



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

*Bulletin of the  
National Technical University "KhPI"*

# Hydraulic machines and hydraulic units

1'2023

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**

№ 1'2023

No. 1'2023

Збірник наукових праць

Collection of scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків  
НТУ «ХПІ», 2023

Kharkiv  
NTU "KhPI", 2023

**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», 2023. – № 1. – 96 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 № 7 від 15.09.2023 р.

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ  
ДОСЛІДЖЕННЯ

FUNDAMENTALS

**I. KORZHOV, K. MYGUSHCHENKO**

## DEVELOPMENT OF A VIRTUAL DEVICE FOR CONTROLLING THE CONDITION OF INDUSTRIAL UNITS NODES USING LABVIEW TOOLS

This article is devoted to the research, construction, configuration and implementation of a virtual device for monitoring the condition of nodes of complex industrial units. Modern units used in heavy engineering require no less modern means of management, control and diagnostics of damage to such units and their components. The development of the structure of control tools is based on multi-level or multi-stage procedures of transformations of incoming measuring signals from aggregates. As the structure of the control device, a structure with a two-stage implementation of the spectral transformation of measurement signals – with a primary static transformation and a secondary static transformation – was chosen. The basis of the primary static transformation is the spectral transformation procedure based on the wavelet transformation. The basis of the secondary static transformation is the procedure of linear discrimination with the indication of the decisive rule. The article demonstrates and implements approaches to building a virtual device in terms of creating a block diagram, developing software, organizing the front panel of the device, setting up and carrying out simulation modeling for blocks of primary and secondary static transformations. The research uses the LabView platform. To prepare incoming measurement signals from nodes of industrial units, in the first block, the procedures of graduation, calibration and normalization of the target function are carried out. To receive input measuring signals from units of industrial nodes, the COM port of the computer is used which, according to the developed program, polls the COM port and inputs measuring signals to the primary static transformation procedure. The article describes a complete virtual control device that is formed and tested, which structurally contains all the blocks for achieving the control result and indicating the control result on the graphic interpretation of the computer.

**Keywords:** virtual device, LabView, computer components, block diagram, spectral transformation, static transformation, sensor of measuring signals, industrial unit.

**I. M. КОРЖОВ, К. Р. МИГУЩЕНКО**

## РОЗРОБКА ВІРТУАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ КОНТРОЛЮ СТАНУ ВУЗЛІВ ПРОМИСЛОВИХ АГРЕГАТИВ ЗАСОБАМИ LABVIEW

Дана стаття присвячена дослідженню, побудові, налаштуванню і реалізації віртуального пристрою контролю стану вузлів складних промислових агрегатів. Сучасні агрегати, що використовуються у важкому машинобудуванні, потребують не менш сучасних засобів управління, контролю та діагностики ушкоджень таких агрегатів та їх вузлів. Розвиток структури засобів контролю спирається на багаторівневі чи багатоступінні процедури перетворень вхідних вимірювальних сигналів з агрегатів. В якості структури пристрою контролю обрана структура з двохетапною реалізацією спектрального перетворення вимірювальних сигналів – з первинним статистичним перетворенням і вторинним статистичним перетворенням. Основою первинного статистичного перетворення є процедура спектрального перетворення на базі вейвлет перетворення. В основу вторинного статистичного перетворення покладена процедура лінійної дискримінації з індикацією вирішувального правила. В статті продемонстровані і реалізовані підходи до побудови віртуального пристрою в розрізах створення блок-схеми, розробки програмного забезпечення, організації лицьової панелі пристрою, здійснення налаштування та проведення імітаційного моделювання для блоків первинного і вторинного статистичних перетворень. В дослідженнях використовується платформа LabView. Для підготовки вхідних вимірювальних сигналів з вузлів промислових агрегатів, у першому блоці, здійснюються процедури градування, калібрування та нормування цільової функції. Для отримання вхідних вимірювальних сигналів з вузлів промислових агрегатів використовується порт COM комп'ютера, який, за розробленою програмою, здійснює опитування COM порту і введення вимірювальних сигналів на процедуру первинного статистичного перетворення. В статті сформований і апробований цілісний віртуальний пристрій контролю, який структурно містить всі блоки для досягнення результату контролю та індикації результату контролю на графічній інтерпретації комп'ютера.

**Ключові слова:** віртуальний пристрій, LabView, комп'ютерні компоненти, блок-схема, спектральне перетворення, статистичне перетворення, датчик вимірювальних сигналів, промисловий агрегат.

**Selecting research area.** Modern and promising industrial units require no less of modern means of management, control and diagnostics of damage caused to such units. The development of the structure for such tools currently involves two stages of transformation [1, 2]:

- primary static transformation, when the target function is formed from the input measurement signals of the unit;

- secondary static transformation, when logical decisions regarding the condition of the unit are formed from the obtained target function.

A typical structure of the aggregate control system is presented in [3]. Similar structures are widespread in modern control systems of industrial units.

The autocorrelation function is used as the target function in [3] for the primary static transformation. The control scheme for the nodes condition of the industrial unit functions as follows: the input measurement signal,

which reflects the physical properties of the control object, passes through time discretization and is divided into two identical signals, one of which enters the spectral transformation unit unchanged, and the other signal initially passes the differentiation procedure, after which it also enters a similar block of spectral transformation. The spectral transformation in the specified blocks is performed according to [4] and with subsequent quadratic transformation. That is, the squares of the wavelet spectra are obtained in accordance with [5] at the output of the specified blocks.

The resulting squares of the spectra undergo a number of transformations, as a result of which sequences are formed that are identical to the spectral characteristics of the input measurement signals. The indicated sequences enter the input of the unit forming the autocorrelation target function [6], at the output of which frequency-time indicators of autocorrelation, time-frequency indicators of

autocoherence and the total indicator of autocoherence are formed.

Grading, calibration and normalization of the autocoherence function takes place in the target function formation block [7].

For the secondary static transformation, the input values are the obtained output indicators of the primary static transformation – autocoherence indicators [6]. On the basis of the specified input values, the secondary static transformation forms a diagnostic decision regarding the condition of the control object [8].

A discriminant function is used to form a diagnostic solution in the secondary statistic transformation. In [9], the most used discriminant functions that provide diagnostic solutions are given. In the system considered in [3], a linear discriminant function was chosen for use as a discriminant function for monitoring the technical conditions of nodes in the industrial unit.

**Research aims and objectives.** The aim of the research presented in the article is to build a virtual device for controlling nodes of industrial units using a graphical environment.

To achieve this aim, the following tasks were set and solved:

- to determine the computer environment and components for the development of algorithmic and software of a virtual device for monitoring the status of industrial units nodes;
- to develop computer components of algorithmic and software procedures of primary static transformation;
- to develop computer components of algorithmic and software procedures of secondary static transformation;
- to develop software tools for a virtual device for monitoring the status of industrial units nodes;
- to develop a virtual control device for indicating the current condition of nodes of industrial facilities.

**Formulating computer components and algorithmic and software procedures of primary static transformation.** To implement the primary static

transformation, which simplified scheme is shown in [3], a virtual device was created in the LabView graphical programming environment. The block diagram of the device is shown in Fig. 1, and the front panel in Fig. 2.

To ensure debugging of the device, testing was carried out in the "Highlight execution" step-by-step execution mode, which is shown in Fig. 3.

The block diagram of the virtual device of the primary static transformation, which is shown in Fig. 1, works as follows. The input measurement signal is divided into two identical signals, one of which is sent to the Continuous Wavelet Transform spectral transformation unit [10]. Another signal after differentiation on the Derivative block is also sent to a similar Continuous Wavelet Transform spectral transformation block. Taking into account that the wavelet transformation is chosen as the spectral transformation in [3], the quantitative indicators of the scale and shift and the type of the mother wavelet are set for the Continuous Wavelet Transform blocks. This is done using the Numeric "scale" and Enum "wavelet" control elements, respectively. The coefficients obtained at the outputs of the Continuous Wavelet Transform blocks are squared using Square elements [11]. The received spectrum squares are transformed into one-dimensional sequences identical to these spectra using the Transpose 2D Array Function elements ("flips" a two-dimensional array – swaps rows and columns, i.e. swaps shift and scale) and specially created Srednee.vi (calculates average values by rows of a two-dimensional array). The block diagram of the Srednee.vi block is shown in Fig. 4.

Indicators of the target function (autocoherence) of the signals are calculated using the Array Size Function blocks (determines the size of a one-dimensional array), Insert Into Array Function (combines two one-dimensional arrays into one one-dimensional array), For Loop structures (a loop for forming a service array of categories), elements of 1D ANOVA VI (implements variance decomposition). At the output, we get frequency-time, time-frequency and total autocoherence indicators.

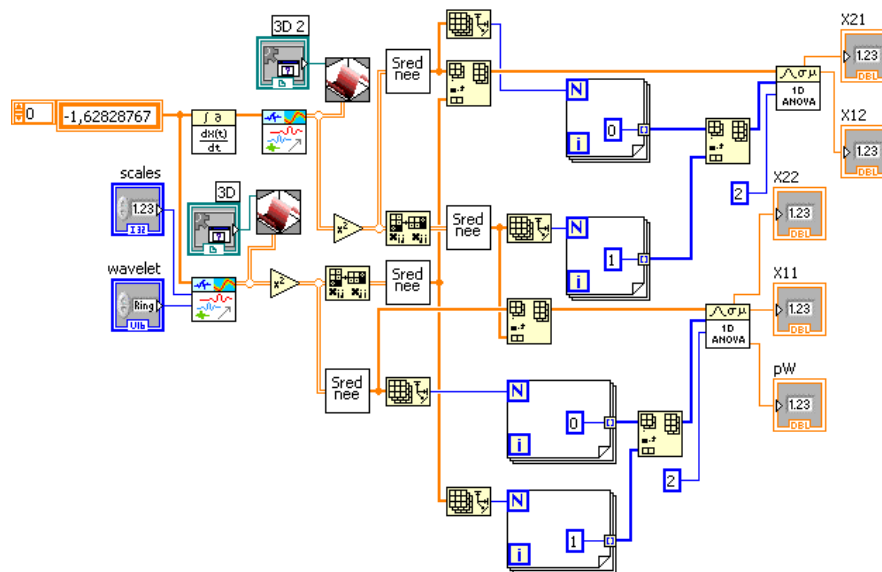


Fig. 1. Block diagram of the virtual device of the primary static transformation

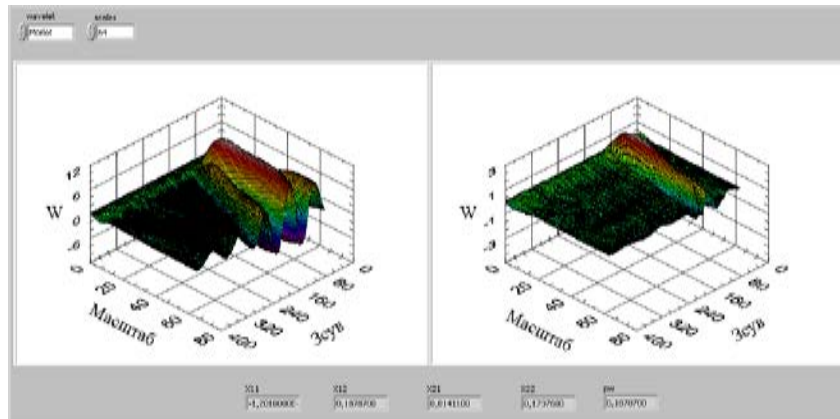


Fig. 2. The front panel of the virtual device of the primary static transformation

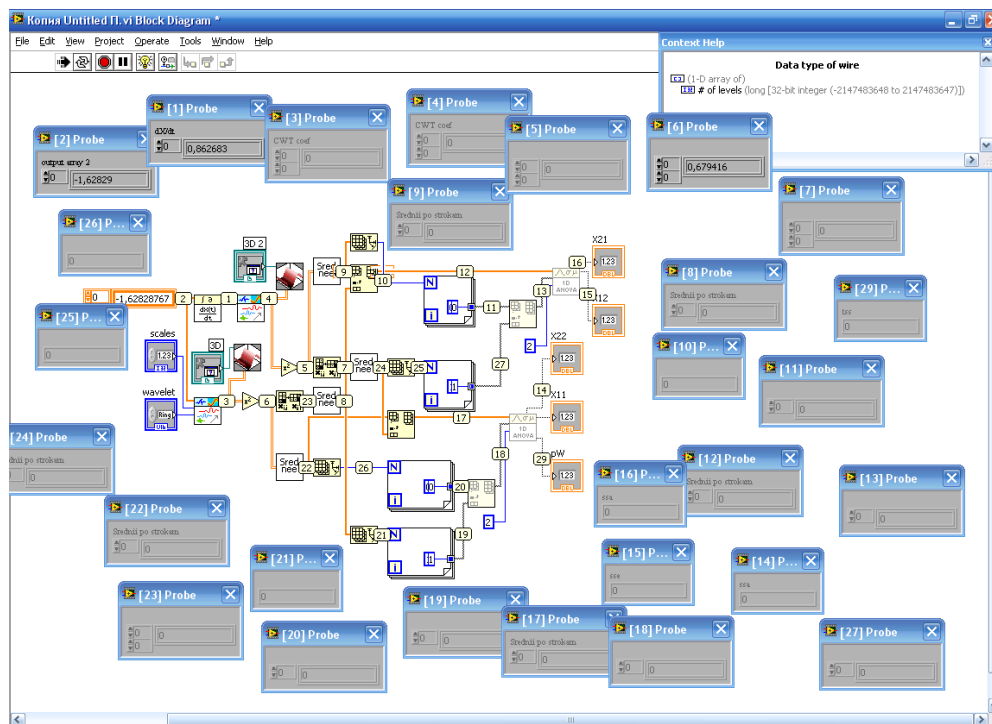


Fig. 3. The process of testing and debugging the virtual device of the primary static transformation

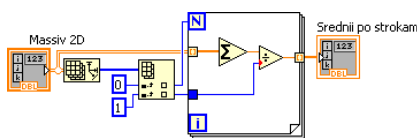


Fig. 4. Block diagram Srednee.vi

Display of the calculated indicators of the target function (autocoherence) is done using Numeric Indicator elements; visualization of spectral coefficients takes place in the ActiveX container that holds the 3D graph control with conversion of 3D Surface VI data types.

**Implementing algorithmic and software procedures of secondary static transformation.** The method for evaluating the geometric distance of the nominal value features of the spectral coefficients and the value of the spectral coefficients of the studied sample was chosen to perform the procedures of secondary static

transformation implementing linear discrimination. To implement the secondary static transformation, a virtual device was created, the block diagram of which is shown in Fig. 5. The process of testing and debugging in the "Highlight execution" step-by-step execution mode is shown in Fig. 6.

For the block diagram of the virtual device of the secondary static transformation (Fig. 5), the input parameters are the minimum and maximum value of the training sample, and the step of the training sample volume. These values are set by the corresponding Numeric controls. The selection of the model is embedded in the Vertical Toggle Switch control element. This model characterizes the gradual growth of the geometric distance between the diagnosed conditions as the size of the feature space increases. To calculate the target probability function based on the given input parameters, three Formula Node structures with the corresponding formulas are used ( $\text{int } N = (N_{\text{max}} - N_{\text{min}}) / N_{\text{step}} + 1$  is used to

calculate the number of repetitions of the main cycle body,  $N = n_{max}/n_{step}$  is used to calculate the number of repetitions of the body nested loop,  $int\ x = k + 1$ ;  $int\ y = N * n_{step} + n_{min}$ ;  $if(B == 1)\ S = S + a / pow(k + 1, 2)$ ;  $else\ S = S + a / (k + 1)$ ;  $z = pow(S, 2) / (2 * sqrt(pow(S, 2) + 2 * (k + 1) / y))$  used to calculate the geometric distance between the diagnosed conditions and the argument of the probability integral), two For Loops, the Error Function VI element (calculation of the integral of the probability).

ActiveX container that holds the 3D graph control with conversion of 3D Surface VI data types is used for graphical display of the obtained calculations, and Array element [10, 11] is used for numerical display.

For a more convenient visual analysis of the obtained results, the function of automatic search and display of the

maximum value of the target function on the surface depicted in 3D Surface VI is carried out. The specified function is implemented using Array Max & Min Function elements (search for the maximum value in a two-dimensional matrix), Index Array Function (getting the coordinates of the maximum value found in a two-dimensional matrix), methods and functions of the 3D Surface VI object – "Cursors", "RemoveAll", "Add", "Plots", "Item", "Row", "Column", "SnapMode", "Name", "Plot", "NameVisible". The following functions [11] were used for the calculations: POWER(), ERF(), INDEX(), MATCH(), MAX(), and conditional formatting was also applied for convenient visual analysis of the obtained results – automatic selection of maximum values for given values in green parameters (see Fig. 7).

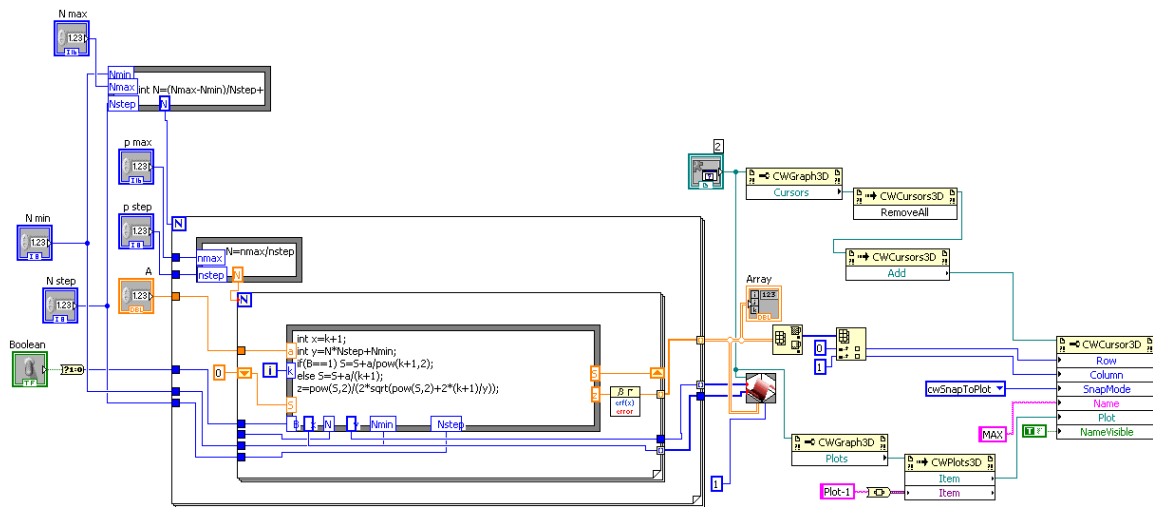


Fig. 5. Block diagram of the virtual device of the secondary static transformation

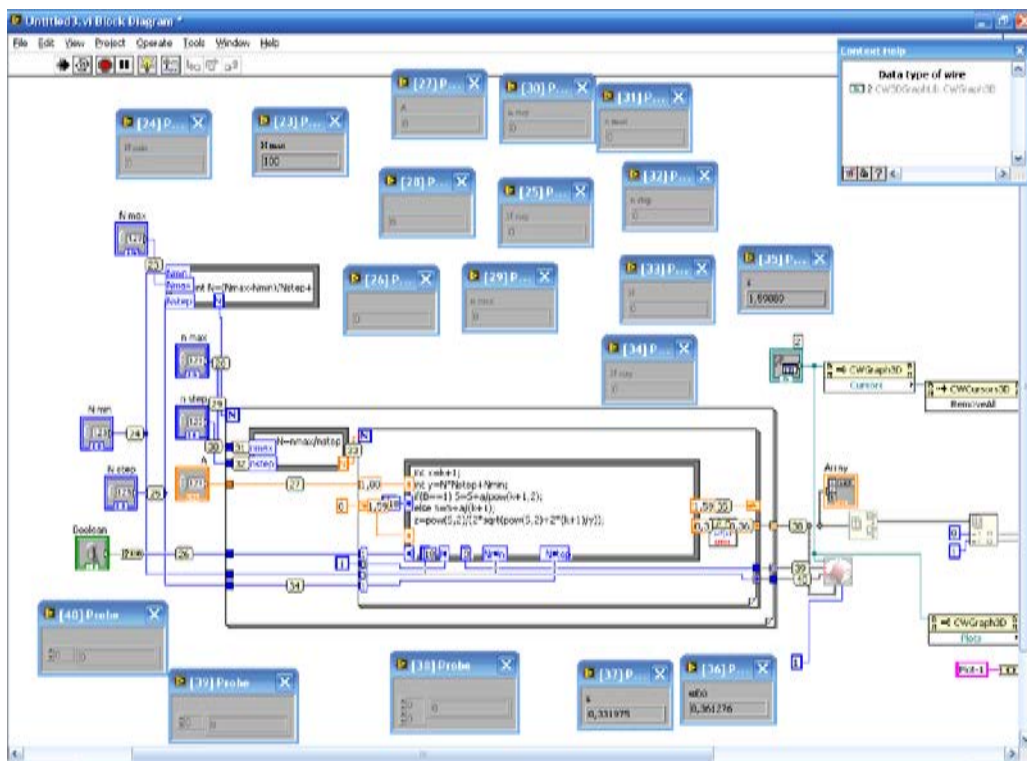


Fig. 6. The process of testing and debugging a secondary static transformation virtual device



A more complex example of using the OpenOffice Calc table processor is the program for constructing histograms of the laws for distribution of random component spectral coefficients, which is shown in Fig. 8. The specified program uses a more complex set of functions, namely [11]: MIN(), MAX(), IF(), FREQUENCY() – array formula, SUM(), OFFSET(). Dynamic named ranges are also applied, which allows you to change the input parameters, including the dimension, which automatically affects the graphical representation of the distribution laws of the random component spectral coefficients on the graph.

**Developing a virtual control device on the LabView platform.** The implementation of primary and secondary static transformations requires transferring real physical signals from sensors installed on nodes of industrial units to the computer. Reception and processing of electrical signals is carried out through the COM port [12] (regardless of the actual connection – wired or

wireless using Bluetooth technology [13].

A virtual device was created in the LabView graphical programming environment to receive and process the input measurement signals by a computer. Its block diagram is shown in Fig. 9.

To connect the software to the COM port, the VISA Configure Serial Port VI block is used, with the following communication settings and appropriate control elements: Enable Termination Char, termination char, timeout, VISA resource name, baud rate, data bits, parity, stop bits, flow control. The output parameter of the VISA Configure Serial Port VI block is VISA resource name out, which is fed to the input of the VISA Flush I/O block. The Buffer Function in the scheme is necessary to clear the buffer of the COM port from possible residual information. From the output of the VISA Flush I/O Buffer Function block, the VISA resource name out parameter signal enters the continuous cycle of the While Loop structure (the end of the cycle is manual).

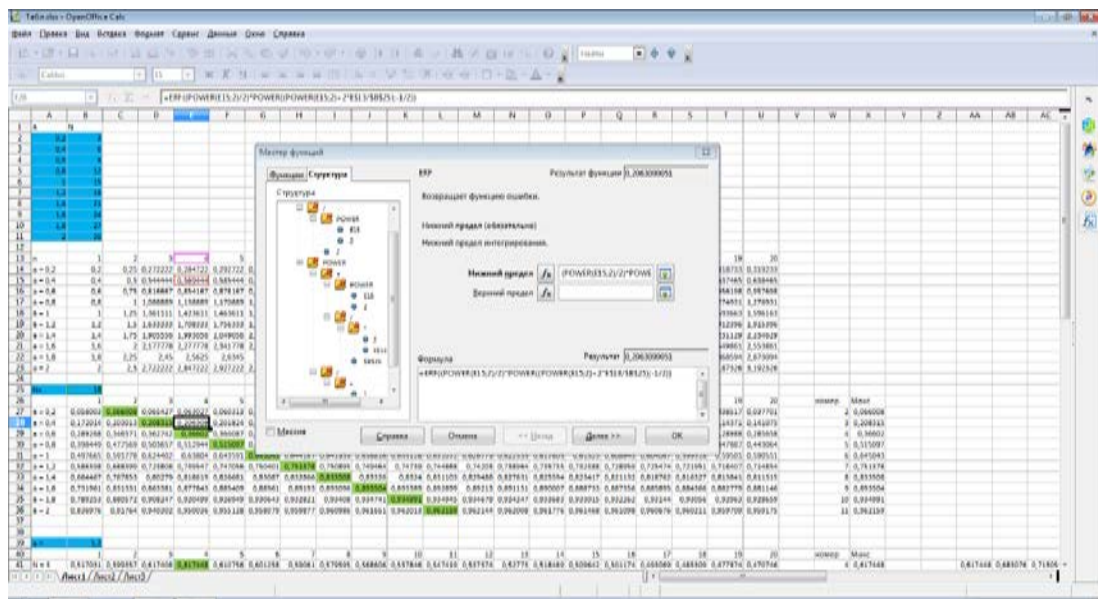


Fig. 7. Using OpenOffice Calc to determine the target function

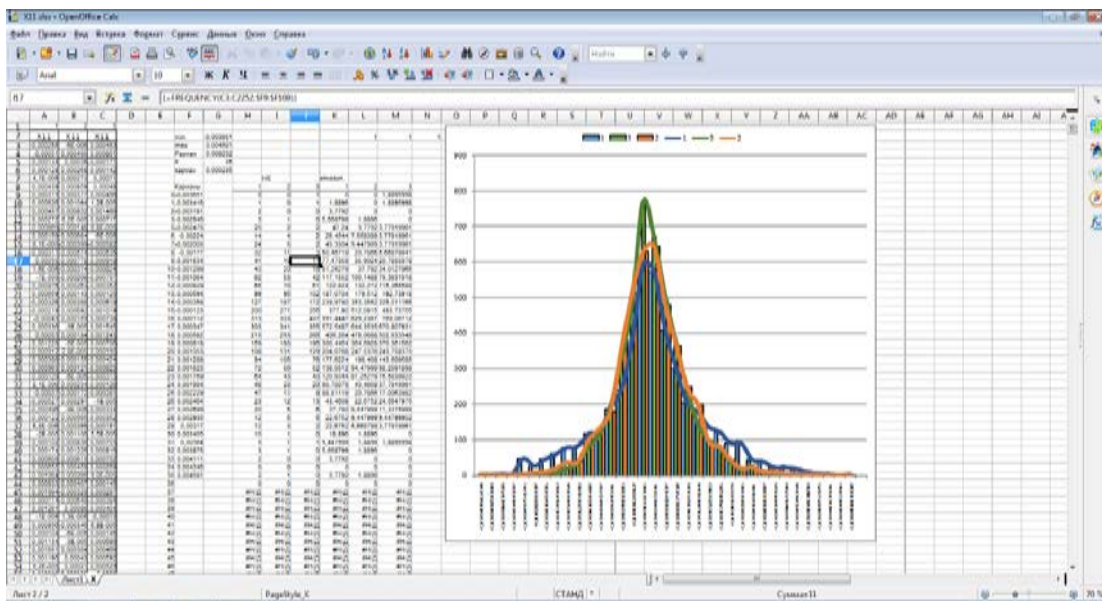


Fig. 8. Using of OpenOffice Calc for construction of histograms of distribution laws

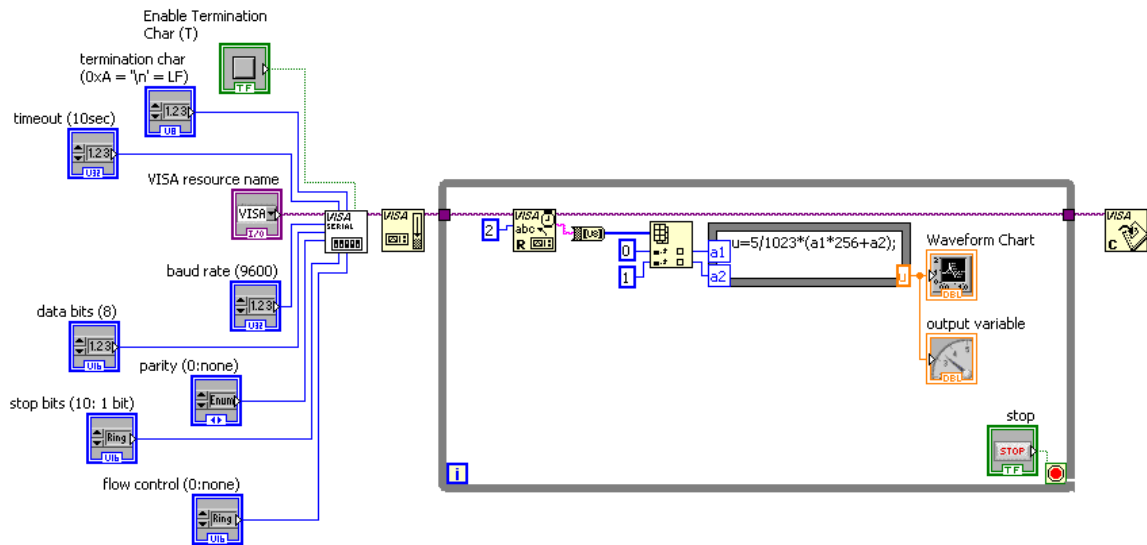


Fig. 9. Block diagram of a virtual device for receiving input measurement signals

In the body of the continuous cycle of the While Loop structure, the VISA resource name out parameter enters the input of the VISA Read Function block, which reads the information received from the sensors installed on the nodes of the industrial unit into the buffer of the COM port in the form of a String variable. The String To Byte Array Function block is used to convert the received information in the form of an array consisting of two bytes is sent to the Index Array Function block, which separates and outputs the value of each of the received bytes separately.

To obtain the measured value of electrical signals, the received bytes are sent to the Formula Node structure, where the calculation formula is implemented  $u = 5/1023*(a1*256 + a2)$ .

At the output of the Formula Node structure, the measured value of the signals from the sensors is received. At the end of reading (manual interruption of the continuous cycle of the While Loop structure), the COM port is closed using the VISA Close Function element.

As a result of using a virtual device (see Fig. 9) to receive input measurement signals, further processing of these signals is possible using the previously discussed primary and secondary static transformation devices. The front panel of such a device is implemented with LabView tools according to Fig. 10.

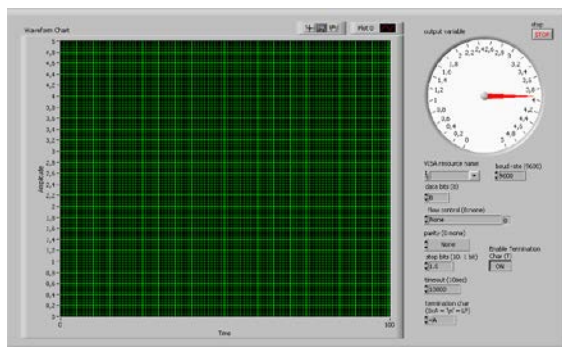


Fig. 10. The front panel of the virtual device for receiving incoming measurement signals

To set up a virtual device for receiving input measurement signals, a control and transmission control device parameters block was created. The image of this block is shown in Fig. 11.

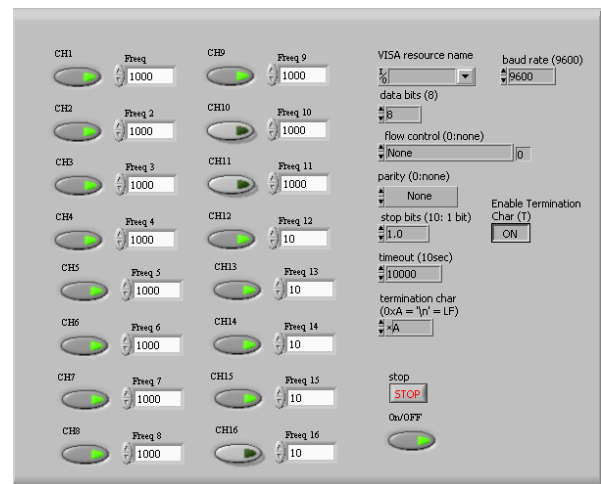


Fig. 11. Block for control and transmission of control device parameters

Fig. 11 shows the following settings and parameters: device status (on-off), measurement channel status (on-off), measurement frequency of corresponding channels (on-off). The data is converted into a String variable using the Build Array Function, Boolean Array To Number Function, Number To Decimal String Function, and Concatenate Strings Function elements. The VISA Write Function block implements the recording of received settings and parameters through the COM port in the device for monitoring and diagnosing the condition of industrial facilities [11].

At the end of the setting (manual interruption of the continuous cycle of the While Loop structure), the COM port is closed using the VISA Close Function element.

The programs and principles used and described in the research are implemented in practice [14]. During implementation, a virtual device for monitoring the condition of industrial units nodes was created, the front

panel of which is shown in Fig. 12.

The virtual control device has the following control elements:

- COM port settings – Enable Termination Char, termination char, timeout, VISA resource name, baud rate, data bits, parity, stop bits, flow control;
- setting of measurement channels – Push Button (channel status – on-off), Numeric control (measurement frequency);
- the condition of the device for monitoring the nodes condition in industrial units – Push Button (channel condition – on-off);
- stopping the operation of the virtual device – Button Stop;
- number of scales and type of mother wavelet

Numeric "scale" and Enum "wavelet", respectively;

- selection of the spectrum display of ComboBox channels [11].

The virtual control device has the following display elements:

- Waveform Chart with the function of data accumulation, allowing observing changes in the measured value of the nodes condition in industrial units;
- Gauge indicator of instantaneous values;
- ActiveX container that holds the 3D graph control is necessary for visualization of spectral coefficients;
- Array – displays the covariance matrix;
- Round Led indication of the control result;
- String Indicator indication of the control result in text form [11].

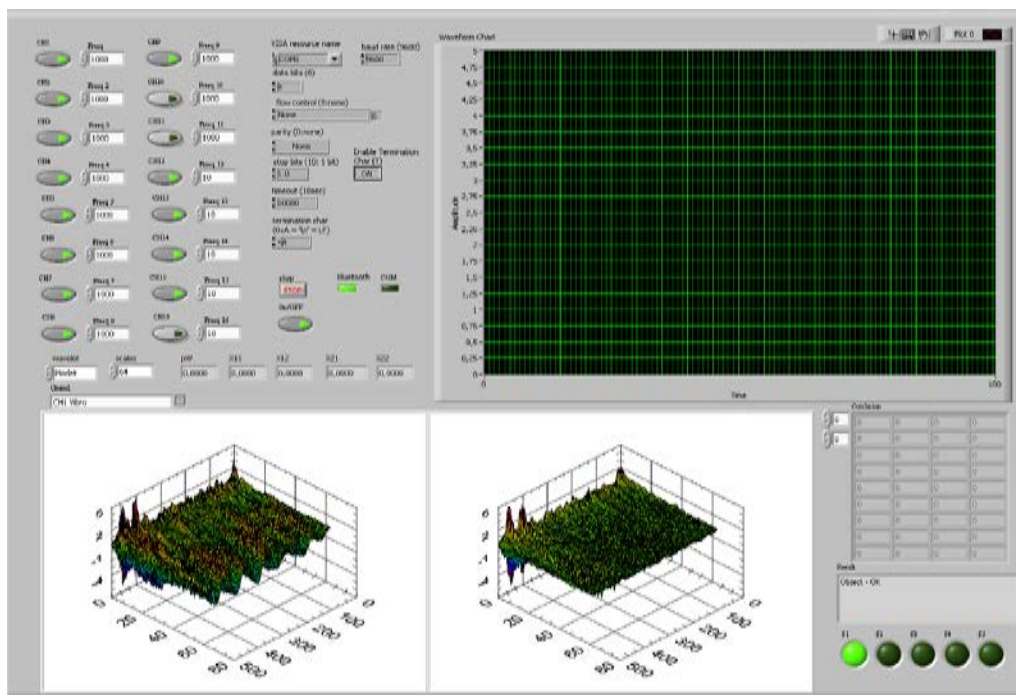


Fig. 12. A virtual device for monitoring the nodes condition in industrial units

**Conclusions.** The following results were obtained as a result of the research, construction, configuration and implementation:

- the structure of algorithmic support of control devices in the form of primary and secondary static transformation is formed;
- the spectral transformation of signals by means of LabView using the standard Wavelet Analysis VIs library and the WA Continuous Wavelet Transform element is implemented and investigated;
- computer components and algorithmic and software procedures of the primary static transformation are formed;
- algorithmic and software procedures of secondary static transformation are implemented;
- software for monitoring the condition of industrial units nodes on the LabView platform is developed.

#### References

1. Щапов П. Ф. Методи підвищення вірогідності контролю та діагностики стохастичних параметрів об'єктів різної фізичної

природи: дис. ... д-ра техн. наук: 05.11.13. Харків, 2009. 368 с.

2. Коржов І. М. Загальне формулювання задачі функціональної діагностики для моделей параметричної дискримінації. *Системи управління, навігації та зв'язку*. 2018. № 6 (52). С. 48–52.
3. Патент US 7,048,438 B2, G01K 7/01. 2006.
4. Kim K. A., Kim S. Wavelet-based method for action potential detection from extracellular neural signal recording with low signal-to-noise ratio. *IEEE Trans on Biomed. Eng.* 2003. Vol. 50, no. 8. P. 999–1011.
5. Валуйская О. Ю. Обработка выбросов с целью определения параметров для экспресс-диагностики топливной аппаратуры дизельных агрегатов. *Вестник Нац. ун-та «ХПИ»*. Сер.: Автоматика и приборостроение. Харьков: НТУ «ХПИ». 2002. Т. 7, вып. 9. С. 31–34.
6. Коржов І. М. Аналіз моделей функції когерентності спектральної нестационарності випадкових сигналів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). P. 30–34.
7. Hinich M. J. A statistical theory of signal coherence. *IEEE Journal Oceanic Engineering*. 2000. Vol. 25, no. 2. P. 256–261.
8. Володарський Є. Т., Шантир Д. С., Шантир С. В. Дворівневий структурний аналіз вібродіагностичних сигналів. *Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія*. 2007. № 1. С. 171–175.
9. Щапов П. Ф., Аврунин О. Г. Повышение достоверности

контроля и диагностики объектов в условиях неопределённости: монография. Харьков: ХНАДУ, 2011. 191 с.

10. Bress T. *Effective LabVIEW Programming*. NTS Press, 2013. 720 p.
  11. Баран Е. *LabVIEW. Реконфигурируемые измерительные и управляющие системы*. ДМК Пресс, 2017. 448 с.
  12. Евдокимов Ю. *Все о «LabVIEW 8 для радиоинженера + (CD)»*. ДМК Пресс, 2007. 398 с.
  13. Асмаков С. Интерфейс Bluetooth: разберемся с нюансами. *КомпьютерПресс*. 2013. № 3 (279). С. 34–36.
  14. 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.
- References (transliterated)**
1. Shchapov P. F. *Metody pidvyshchennya virohidnosti kontrolyu ta diahnostryky stokhastychnykh parametriv ob'yektiv riznoyi fizychnoyi pryrody: dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.11.13* [Method of improved control and diagnostics confidence of stochastic parameters for objects of different physical nature Dr. eng. sci.diss.]. Kharkiv, 2009. 368 p.
  2. Korzhov I. M. Zahal'ne formulyuvannya zadachi funktsional'noyi diahnostryky dlya modeley parametrychnoyi dyskriminiatsiyi [General formulation of the functional diagnostics problem for parametric discrimination models]. *Systemy upravlinnia, navihatsii ta zviazku*. 2018, no. 6 (52), pp. 48–52.
  3. *Patent US 7,048,438 B2, G01K 7/01*, 2006.
  4. Kim K. A., Kim S. Wavelet-based method for action potential detection from extracellular neural signal recording with low signal-to-noise ratio. *IEEE Trans on Biomed. Eng.* 2003, vol. 50, no. 8, pp. 999–1011.
  5. Valuyskaya O. Yu. Obrabotka vibrosignalov s tsel'yu opredeleniya parametrov dlya ekspress-diaagnostiki toplivnoy apparatury dizel'nykh agregatov [Processing of vibration signals in order to determine parameters for express diagnostics of fuel equipment of diesel units]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Avtomatika i priborostroenie* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automatics and Instrument-making]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2002, vol. 7, issue 9, pp. 31–34.
  6. Korzhov I. M. Analiz modeley funktsiyi koherentnosti spektral'noyi nestatsionarnosti vypadkovykh syhnaliv [Analysis of models of coherence of spectral non-stationality of random signals]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 30–34.
  7. Hinich M. J. A statistical theory of signal coherence. *IEEE Journal Oceanic Engineering*. 2000, vol. 25, no. 2, pp. 256–261.
  8. Volodars'kyi Ye. T., Shantyr D. S., Shantyr S. V. Dvorivnevyy strukturnyy analiz vibrodiahnostychnykh syhnaliv [Two-level structural analysis of vibration diagnostic signals]. *Informatsiyi tekhnolohiyi ta komp'yuterna inzheneriya*. 2007, no. 1, pp. 171–175.
  9. Shchapov P. F., Avrunin O. G. *Povyshenie dostovernosti kontrolya i diahnostryki ob'ektiv v usloviyakh neopredelenosti* [Increasing the reliability of control and diagnostics of objects in conditions of uncertainty]. Kharkov, KhNADU Publ., 2011. 191 p.
  10. Bress T. *Effective LabVIEW Programming*. NTS Press Publ., 2013. 720 p.
  11. Baran E. *LabVIEW. Rekonfiguriruyemye izmeritel'nye i upravlyayushchie sistemy* [LabVIEW. Reconfigurable measuring and control systems]. ДМК Пресс Publ., 2017. 448 p.
  12. Evdokimov Yu. *Vse o "LabVIEW 8 dlya radioinzhenera + (CD)"* [All about "LabVIEW 8 for Radio Engineer + (CD)"]. ДМК Пресс Publ., 2007. 398 p.
  13. Asmakov S. Interfeys Bluetooth: razberemysya s nyuansami [Bluetooth interface: let's understand the nuances]. *Komp'yuterPress*. 2013, no. 3 (279), pp. 34–36.
  14. Korzhov I. M. *Prystriy 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.

Received 20.04.2023

#### Відомості про авторів / About the Authors

**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

**Мигушченко Катерина Русланівна (Mygushchenko Kateryna)** – Lincoln Park High School, Chicago, USA; e-mail: katyamig06@gmail.com



**M. CHERKASHENKO**

## SYNTHESIS OF MINIMAL SCHEMES OF SYSTEMS CONTROL OF HYDRAULIC AND PNEUMATIC DRIVES

The existing schemes of command apparatus are presented. Their analysis is carried out and the shortcomings are indicated. The scheme of a fundamentally new command apparatus is given, which can significantly reduce the number of its elements. The synthesis of the pneumatic control system of the foundry machine was carried out on the basis of the design approach proposed by M. Cherkashenko, which as a result led to a reduction in the devices by 3.5 times. A graph of operations of the pneumatic control system of the molding machine is constructed. A matrix of correspondences is obtained, which determines the correspondence between the signals that cause transitions and the complete input sets acting in the transitions. Analysis of the matrix of correspondences made it possible to identify and eliminate contradictory transitions. On the basis of the elongations, a system of equations describing the scheme of the control system is synthesized. Further, minimization is performed due to factorization and decomposition of equations, and obtaining equations in their final form. A diagram is presented pneumatic control system of the molding machine, consisting of a command apparatus containing three cells, five cylinders, two vibrators, six limit switches, a time relay and other devices. The circuit simultaneously uses the functional and logical capabilities of limit switches, the possibility of implementing the functions of three variables by distributors. Thus, the use of the proposed command apparatus, in contrast to the existing schemes of command apparatus, can significantly reduce the number of distributors in the synthesis of the command apparatus itself and significantly reduce the number of elements when using the chosen approach to the design of circuits of pneumohydraulic control systems.

**Keywords:** mathematical model, graph of operations, minimal scheme, equations, matrix of correspondences, command apparatus.

**М. В. ЧЕРКАШЕНКО**

## СИНТЕЗ МІНІМАЛЬНИХ СХЕМ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ГІДРО- І ПЕВМОПРИВОДІВ

Представлені існуючі схеми командоапарату. Проводиться їх аналіз і вказуються недоліки. Наведено схему принципово нового командоапарату, який дозволяє значно скоротити кількість його елементів. Синтез пневматичної системи управління ливарним верстатом здійснювався на основі конструктивного підходу, запропонованого М. Черкашенко, що в результаті призвело до скорочення пристроїв в 3,5 рази. Побудовано граф операцій пневматичної системи управління формувальної машини. Синтезована матриця відповідностей, яка визначає відповідність між сигналами, що викликають переходи, і повними вхідними множинами, що діють в переходах. Аналіз матриці відповідностей дозволив виявити і усунути суперечливі переходи. На основі подовжень синтезується система рівнянь, що описують схему системи управління. Далі виконується мінімізація за рахунок факторизації і розкладання рівнянь, і отримання рівнянь в їх кінцевому вигляді. Представлена схема пневматичної системи управління формувальної машини, що складається з командоапарату, що містить три осередки, п'ять циліндрів, два вібратори, шість кінцевих вимикачів, реле часу та інші пристрої. Схема одночасно використовує функціональні та логічні можливості кінцевих вимикачів, можливість реалізації розподільниками функцій трьох змінних. Таким чином, застосування запропонованого командоапарату, на відміну від існуючих схем командоапаратів, дозволяє значно скоротити кількість розподільників при синтезі самого командоапарату і значно зменшити кількість елементів при використанні обраного підходу до проектування схем пневмогідролічних систем управління.

**Ключові слова:** математична модель, граф операцій, мінімальна схема, рівняння, матриця відповідностей, командоапарат.

**Existing command apparatuses.** In Fig. 1, *a*, *b* shows the schemes of command devices designed for the implementation of the memory unit in pneumatic high-pressure control systems. In these devices, when a signal is applied  $S$  to one of the inputs on one of the outputs signal  $y = 1$ , and on the rest – signals  $y = 0$ . In addition, when the next distributor of the chain is turned on, the previous one is turned off (the first one is considered the next after the last distributor).

Command apparatus (Fig. 1, *b*). The input signals in it are fed not to the control chambers of the distributors, but to their input channels. In addition, each subsequent distributor turns off the previous one and turns on the next one and thereby prepares it to receive the input signal. The circuits (Fig. 1, *a*, *b*) are passive, require the installation of additional elements to return the distributors to their original position, but in some cases allows you to save elements.

The command apparatus (a.s. no. 1242926) (Fig. 2) increases the speed of its shutdown, but has a significant number of distributors scheme.

The command apparatus works in this way. Signals in the initial position  $x_1 - x_n$  in input channels and signals  $y_1 - y_n$  in the output channels are zero. During the start

signal  $p_n$  through the  $\vee$  the distributor 1 of the first cell is switched, the supply pressure enters the output channel ( $y_1 = 1$ ). During the signal  $x_2 = 1$  the distributor 2 of the second cell is switched, the output signal of which will cause the switch of the distributor 1 of the second cell, the output signal  $y_2 = 1$ . This signal through the  $\vee$  turns off the allocator 1 of the first cell, as a result  $y_1 = 0$ .

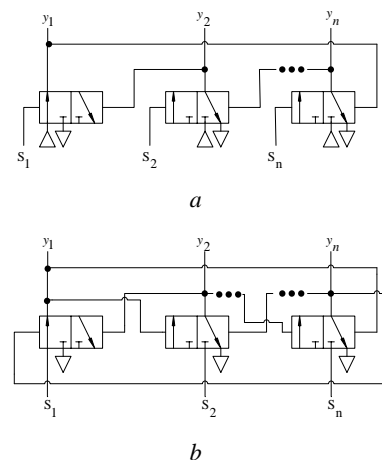


Fig. 1. Scheme of command apparatus built on switchgears

© M. Cherkashenko, 2023

Sequential input  $x_i = 1$  will cause sequential generation of output signals  $y_i = 1$ . During the shutdown signal  $p_0$ , regardless of the presence of an input signal  $x_i = 1$ , all distributors 2 are switched by connecting the control chambers of the distributors 1 to the atmosphere. At the same time, the signal  $p_0$  through the elements  $\vee$  passes into the control chambers of the distributors 1, which causes the removal of output signals ( $y_i = 0$ ). If the valves are removed from this diagram  $\vee$ , connected to the emergency reset signal, we get a well-known scheme of the command apparatus with the control of the previous stroke.

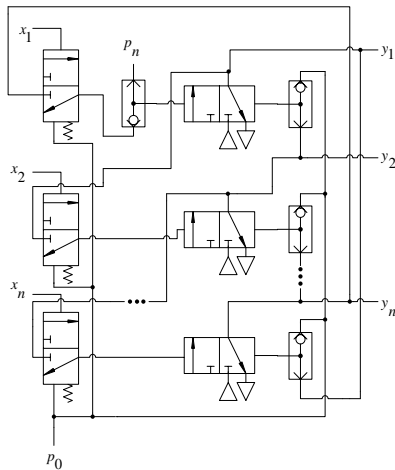


Fig. 2. Scheme of the command apparatus built on distributors and valves

In the scheme of the command apparatus (a.s. no. 1303656), shown in Fig. 3, used to memorize signals logic gates, which can reduce the number of elements, but has a large number of distributors.

The command apparatus works in this way. In the initial position, the signals at the inputs ( $x_1, x_2, \dots, x_n$ ) and outputs ( $y_1, y_2, \dots, y_n$ ) are equal to 0. When a signal is given ( $p_n = 1$ ) to the input of the element  $\vee$  the allocator 1 of the first cell is switched. In this case, the supply pressure is supplied to the output of the first cell ( $y_1 = 1$ ).

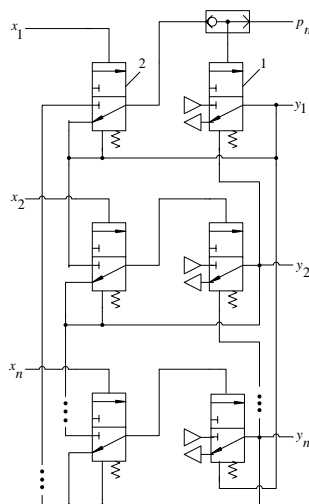


Fig. 3. Scheme of the command apparatus using distributors with one-way control

At the other outputs of the command apparatus, the signals are 0 ( $y_2, y_3, \dots, y_n = 0$ ). The signal, which is equal to 1, also enters the control chambers of the distributor 2 of the first cell and the distributor 1 of the last cell, fixing their initial state, at the input of the distributor 2 of the next second cell and at the input of the distributor 2 of the first cell. Through the distributor 2, the signal, which is equal to 1, passes through the element  $\vee$  to the control chamber of the distributor 1. This ensures that the output signal is stored  $y_1 = 1$  after the signal is removed  $p_n$ . When the input of the second signal cell is applied  $x_2 = 1$  the distributor 2 of the second cell is switched and the signal enters the control chamber of the distributor 1 of the same cell, switching the distributor 1. The supply pressure through the distributor 1 of the second cell enters the output of the second cell of the command apparatus ( $y_2 = 1$ ) and into the control chambers of the distributor 2 of the second cell and the distributor 1 of the first cell by switching them. After switching the distributor 2 of the second cell in the starting position, the signal, which is equal to 1, passes through this distributor to the control chamber distributor 2 this the same cells. In this case, the signal, which is equal to 1, is stored at the output ( $y_2 = 1$ ). At the same time, the distributor 1 of the first cell returns to its original position under the action of the backwater spring and the signal  $y_2 = 1$ , which enters the inverse control chamber of the distributor 1 of the first cell. At the same time, the output signal  $y_1$ , as with other outputs, signals  $y_3, y_4, \dots, y_n$ , are equal to 1. Further signaling  $x_n$  causes a signal to appear  $y_n$ , which is equal to 1, at the output of the last cell. At the last outputs, the signals are equal to 0, the work of the command apparatus here is similar to the work of the cells under consideration. The cycle of operation of the command apparatus resumes when a signal is applied  $x_1 = 1$  into the control chamber of the distributor 2 of the first cell. In the event of a removal of the supply pressure, including in an emergency, the command apparatus is set to the initial state due to the use of distributors with backwater springs.

The reprogrammable complex command apparatus (a.s. no. 1241217) is shown in Fig. 4.

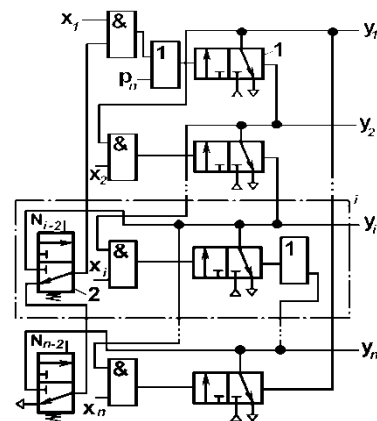


Fig. 4. Scheme of the reprogrammable command apparatus

The command apparatus works in this way. During the start signal  $p_n$  through the  $\vee$  the allocator 1 of the first cell is switched. A signal is generated in the output



Table 1 – Interaction of input signals and actuators

Output signals		Inputs signals					
Designation	Name	Automatic Mode				Adjustment	
		Starting position	Final position	Intermediate		Included	Closed
				Naming	Designation		
Z1	Moving the flask	X7	X8	–	–	–	–
Z2	Pre-pressing	X5	$\tau$ (Z2)	–	–	–	–
Z3	Broach	–	–	–	–	–	–
Z4	Moving the gate	X9	X10	–	–	–	–
Z5	Moving the crosshead	–	X11	–	–	–	–
Z6	Shaking the flask	–	–	–	–	–	–
Z7	Shaking the hopper	–	–	–	–	–	–
Z8	Blowing molds	–	–	–	–	X4	–

descends ( $-Z1 = 1$ ), pre-pressing is coming to an end ( $-Z2 = 1$ ), the broach cylinder is extended ( $Z3 = 1$ ) and the flask vibrator is switched on ( $Z6 = 1$ ). At the signal  $X5X7 = 1$ , the traverse returns to its original position ( $-Z5 = 1$ ) and the shaking the flask vibrator turns off ( $-Z6 = 1$ ). After that, the operator manually turns on ( $X4 = 1$ ) mold blowing ( $Z8 = 1$ ) and disables the broach ( $-Z3 = 1$ ). The cycle ends. Device: X1 – start button; X4 – mold blowing button.

The operation graph [5, 6] is shown in Fig. 6.

For the synthesis of the scheme, it is advisable to use the approach proposed by M. Cherkashenko.

The mapping matrix is presented below.

Here, the bold units on the main dial (shifted by one line) of the matrix of correspondences correspond to transitions; the underlined contradictory unit is eliminated; the remaining units are not contradictory. Elongations are shown in bold, and identical input sets are marked with asterisks. The matrix of correspondences defines the

correspondence between the signals that cause the transitions and the complete input sets that act in the transitions. Analysis of the matrix of correspondences made it possible to identify and eliminate contradictory transitions. On the basis of the elongations carried out, a system of equations describing the scheme of the control system is synthesized. Further, minimization is performed due to factorization and decomposition of equations, and obtaining equations in final form.

$$\begin{aligned}
 S_1 &= w = \bar{z}_7 = x_9y_3; S_2 = \bar{z}_2 = z_3 = z_6 = \tau; \\
 S_3 &= \bar{z}_3 = z_8 = x_4; R_1 = y_2; R_2 = y_3; R_3 = y_1; \\
 z_1 &= x_1 + x_{11}; \bar{z}_1 = w + \tau; z_2 = x_{11}; \\
 z_4 &= z_7 = x_5x_8; \bar{z}_4 = x_{10}; \\
 z_5 &= x_7y_1; \bar{z}_5 = \bar{z}_6 = x_5x_7y_2; \\
 z_8 &= x_4 - \text{blowing molds.}
 \end{aligned}$$

The diagram of the pneumatic control system of the molding machine is shown in Fig. 7.

It should be noted that the methods of designing circuits are presented in [7–12].

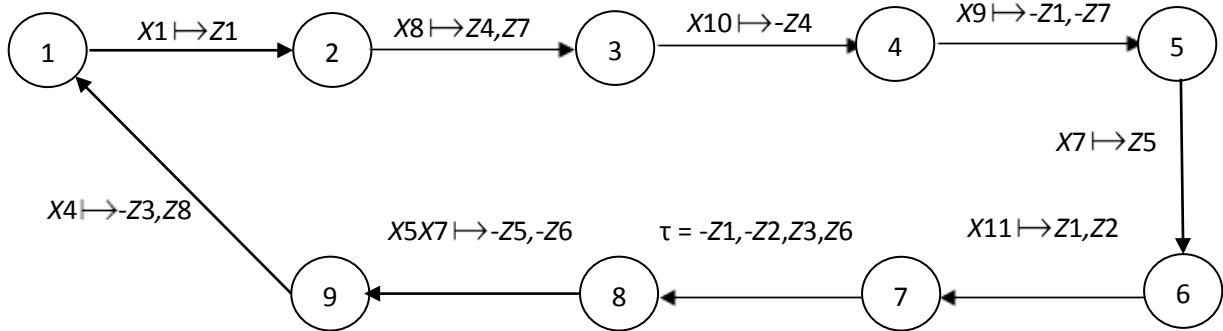


Fig. 6. Graph of operations: -Z – signal to return the cylinder rod to its original position

	$x_1$	$x_8x_5$	$x_{10}$	$x_9y_3$	$x_7y_1$	$x_{11}$	$\tau$	$x_5x_7y_2$	$x_4$
$\emptyset, x_5x_7x_9 \rightarrow \emptyset *$	0	0	0	1	0	0	0	0	0
$x_1, x_5x_7x_9 \rightarrow Z_1$	<b>1</b>	0	0	1	0	0	0	0	0
$x_8, x_5x_9 \rightarrow Z_4Z_7$	0	<b>1</b>	0	1	0	0	0	0	0
$x_{10}, x_5x_8 \rightarrow \bar{z}_4$	0	1	<b>1</b>	0	0	0	0	0	0
$x_9, x_5x_8 \rightarrow \bar{z}_1\bar{z}_7S_1$	0	1	0	<b>1</b>	0	0	0	0	0
$x_7, x_5x_9 \rightarrow Z_5 *$	0	0	0	0	<b>1</b>	0	0	0	0
$x_{11}, x_5x_7x_9 \rightarrow Z_1Z_2$	0	0	0	0	1	<b>1</b>	0	0	0
$\tau, x_8x_9 \rightarrow \bar{z}_1\bar{z}_2z_3z_6S_2$	0	<u>1</u>	0	0	0	0	<b>1</b>	0	0
$x_5x_7, x_9 \rightarrow \bar{z}_5\bar{z}_6 *$	0	0	0	0	0	0	0	<b>1</b>	0
$x_4, x_5x_7x_9 \rightarrow \bar{z}_3z_8S_3$	0	0	0	1	0	0	0	0	<b>1</b>



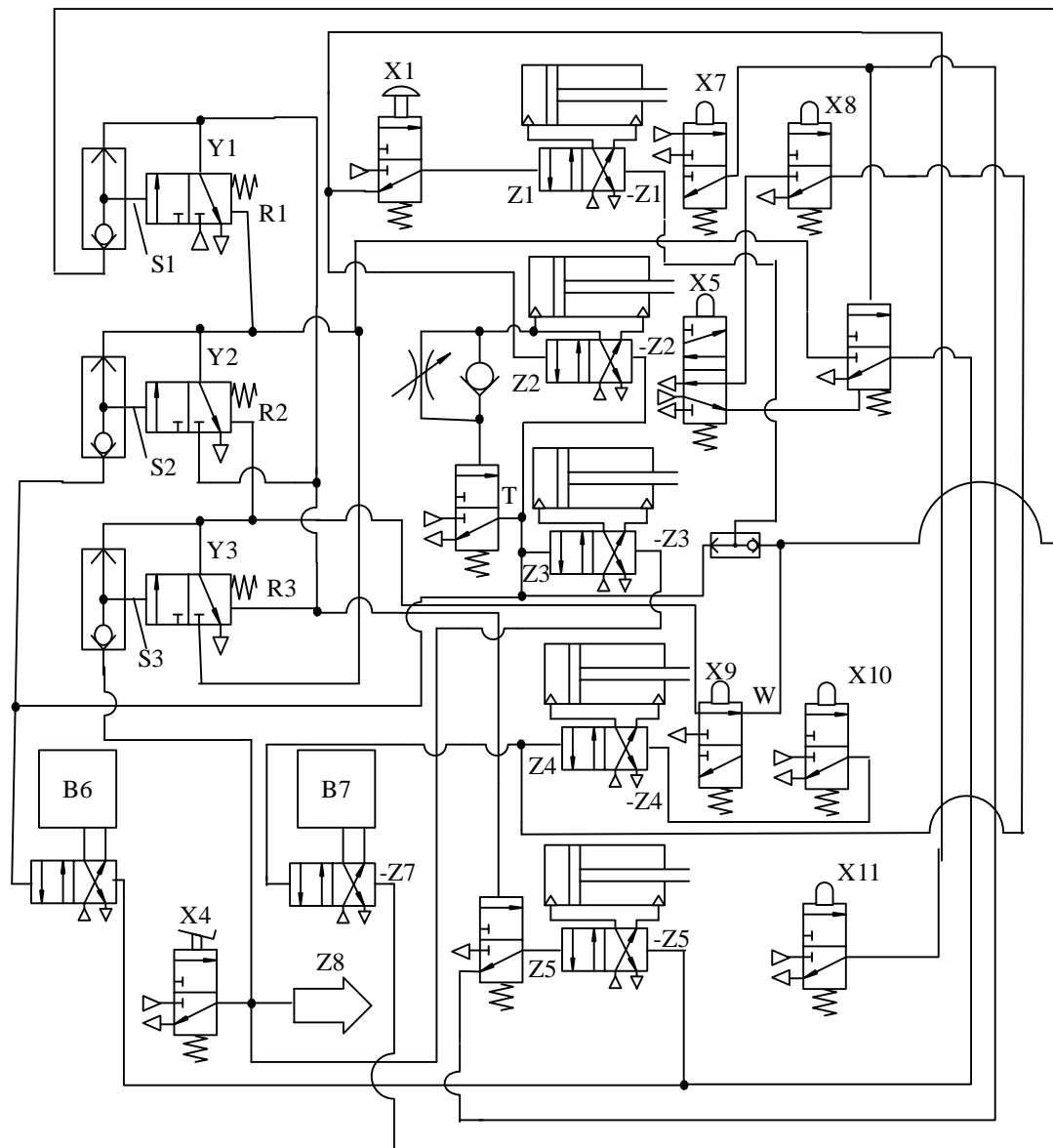


Fig. 7. Scheme of the pneumatic control system of the molding machine: T-signal from the output of the time relay

**Findings.** Thus, the use of the proposed command apparatus, the difference from the existing schemes of command apparatuses, makes it possible to reduce by a third the number of distributors in the synthesis of the command apparatus itself and significantly reduce the number of elements when using the chosen approach to the design of circuits of pneumohydraulic control systems. Note that the minimized scheme contains 9 devices for its implementation, instead of 32 using the standard method, i.e. 3.5 times less.

#### References

1. Cherkashenko M. Synthesis of discrete control systems of industrial robots. *Automation and Remote Control (USA)*. 1981. Vol. 42, no. 5. P. 676–680.
2. 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.
3. Cherkashenko M. V. Computer-aided design of diskret control fluid pover system. *2 Internationales Fluidtechnishes colloquium. Band 1. (16–17 marz 2000, Germany)*. P. 495–500.
4. Cherkashenko M. On the theory of synthesis of minimal schemes of systems control of hydraulic and pneumatic drives. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 4–7.
5. Harary F. *Graph Theory*. Boston: Addison-Wesley, 1971. 274 p.
6. Yuditsky S. A. On the issue of description and synthesis of discrete systems of industrial automation. *Technical cybernetics*. 1976. No. 1. P. 131–141.
7. Hartmanis J., Stearns R. E. *Algebraic structure Theory of Sequential Machines*. New York: Prentice-Hall, 1966. 211 p.
8. Gubarev A., Levchenko O. *Mechatronics: from the structure of the system to the control algorithm*. Kyiv: NTUU "KPI", 2007. 180 p.
9. Сокол Є. І., Домнін І. Ф., Рисований О. М., Замаруєв В. В., Єресько О. В. *Спеціалізовані мікроконтролерні системи. Теорія і практика*. Харків: НТУ «ХПБ», 2007. 252 с.
10. Мигущенко Р. П., Кропачек О. Ю. *Елементи цифрової електроніки в технічних пристроях*. Харків: НТУ «ХПБ», 2013. 255 с.
11. Gubarev A., Yakhno O., Ganpanturova O. Control algorithms in mechatronic systems with parallel processes. *Solid State Phenomena. Vol. 164*. Trans Tech Publications, Ltd., 2010. P. 105–110. doi:10.4028/www.scientific.net/ssp.164.105
12. Sakarovitch J. *Elements of Automata Theory*. New York: Cambridge University Press, 2009. 782 p.

**References (transliterated)**

1. Cherkashenko M. Synthesis of discrete control systems of industrial robots. *Automation and Remote Control (USA)*. 1981, vol. 42, no. 5, pp. 676–680.
2. 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.
3. Cherkashenko M. V. Computer-aided design of diskret control fluid pover system. 2 *Internationales Fluidtechnishes colloquium. Band 1. (16–17 marz 2000, Germany)*. P. 495–500.
4. Cherkashenko M. On the theory of synthesis of minimal schemes of systems control of hydraulic and pneumatic drives. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 4–7.
5. Harary F. *Graph Theory*. Boston, Addison-Wesley Publ., 1971. 274 p.
6. Yuditsky S. A. On the issue of description and synthesis of discrete systems of industrial automation. *Technical cybernetics*. 1976, no. 1, pp. 131–141.
7. Hartmanis J., Stearns R. E. *Algebraic structure Theory of Sequential Machines*. New York, Prentice-Hall Publ., 1966. 211 p.
8. Gubarev A., Levchenko O. *Mechatronics: from the structure of the system to the control algorithm*. Kyiv, NTUU "KPI" Publ., 2007. 180 p.
9. Sokol Ye. I., Domin I. F., Rysovanyy O. M., Zamaruyev V. V., Yeres'ko O. V. *Spetsializovani mikrokontrolerni systemy. Teoriya i praktyka* [Specialised microcontroller systems. Theory and practice]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2007. 252 p.
10. Myhushchenko R. P., Kropachek O. Yu. *Elementy tsyfrovoyi elektroniky v tekhnichnykh prystroyakh* [Digital electronics elements in technical devices]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2013. 255 p.
11. Gubarev A., Yakhno O., Ganpanturova O. Control algorithms in mechatronic systems with parallel processes. *Solid State Phenomena. Vol. 164*. Trans Tech Publ., Ltd., 2010, pp. 105–110. doi:10.4028/www.scientific.net/ssp.164.105
12. Sakarovitch J. *Elements of Automata Theory*. New York, Cambridge University Press Publ., 2009. 782 p.

Received 16.08.2023

*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. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

**О. Л. ШУБЕНКО, В. М. ГОЛОЩАПОВ, О. В. КОТУЛЬСЬКА, Т. М. ПАРАМОНОВА, Д. О. СЕНЕЦЬКА**

### **ТЕПЛОВИЙ СТАН РОБОЧИХ ЛОПАТОК ЦНТ ТЕПЛОФІКАЦІЙНОЇ ТУРБИНИ Т-250/300-240**

Розглянуто важливу проблему дослідження температурного стану циліндру низького тиску потужної теплофікаційної турбіни, яка працює, на відміну від конденсаційних турбін, в умовах значних змін електричного та теплового навантаження. Це пов'язано з тим, що циліндр низького тиску теплофікаційних турбін в опалювальний сезон із-за великих відборів пари на теплофікацію працює у маловитратних режимах. Такі умови експлуатації супроводжуються зародженням вихрових структур у проточній частині, що призводить до значного росту втрат механічної енергії і, як слідство, до росту температур елементів проточної частини. Метою дослідження є визначення теплового стану пари в широкому діапазоні зміни режимів експлуатації теплофікаційної турбіни. Виконано аналіз результатів експериментальних досліджень, отриманих на натурних циліндрах низького тиску потужної парової турбіни Т-250/300-240 різними авторами в умовах широкого зміни параметрів експлуатації (тиск в конденсаторі, витрата пари в проточній частині, температура нижнього опалювального відбору). Це дало змогу визначити розподіл температур по висоті робочої лопатки останнього ступеня, що представляє найбільший інтерес в умовах роботи на маловитратних режимах. Встановлено місце мінімальної температури та запропоновано залежність для її визначення на виході з робочого колеса ступеня з урахуванням того, що основним генератором тепла при нагріві пари є вихор, який обертається в міжвенцевому зазорі. Показано, що граничне значення витрати пари через останній ступень, що відповідає переходу течії з області вологої пари в область перегрітої пари, при заданому рівні температури в нижньому опалювальному відборі, залежить від тиску в конденсаторі і може бути визначено у вигляді функції цих параметрів. При цьому, чим менша температура в нижньому опалювальному відборі та тиск у конденсаторі, тим при менших витратах спостерігається перехід від вологої до перегрітої пари, а зростання процесної вологості на виході з робочого колеса відбувається при витраті пари завбільшки ніж її граничне значення.

**Ключові слова:** теплофікаційна турбіна, циліндр низького тиску, робоча лопатка останнього ступеня, маловитратний режим, температура пари, структура потоку.

**O. SHUBENKO, V. GOLOSHCHAPOV, O. KOTULSKA, T. PARAMONOVA, D. SENETSKA**

### **THERMAL STATE OF THE LOW-PRESSURE CYLINDER WORKING BLADES OF THE COGENERATION TURBINE T-250/300-240**

The important problem of researching the temperature state of the low-pressure cylinder of a powerful cogeneration turbine, which works, unlike condensing turbines, in conditions of significant changes in electrical and thermal load, is considered. This is since the low-pressure cylinder of the cogeneration turbines in the heating season operates at the low-flow rate modes due to the large selection of steam for heating. Such operating conditions are accompanied by the nucleation of vortex structures in the flow path, which leads to a significant increase in mechanical energy losses and, consequently, to an increase in the temperature of the elements of the flow path. The aim of the study is to determine the thermal state of the steam in a wide range of changes in the operation modes of the cogeneration turbine. The analysis of the results of experimental studies obtained on full-scale low-pressure cylinders of a powerful T-250/300-240 steam turbine by various authors in conditions of wide changes in operating parameters (the pressure in the condenser, the steam consumption in the flow path, the temperature of the lower heating selection) was performed. This made it possible to determine the temperature distribution along the height of the working blade of the last stage, which is of the greatest interest in the conditions of operation at the low-flow rate modes. The location of the minimum temperature is established, and a dependence is proposed for its determination at the exit from the working wheel of the stage, considering that the main generator of heat during steam heating is a rotating vortex in the rim clearance. It is shown that the limiting value of steam consumption through the last stage, which corresponds to the transition of the flow from the area of wet steam to the area of superheated steam, at a given temperature level in the lower heating selection, depends on the pressure in the condenser and can be determined as a function of these parameters. At the same time, with a decrease in the temperature in the lower heating selection and the pressure in the condenser, it will lead to the fact that the transition from the wet steam to the superheated steam is observed at lower consumption. The increase of process moisture at the outlet of the working wheel occurs when the steam flow is greater than its limiting value.

**Keywords:** cogeneration turbine, low-pressure cylinder, working blade of the last stage, low-flow rate mode, steam temperature, flow structure.

**Вступ.** Режими роботи теплофікаційних турбін ТЕЦ при великому робочому діапазоні зміни електричного та теплового навантажень мають суттєву відмінність від режимів роботи турбін ТЕС і, насамперед, у частині низького тиску. Електричне навантаження теплофікаційної турбіни ТЕЦ формується за рахунок теплоти пари проточної частини, яка відпрацювала при виробництві механічної енергії, що витрачається на вироблення електричної потужності. На виробництво теплової енергії використовується внутрішня теплота пароутворення, що надходить у двоступеневу бойлерну установку для підігріву сітрової води. Збільшення теплового навантаження здійснюється шляхом зниження витрати пари в конденсатор і збільшення його витрати в бойлерну установку, що розташовується перед циліндром низького тиску [1, 2].

Для керування витратою пари в бойлерну установку регулюючий ступінь циліндру низького тиску (перший по ходу пари) виконується з поворотною діафрагмою, що має поворотне кільце з каналами напрямного апарату діафрагми регулюючого ступеня. Поворотне кільце, залежно від його положення, дозволяє регулювати пропуск пари в проточну частину циліндру низького тиску (ЦНТ) від повної величини (100 %) при роботі турбіни на конденсаційному режимі до «чисто» вентиляційного пропуску пари, близького приблизно до 0,5–1,5 % при повністю закритій поворотній діафрагмі та роботі турбіни на теплофікаційному режимі за тепловим графіком [3].

При роботі турбіни за електричним графіком витрати пари в бойлерну установку та ЦНТ і далі в конденсатор регулюються залежно від співвідношення електричного та теплового навантаження положенням

поворотного кільця діафрагми, тобто ступенем відкриття її соплових каналів  $\bar{\delta} = \delta / H_0$  в залежності від положення штоку сервоприводу. Повний хід штоку, який відповідає 100 % відкриттю каналів регулюючої діафрагми для турбін типу Т-250/300-240, складає  $H_0 = 220$  мм.

При зміні тиску  $P_k$  в конденсаторі і тиску пари перед регулюючим ступенем, приблизно дорівнюючому при маловитратних режимах тиску в нижньому опалювальному відборі  $P_{нв}$ , у щілині між стійками поворотного кільця і кромками напрямних лопаток спостерігається критичний режим витоку пари. Для регулюючих ступенів ЦНТ турбін Т-250/300-240 критичний режим витоку пари зберігається до величини  $\bar{\delta} \leq 0,50$  (для турбін з різним ступенем деформації поворотних кілець неущільнювальних діафрагм він може відрізнятися до  $\pm 8$  %).

Зміна витрати пари, що протікає через проточну частину при різному ступені відкриття поворотної діафрагми, викликає значні зміни в структурі потоку, які залежать від величини відносної об'ємної витрати  $\overline{Gv_2} = Gv_2 / (Gv_2)_{ном}$  на виході з робочого колеса (РК). При маловитратних режимах витрата пари через ступінь нижче об'ємної витрати холостого ходу ступені  $\overline{Gv_{2xx}} = Gv_{2xx} / (Gv_2)_{ном}$ , де  $G$  – масова витрата пари через ступінь;  $v_2$  – об'єм пари на виході з робочого колеса; індекси  $xx$  – режим холостого ходу,  $ном$  – номінальний режим [4].

Маловитратні режими (режимах нижче холостого ходу) насамперед настають в останніх ступенях ЦНТ, що мають велику віяловість – відношення довжини робочої лопатки  $l_l$  до середнього діаметра ступеня  $l_l/D_{ср}$ . При цьому при постійній частоті обертання ротора  $\omega = const$  формуються [5–9]:

- привтулковий відрив потоку за робочим колесом, що проникає в область вихідних кромок робочих лопаток останнього ступеня;

- вихор, що обертається в міжвінцевому зазорі ступені, який блокує потік у його периферійній (верхній) частині та відтісняє його в привтулкову (кореневу) частину міжвінцевого зазору.

Зародження цих структур пов'язано з відносною об'ємною витратою пари для кожного зі ступенів ЦНТ. Вони у своїй основі є вихровими з високим ступенем турбулентності, що підвищується при взаємодії їх з елементами проточної частини. Це призводить до значного зростання втрат механічної енергії потоку, що перетворюються на теплові, та супроводжуються зростанням температур потоку, розігрівом елементів проточної частини, насамперед, лопаткових апаратів та вихідних патрубків, що знижує експлуатаційну надійність роботи турбоустановки [10–12].

**Мета дослідження.** На основі аналізу результатів вимірювань температурного стану пари в натурних об'єктах при різних режимах роботи конденсатора визначити характеристики стану пари в широкому діапазоні зміни режимів.

**Метод дослідження.** Збір інформації про температурний стан елементів проточної частини ЦНТ, їх узагальнення та формулювання критерію переходу з перегрітого стану у вологу пару, що ґрунтується на аналізі фізичних процесів, які протікають у ступенях парових турбін при змінних режимах експлуатації.

**Основні результати.** Аналіз процесів, що відбуваються в ступенях великої віяловості, в тому числі і зміни температури пари в ступенях ЦНТ теплофікаційних турбін, що експлуатуються на ТЕЦ, показав, що основним генератором тепла у проточній частині є вихор, який обертається в межвінцевому зазорі ступеня, при маловитратних режимах роботи ЦНТ. Цей факт підтверджується розподілом температури пари по довжині робочої лопатки, яка вимірюється безпосередньо на вхідних і вихідних кромках, так і з використанням термогребінок, встановлених поблизу елементів ступеня (перед напрямним апаратом, у міжвінцевому зазорі та за робочим колесом).

При маловитратних режимах роботи ступенів великої віяловості зі зниженням об'ємної витрати пари на виході з робочого колеса відбувається розвиток привтулкового відриву, що виникає вже при роботі ступеня в турбінному режимі. При цьому основний потік пари переміщується до периферійної області робочого колеса.

При певній об'ємній витраті пари в результаті перебудови потоку з каналів робочого колеса відбувається викид пари в міжвінцевий зазор, маса якого має велику окружну складову швидкості, що досягає 0,9–0,95 значення окружної швидкості периферійних перерізів робочих лопаток. Цей викид формує вихор, що обертається у міжвінцевому зазорі ступеня, нижня межа якого переміщується до втулки при зменшенні витрати пари через ступінь.

При цьому в основному потоці температура пари підвищується за рахунок процесів турбулентності, що відбуваються у створеному вихорі.

Описана взаємодія основного потоку та вихрової течії підтверджується результатами експериментального дослідження руху парового потоку в ступенях повномасштабного однопоточного ЦНТ, виконаного під керівництвом Є. В. Ур'єва [13].

На рис. 1 наведено схему останнього ступеня турбіни Т-250/300-240, що має середній діаметр  $D_{ср} = 2390$  мм, довжину робочої лопатки  $l_l = 940$  мм (віяловість ступеня  $l_l/D_{ср} = 0,393$ ) і схему розташування характерних для структури потоку точок вимірювання температури у маловитратному режимі. Виміряні значення тиску пари в конденсаторі  $P_k$ , витрати пари в останньому 31-му ступені та температури конденсації пари, що відповідає цим режимам, наведено в табл. 1.

При цьому тиск у камері паророзподілу нижнього опалювального відбору  $P_{нв}$  знаходиться в діапазоні  $P_{нв} = 58,8–147$  кПа, а ступінь розкриття каналів поворотної діафрагми  $\bar{\delta} = 0,027–0,318$ .

Результати розподілу температури пари на виході

з робочого колеса при восьми різних режимах роботи ЦНТ, отримані авторами на основі обробки даних [13], наведено на рис. 2.

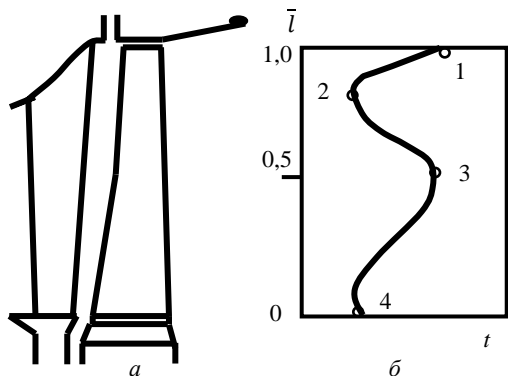


Рис. 1. Схема останнього ступеня турбіни Т-250/300-240: а – схема ступеня; б – умовний розподіл температури пари на кромках лопаток з позначенням характерних для аналізу температури точок при маловитратних режимах

Графіки розподілу температури пари на виході з робочого колеса мають три різні форми:

- температура пари постійна по довжині робочої лопатки на виході з робочого колеса і приблизно дорівнює температурі конденсації пари пара  $t_2 \approx t_s$  (режим 1). Ця форма відповідає течії вологій (насиченій) пари;
- перехідний режим основного потоку з мінімальною температурою у точці 2. Наприклад, на режимі 2 потік у точці 2 перегрітий приблизно на 6 °С, на режимі 8 – на 27 °С;
- температура пари має форму з двома рівними максимальними значеннями (точки 1 і 3), мінімальною величиною у точці 2 і значенням у точці 4 для зворотній течії привтулочного відриву, в якому температура визначається умовами перемішування

потоків у вихідному патрубку і підсмоктуванням більш холодної пари з конденсатора.

Таблиця 1 – Виміряні значення тиску пари, витрати пари, температури конденсації пари

Номер режиму	$P_k$ , кПа	$G_{31}$ , кг/с	$t_s$ , °С
1	9,8	23,9	45,2
2	12,7	24,7	50,3
3	14,7	24,7	53,5
4	19,6	24,7	59,3
5	24,5	24,7	62,0
6	29,4	20,8	68,3
7	29,4	40,8	68,3
8	29,4	54,2	68,3

Характер зміни температури пари по довжині робочої лопатки свідчить про те, що пізніше всіх у режим з виходом із ступеня перегрітої пари входить пара основного потоку, яка знаходиться в області точки 2, тобто після досягнення в цій точці температури насичення  $t_s$  ( $t_2^{min} = t_s(P_k)$ ) весь ступінь працює на перегрітій парі. З цього випливає, що цю температуру доцільно прийняти як характеристику температурного стану ступеня.

На рис. 3 наведено зміни мінімальної температури  $t_2^{min}$  на виході з робочого колеса для чотирьох витрат при зміні тиску в конденсаторі  $P_k$ , отримані авторами за результатами досліджень [13] при температурі пари в нижньому опалювальному відборі  $t_{н0} \approx 105-130$  °С.

Для отриманих залежностей спостерігається лінійна зміна  $t_2^{min}$  зі збільшенням тиску в конденсаторі, починаючи від граничного значення  $t_{2s}$  на лінії насиченої пари  $t_s$ , положення якої визначається табличними співвідношеннями  $t_s \sim P_k$  при  $P_k < 30$  кПа.

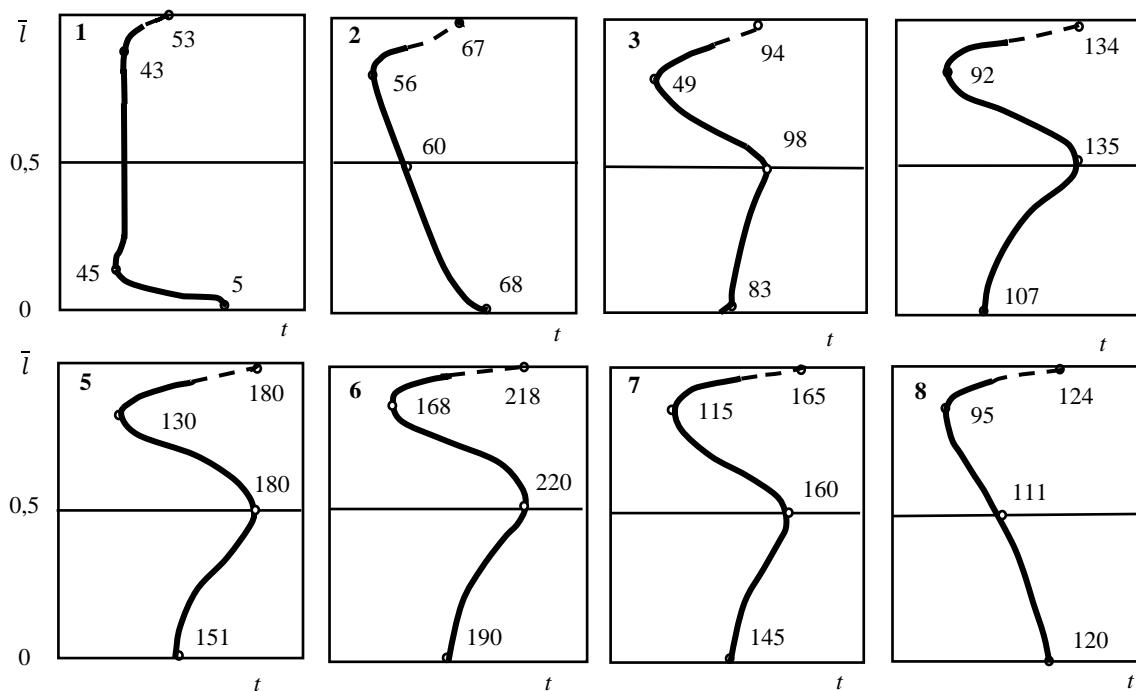


Рис. 2. Зміна температури пари на виході з робочого колеса останнього (31-го) ступеня ЦНТ, °С

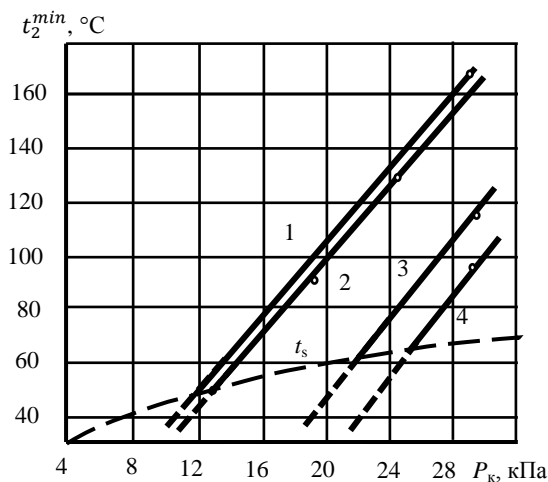


Рис. 3. Залежність мінімальної температури пари на виході з РК від тиску в конденсаторі:  
 1 –  $G_{31} = 20,2$  кг/с; 2 –  $G_{31} = 24,7$  кг/с; 3 –  $G_{31} = 40,8$  кг/с;  
 4 –  $G_{31} = 54,2$  кг/с

Характер зміни мінімальної температури дозволяє відзначити вплив початкової для потоку ЦНТ температури  $t_{нв}$  в камері паророзподілу на рівень температури пари в останньому ступені, який для ступенів великої віяловості є критичним при тривалій роботі ЦНТ в області маловитратних режимів. Таким чином, мінімальна температура пари в точці 2 є функцією трьох параметрів:

- витрата пари через ступінь  $G$ , кг/с;
- температура пари  $t_{нв}$  на вході в триступеневу проточну частину ЦНТ, °С;
- тиск пари на виході з робочого колеса рівний для маловитратних режимів роботи ЦНТ тиску в конденсаторі  $P_k$ , кПа, тобто

$$t_2^{\min} = f(G_{31}, t_{нв}, P_k). \quad (1)$$

Залежність (1) може бути отримана виходячи з аналізу зміни  $t_2^{\min}$  при зміні одного з параметрів і постійних інших двох.

Для досліджених режимів роботи одного потоку ЦНД рівняння (1) можна подати у вигляді

$$t_2^{\min} = t_{но} + \Delta t^{\min}, \quad (2)$$

де  $\Delta t^{\min}$  залежить від параметрів  $G_{31}$  та  $P_k$ .

На рис. 4 наведено вплив масової витрати пари на рівень її нагріву  $\Delta t^{\min}$ , який визначається вентиляційними втратами, створюваними обертовим вихором в останньому і передостанньому ступенях ЦНТ у кожному з потоків, побудований на основі обробки даних [13] (лінії 1–6) та отриманих при вимірюваннях на Харківській ТЕЦ-5 (лінії 7–8).

При  $P_k = 29,4$  кПа і  $G_{31} = var$  (20,8; 40,8 і 54,2 кг/с) залежність 1 лінійна і може бути апроксимована формулою

$$\Delta t^{\min} = a - 2,60 \cdot G_{31}, \quad (3)$$

де  $\Delta t^{\min}$  визначається в °С, масова витрата пари через останній ступінь в кг/с.

Можна припустити, що такий самий характер залежності буде і за інших  $P_k$ . Тоді константа  $a$  рівняння (3) залежить від рівня тиску пари в конденсаторі  $P_k$  (рис. 5).

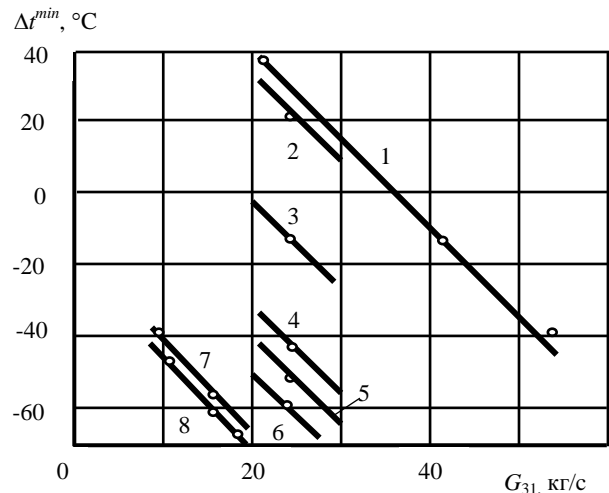


Рис. 4. Вплив витрати пари через останній ступінь на нагрівання пари основного потоку:  
 1 –  $P_k = 29,4$  кПа; 2 –  $P_k = 24,9$  кПа; 3 –  $P_k = 19,6$  кПа;  
 4 –  $P_k = 14,7$  кПа; 5 –  $P_k = 12,7$  кПа; 6 –  $P_k = 9,8$  кПа;  
 7 –  $P_k = 4,9$  кПа; 8 –  $P_k = 3,7$  кПа

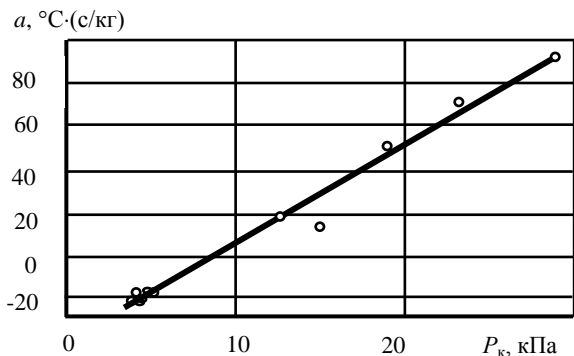


Рис. 5. Залежність постійної  $a$  в рівнянні (3) від тиску пари в конденсаторі

Як випливає з рис. 5, на цю лінійну залежність, отриману при обробці результатів [13], добре укладаються і результати вимірів для останнього ступеня ЦНТ турбіни Т-250/300-240 на Харківській ТЕЦ-5 при роботі в області низьких значень тиску в конденсаторі ( $P_k = 3,7-5,0$  кПа,  $G_{31} = 9,3-18,8$  кг/с,  $t_{нв} = 125, 145, 160$  °С). Експериментальні значення постійної  $a(P_k)$  для рівняння (3) з мінімальним розкидом описуються рівнянням

$$a = 4,38 \cdot P_k - 37,0. \quad (4)$$

Підстановка (3) і (4) у (2) дозволила отримати залежність для визначення мінімальної температури пари  $t_2^{\min}$  в дослідженому робочому діапазоні зміни його параметрів для останнього ступеня ЦНТ у вигляді

$$t_2^{\min} = t_{но} + 4,38 \cdot P_k - 2,60 \cdot G_{31} - 37,0, \quad (5)$$

де  $t_{нв}$  приймається в °С;  $P_k$  – у кПа;  $G_{31}$  – у кг/с.

В умовах експлуатації витрата пари у конденсатор визначається для 2-х потоків ЦНТ у тонах на годину. У цьому випадку для практичного застосування рівняння (5) може бути перетворено на вигляд

$$\Delta t^{min} = t_{но} + 4,38 \cdot P_k - 0,361 \cdot G_{цнд} - 37,0, \quad (6)$$

для якого витрата пари в ЦНТ (при малих витратах пари підігрівач низького тиску ПНТ-1 не працює) може бути заданий з розрахунку теплового балансу проточної частини турбіни в робочому діапазоні зміни електричного навантаження (від 150 до 300 МВт).

Аналіз зміни температури пари на виході з робочого ступеня дозволяє визначити границю переходу роботи останнього ступеня при зниженні витрати пари в ЦНТ з області вологої пари в область перегрітої пари по всій проточній частині ЦНТ, вважаючи, що перехід пари в точці 2 відповідає останній точці в лопатковому апараті проточної частини ЦНТ, у якій пара стає перегрітою. Для цього слід прийняти умову  $t_2^{min} = t_s(P_k)$ , коли температура конденсації визначається для насиченої пари по тиску в конденсаторі  $P_k$ .

У цьому випадку рівняння (6) набуде вигляду

$$t_s(P_k) = t_{но} + 4,38 \cdot P_k - 0,361 \cdot G_{цнд} - 37,0,$$

або

$$t_s(P_k) - 4,38 \cdot P_k = t_{но} - 0,361 \cdot G_{цнд} - 37,0. \quad (7)$$

Для лівої частини рівняння залежність функції  $t_s(P_k) - 4,38 \cdot P_k = f(P_k)$  від тиску насиченої пари можна визначити чисельно, використовуючи дані таблиць насиченої пари [14] (рис. 6, а). У діапазоні зміни  $P_k$  від 2,5 до 6 кПа його вплив незначний і середнє значення функції  $f(P_k) = 11,0$ . У діапазоні зміни  $P_k$  від 6 до 18 кПа функція  $f(P_k)$  зменшується лінійно і може бути представлена як  $f(P_k) = 26,5 - 2,583 \cdot P_k$ , для області зміни  $P_k$  від 18 до 32 кПа –  $f(P_k) = 43,71 - 3,539 \cdot P_k$ .

Підстановка значень цих функцій за діапазонами зміни  $P_k$  дозволяє записати рівняння визначення граничної витрати пари після простих перетворень як:

- для  $2,5 \text{ кПа} < P_k \leq 6 \text{ кПа}$

$$G_{цнт}^{гр} = 2,769 \cdot t_{нв} - 133,0; \quad (8)$$

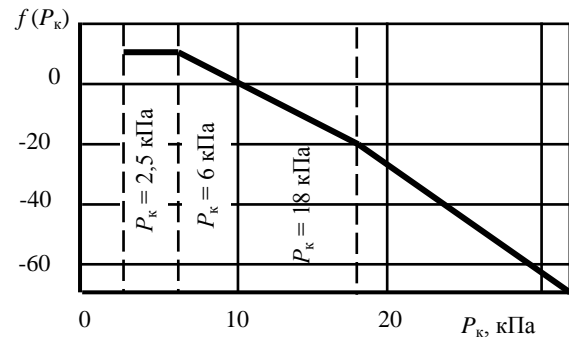
- для  $6 \text{ кПа} < P_k \leq 18 \text{ кПа}$

$$G_{цнт}^{гр} = 2,769 \cdot t_{нв} + 7,155 \cdot P_k - 175,9; \quad (9)$$

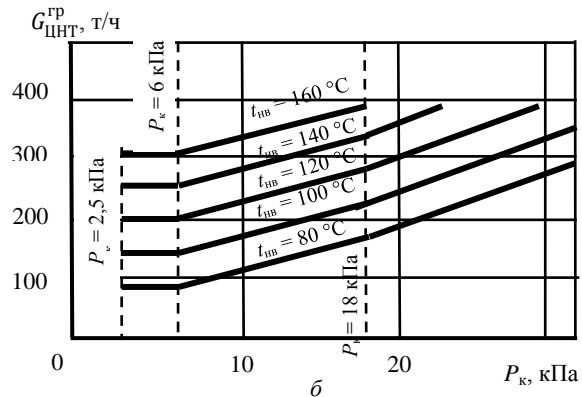
- для  $18 \text{ кПа} < P_k \leq 32 \text{ кПа}$

$$G_{цнт}^{гр} = 2,769 \cdot t_{нв} + 9,801 \cdot P_k - 223,5. \quad (10)$$

Номограма, побудована за допомогою цих рівнянь для зазначених областей зміни  $P_k$ , наведена на рис. 6, б і дозволяє при заданих параметрах швидко визначити граничне значення витрати пари в ЦНТ, враховуючи, що при  $t_{нв} = const$  значення  $G_{цнд} > G_{цнт}^{гр}$  відповідають роботі останнього ступеня на вологій парі, а значення  $G_{цнд} < G_{цнт}^{гр}$  – на перегрітій.



а



б

Рис. 6. Зміна функції  $f(P_k)$ :  
а – залежно від тиску в конденсаторі; б – номограма визначення граничної витрати пари, що розділяє області її перегрітої та вологої станів

З неї також видно, що чим менше  $t_{нв}$  і  $P_k$ , тим при менших витратах відбувається перехід стану пари від вологого до перегрітого.

Визначення граничної витрати пари  $G_{цнт}^{гр}$  в ЦНТ дозволяє розглянути зміну ступені вологості  $y_2$  на виході з останнього ступеня ЦНТ, використовуючи такі міркування.

Максимальний ступінь вологості  $y_2^{max}$  на виході з робочого колеса останнього ступеня приймається як достовірні величина, отримана в результаті теплового розрахунку проточної частини турбіни для максимальної потужності (для турбіни Т-250/300-240 вона становить  $y_2^{max} = 7,75\%$  при електричній потужності  $N_e^k = 300$  МВт, витраті пари в конденсатор  $G_{цнд}^{max} = 640$  т/г і тиску в конденсаторі  $P_k = 5,6$  кПа).

При  $G_{цнт}^{гр}$  вологість пари приймається рівною нулю. У діапазоні зміни  $G_{цнд}^{гр} < G_{цнд} < G_{цнд}^{max}$ , як показали теплові розрахунки проточної частини ЦНТ, ступінь вологості пропорційна витраті пари, що може бути представлено у вигляді

$$y_2 = y_2^{max} \cdot \frac{G_{цнд} - G_{цнт}^{гр}}{G_{цнд}^{max} - G_{цнт}^{гр}}, \quad (11)$$

де  $G_{цнт}^{гр}$  визначається за залежностями (8)–(10) або за номограмою (рис. 6, б).

**Висновки.** Проведено аналіз зміни температури пари в ЦНТ теплофікаційної турбіни великої потужності, який дозволив як характеристику

температурного рівня ступеня в області маловитратних режимів прийняти температуру пари, що відповідає положенню основного потоку при складній структурі руху пари в ступені великої віяловості. Ця температура на виході парового потоку із ступеня і є мінімальною як при роботі ступеня в області перегрітої пари, так і при переході ступеня на роботу вологою парою зі збільшенням її витрати в ЦНТ.

Запропоновано залежність для визначення мінімальної температури пари на виході з робочого колеса ступеня з урахуванням того, що основним генератором температури при нагріванні пари в ступені є вихор, що обертається в її міжвінцевому зазорі.

За умови рівності мінімальної температури пари в ступені температурі конденсації пари при заданому тиску в конденсаторі показано, що граничне значення витрати пари через останній ступінь, що відповідає переходу роботи з області вологої пари в область перегрітої, при різному рівні температури пари в нижньому опалювальному відборі, залежить від тиску в конденсаторі і може бути представлено в трьох областях його зміни:  $P_k \leq 6$  кПа,  $6$  кПа  $< P_k \leq 18$  кПа та  $18$  кПа  $< P_k \leq 36$  кПа. При цьому в області  $P_k \leq 6$  кПа рівень тиску на граничне значення витрати пари через останній ступінь ЦНТ не впливає.

Зміна процесної вологості потоку на виході з робочого колеса залежить від витрати пари в ЦНТ і,  $G_{\text{ЦНТ}}^{\text{гр}}$ , що визначає граничний перехід з області вологої пари в область перегрітої по всій довжині робочої лопатки при заданих температурі пара у нижньому опалювальному відборі  $t_{\text{нв}}$  та тиску у конденсаторі  $P_k$ . Отримано, що чим менше  $t_{\text{нв}}$  та  $P_k$ , тим при менших витратах пара відбувається цей перехід.

#### Список літератури

1. *Нормативные энергетические характеристики блока Т-250 МВт Харьковской ТЭЦ-5*. Харьков: Харьковская ТЭЦ-5, 2000. 110 с.
2. Трухний О. Д., Ломакін Б. В. *Теплофікації парові турбіни та турбоустановки*. МЕІ, 2020. 540 с.
3. *Инструкция по эксплуатации теплофикационной установки Харьковской ТЭЦ-5*. Харьков: Харьковская ТЭЦ-5, 2006. 31 с.
4. Shubenko A., Goloshchapov V., Senetska D., Senetskiy O. Determination of the Idle Mode of the Stage of Axial Turbine during Operation at Partial Loads. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2021. No. 65 (1). P. 103–109. doi: 10.3311/PPme.17359
5. Shubenko A. L., Goloshchapov V. N., Senetska D. O. The operation of the last stage of steam turbine at low-flow rate modes. *Energetika*. 2020. Vol. 66, no. 1. P. 58–67. doi: 10.6001/energetika.v66i1.4299
6. Rusanov A. V., Shvetsov V. L., Alyokhina S. V., Pashchenko N. V., Rusanov R. A., Ishchenko M. H., Slaston L. O., Sherfedinov R. B. The efficiency increase of the steam turbine low pressure cylinder last stage by the blades spatial profiling. *Journal of Mechanical Engineering*. 2020. Vol. 23, no. 1. P. 6–14. doi: 10.15407/pmach2020.01.006
7. Cao L., Wang W., Luo H., Hu P., Li Z., Zhang Y., Ma T. Analysis on Flow Separation Characteristics of Last Stage. *Thermal science*. 2019. Vol. 23, issue 5B. P. 3239–3250. doi: 10.2298/TSCI180904025C
8. Hu P., Lin T., Yang R., Zhu X., Du Z. Numerical investigation on flow instabilities in low-pressure steam turbine last stage under different low-load conditions. *Journal of Power and Energy*. 2021. Vol. 235, issue 6. P. 1544–1562. doi: 10.1177%2F0957650921997199
9. Wang Z., Shi H., Cao L., Si H. Analysis on strength performance of the last stage blade in steam turbine under low mass flow conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2022. Vol. 236 (13). P. 7095–7106. doi: 10.1177/09544062211072487
10. Arakelyan E. K., Pikina G. A., Andryushin A. V., Mezin S. V., Andryushin K. A., Kosoy A. A., Pashchenko F. F. Features of steam turbine stages operation in low-flow modes when modeling hydrodynamic processes in the turbine in steamless and motor modes. *Procedia Computer Science*. 2020. Vol. 170. P. 935–940. doi: 10.1016/j.procs.2020.03.105
11. Mambro A., Congil F., Galloni E. Influence of stage design parameters on ventilation power produced by steam turbine last stage blades during low load operation. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2022. No. 28 (6):101054. doi: 10.1016/j.tsep.2021.101054
12. Шубенко А. Л., Голошчапов В. Н., Бабенко О. А. Температурное состояние последних ступеней цилиндров низкого давления теплофикационных турбин на малорасходных режимах. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 12 (1288). С. 11–16. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.02
13. Урьев Е. В., Локалом С. А., Маслеников Л. Н., Фуксман Л. Д., Вислова В. М. Исследование теплового состояния части низкого давления турбины Т-250/300-240. *Теплоэнергетика*. 1985. № 3. С. 61–63.
14. Рівкін С. Л., Олександров О. А. *Термодинамічні властивості води та водяної пари*. Енергоатомвиздат, 1984. 80 с.

#### References (transliterated)

1. *Normativnye energeticheskie kharakteristiki bloka T-250 MVt Khar'kovskoy TETS-5* [Normative power characteristics of the unit T-250 MW of Kharkiv CHPP-5]. Kharkov, Khar'kovskaya TETS-5, 2000. 110 p.
2. Trukhnii O. D., Lomakin B. V. *Teplofikatsini parovi turbiny ta turboustanovky* [Combined heat and power steam turbines and turbine plants]. MEI Publ., 2020. 540 p.
3. *Instruktsiya po ekspluatatsii teplofikatsionnoy ustanovki Khar'kovskoy TETS-5* [Instruction for operation of the heating plant of Kharkiv CHPP-5]. Kharkov, Khar'kovskaya TETS-5, 2006. 31 p.
4. Shubenko A., Goloshchapov V., Senetska D., Senetskiy O. Determination of the Idle Mode of the Stage of Axial Turbine during Operation at Partial Loads. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2021, no. 65 (1), pp. 103–109. doi: 10.3311/PPme.17359
5. Shubenko A. L., Goloshchapov V. N., Senetska D. O. The operation of the last stage of steam turbine at low-flow rate modes. *Energetika*. 2020, vol. 66, no. 1, pp. 58–67. doi: 10.6001/energetika.v66i1.4299
6. Rusanov A. V., Shvetsov V. L., Alyokhina S. V., Pashchenko N. V., Rusanov R. A., Ishchenko M. H., Slaston L. O., Sherfedinov R. B. The efficiency increase of the steam turbine low pressure cylinder last stage by the blades spatial profiling. *Journal of Mechanical Engineering*. 2020, vol. 23, no. 1, pp. 6–14. doi: 10.15407/pmach2020.01.006
7. Cao L., Wang W., Luo H., Hu P., Li Z., Zhang Y., Ma T. Analysis on Flow Separation Characteristics of Last Stage. *Thermal science*. 2019, vol. 23, issue 5B, pp. 3239–3250. doi: 10.2298/TSCI180904025C
8. Hu P., Lin T., Yang R., Zhu X., Du Z. Numerical investigation on flow instabilities in low-pressure steam turbine last stage under different low-load conditions. *Journal of Power and Energy*. 2021, vol. 235, issue 6, pp. 1544–1562. doi: 10.1177%2F0957650921997199
9. Wang Z., Shi H., Cao L., Si H. Analysis on strength performance of the last stage blade in steam turbine under low mass flow conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2022, Vol. 236 (13), pp. 7095–7106. doi: 10.1177/09544062211072487
10. Arakelyan E. K., Pikina G. A., Andryushin A. V., Mezin S. V., Andryushin K. A., Kosoy A. A., Pashchenko F. F. Features of steam turbine stages operation in low-flow modes when modeling hydrodynamic processes in the turbine in steamless and motor modes. *Procedia Computer Science*. 2020, vol. 170, pp. 935–940.



- doi: 10.1016/j.procs.2020.03.105
11. Mambro A., Congil F., Galloni E. Influence of stage design parameters on ventilation power produced by steam turbine last stage blades during low load operation. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2022, no. 28 (6):101054. doi: 10.1016/j.tsep.2021.101054
12. Shubenko A. L., Goloshchapov V. N., Babenko O. A. Temperaturnoe sostoyanie poslednikh stupeney tsilindrov nizkogo davleniya teplofikatsionnykh turbin na maloraskhodnykh rezhimakh [Temperature state of the last cascades of low pressure cylinders of heat turbines in low flow rate modes]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy u ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 12 (1288), pp. 11–16. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.02
13. Ur'ev E. V., Lokalom S. A., Maslennikov L. N., Fuksman L. D., Vislova V. M. Issledovanie teplovogo sostoyaniya chasti nizkogo davleniya turbiny T-250/300-240 [Investigation of the thermal state of the low pressure part of the T-250/300-240 turbine]. *Teploenergetika*. 1985, no. 3, pp. 61–63.
14. Rivkin S. L., Oleksandrov O. A. *Termodynamichni vlastyvoli vody ta vodianoi pary* [Thermodynamic properties of water and water vapour]. Enerhoatomvydat Publ., 1984. 80 p.

Надійшла (received) 27.07.2023

*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](mailto:shuben@ipmach.kharkov.ua)

**Голощачов Володимир Миколайович (Goloshchapov Volodymyr)** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2075-5326>; e-mail: [goloshchapov36@gmail.com](mailto:goloshchapov36@gmail.com)

**Котульська Ольга Валеріївна (Kotulska Olga)** – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5902-9313>; e-mail: [kot2017ov@gmail.com](mailto:kot2017ov@gmail.com)

**Парамонова Тетяна Миколаївна (Paramonova Tetyana)** – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0067-801X>; e-mail: [paramonova@ipmach.kharkov.ua](mailto:paramonova@ipmach.kharkov.ua)

**Сенецька Дар'я Олегівна (Senetska Daria)** – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2527-4529>; e-mail: [dasha.seneckaya@gmail.com](mailto:dasha.seneckaya@gmail.com)

*A. С. РОГОВИЙ, А. С. АЗАРОВ, Р. М. ДЕМЧУК*

## УДОСКОНАЛЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОЧОГО КОЛЕСА ВИСОКОНАПІРНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ПРОЕКТУВАННЯМ ЗА ДОПОМОГОЮ САПР

Високонапірні компресори є одними з найрозповсюдженіших пневматичних машин у промисловості та транспорті. Класичні методи проектування таких машин ґрунтуються на методиках моделювання течії у двовимірній та одновимірній постановці. Означені методи проектування приводять до створення достатньо досконалих конструкцій, але їх характеристики ще можуть бути покращені. Для моделювання течії у високонапірному компресорі, актуальним стає дослідження можливостей оптимізації конструкції за використання системи автоматизованого проектування Ansys Vista, що може дозволити значно підвищити ефективність компресора. Метою роботи є удосконалення характеристик робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР. Дослідження проведено на основі проектування проточної частини робочого колеса високонапірного відцентрового компресора за допомогою системи автоматизованого проектування Ansys VistaCCD на основі параметрів роботи компресора, що серійно випускається. Отримано, що розташування максимумів ефективності спроектованого та серійного робочих коліс компресора приблизно співпадає, при цьому політропний ККД спроектованого робочого колеса на 6 % більший. При цьому знижується співвідношення повних тисків на 18 %. З іншої сторони, зона високої ефективності роботи колеса значно розширена для спроектованого колеса. Цей діапазон збільшився більше ніж в три рази. При цьому в зоні оптимального ККД витрачена потужність для спроектованого колеса зменшується на 20 % до 240 кВт. Спроектоване колесо має більш досконалий розподіл тиску для спліттера за приблизно однакових характеристик для основних лопатей робочих коліс. Аналізуючи вектори швидкості та розподіли можна прийти висновку, що у серійного компресора наявні дві відривні зони: у місті згинання лопаті та на виході, на відміну від спроектованого.

**Ключові слова:** відцентровий компресор, автоматизоване проектування, робоче колесо, математичне моделювання, числовий розрахунок.

*A. ROGOVYI, A. AZAROV, R. DEMCHUK*

## IMPROVING CHARACTERISTICS OF THE IMPELLER OF A HIGH-PRESSURE CENTRIFUGAL COMPRESSOR BY DESIGNING WITH THE HELP OF CAD

High-pressure compressors are among the most common pneumatic machines in industry and transport. Classical methods of designing such machines are based on flow modeling methods in two-dimensional and one-dimensional settings. The specified design methods lead to the creation of sufficiently perfect constructions, but their characteristics can still be improved. To simulate the flow in a high-pressure compressor, it becomes relevant to study the possibilities of optimizing the design using the Ansys Vista CAD system, which can significantly increase the efficiency of the compressor. The goal of the work is to improve the characteristics of the high-pressure centrifugal compressor impeller by designing with the help of CAD. The study was carried out on the basis of the design of the flow part of the impeller of a high-pressure centrifugal compressor using the Ansys VistaCCD automated design system based on the operation parameters of a mass-produced compressor. It was found that the efficiency maxima location of the designed and serial compressor impellers are approximately the same, while the polytropic efficiency of the designed impeller is 6 % more. At the same time, the ratio of total pressures decreases by 18 %. On the other hand, the high-efficiency zone of the impeller is significantly expanded for the designed impeller. This range has increased more than three times. At the same time, in the zone of optimal efficiency, the power consumed for the designed impeller decreases by 20 % to 240 kW. The designed impeller has a more perfect distribution of pressures for the splitter with approximately the same characteristics for the main blades of the impellers. Analyzing the velocity vectors and distributions, it can be derived that the serial compressor has two separation zones: in the blade bending region and at the outlet, unlike the designed one.

**Keywords:** centrifugal compressor, computer-aid design, impeller, mathematical modelling, numerical solution.

**Вступ.** Високонапірні компресори є одними з найрозповсюдженіших пневматичних машин у промисловості та транспорті. Класичні методи проектування таких машин ґрунтуються на методиках моделювання течії у двовимірній та одновимірній постановці [1]. Означені методи проектування приводять до створення достатньо досконалих конструкцій, але їх характеристики ще можуть бути покращені. Загалом, існує два підходи до покращення характеристик: зміна профілю лопаті з наступним фізичним чи числовим моделюванням або використання методів систем автоматизованого проектування [2]. Автоматизоване проектування дозволяє значно зменшити час проектування та удосконалити конструкції з метою збільшення загального ККД компресора [3, 4]. Тому, актуальною стає задача пошуку досконалих конструкцій робочого колеса високонапірного компресора за допомогою сучасного програмного забезпечення автоматизованого проектування, що може значно покращити основні характеристики пневматичної

машини.

**Аналіз останніх досліджень.** На сьогодні існує велика кількість різноманітних програмних продуктів автоматизованого проектування компресорів: AxStream [5], Ansys Vista [6] та ін. Але, їх використання не гарантує отримання оптимальних характеристик робочого колеса в автоматичному режимі [7]. Тому, після проектування, необхідна експериментальна перевірка характеристик або числова на основі сумісного вирішення рівнянь Рейнольдса з моделлю турбулентності [8, 9]. Числове моделювання дозволяє значно скоротити процес досліджень та знайти найкращі варіанти конструкцій за найменший час [10], але це потребує попередньої верифікації та валідації програмного продукту для вирішення завдання [11]. Так, в роботах [12, 13] проведено порівняння результатів розрахунку за програмним комплексом Ansys Vista, Ansys CFX з експериментальними даними та зроблено висновок про можливе коректне використання зазначених програмних комплексів для отримання адекватних

результатів оптимізації компресорів. В роботі [14] проведено дослідження висконапірного компресора, що випускається серійно, але не проведено порівняння з експериментальними даними. В роботі [15] проведено порівняння результатів розрахунку течії у висконапірному компресорі з результатами експерименту та зазначено, що підтверджено адекватність використаної математичної моделі зі зміщенням витратної характеристики. Політропний ККД дослідженого компресора дорівнював 80 %, та зазначені шляхи подальшого підвищення ефективності. Таким чином, за підтвердженої верифікації програмного комплексу Ansys CFX для моделювання течії у висконапірному компресорі, актуальним стає дослідження можливостей оптимізації конструкції за використання системи автоматизованого проектування Ansys Vista, що може дозволити значно підвищити ефективність компресора.

**Мета.** Метою роботи є удосконалення характеристик робочого колеса висконапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР.

**Результати досліджень.** Дослідження проведено на основі проектування проточної частини робочого колеса висконапірного відцентрового компресора за допомогою системи автоматизованого проектування Ansys VistaCCD (рис. 1) у робочому середовищі Ansys Workbench [16] на основі параметрів роботи компресора, що серійно випускається та досліджувався в роботах [14, 15]. Використано студентську ліцензію Ansys, що обмежує сіткове розбиття 500 тис. елементів.

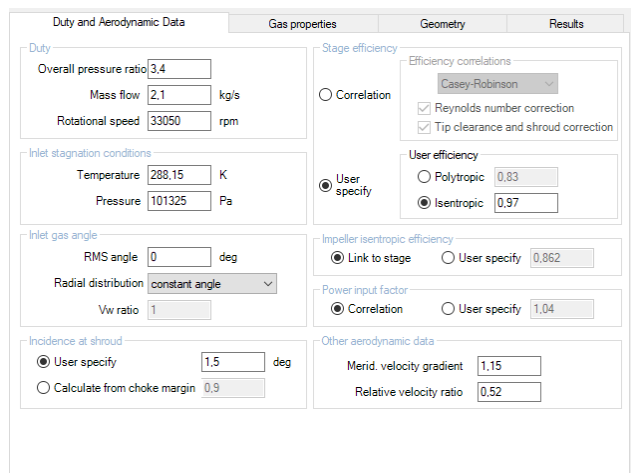


Рис. 1. Розрахункові параметри проектування проточної частини компресора в Ansys VistaCCD

Основні розрахункові параметри: масова витрата газу  $G = 2,1$  кг/с, співвідношення повних тисків  $\pi^* = 3,4$ , що відповідає характеристикам компресора, що серійно випускається.

Після отримання геометричних параметрів проточної частини компресора використовувався програмний модуль Ansys BladeGen для коригування лопаті та основних геометричних параметрів компресора, таким чином, щоб за усіма габаритними

розмірами створений компресор не відрізнявся від компресора серійного (рис. 2).

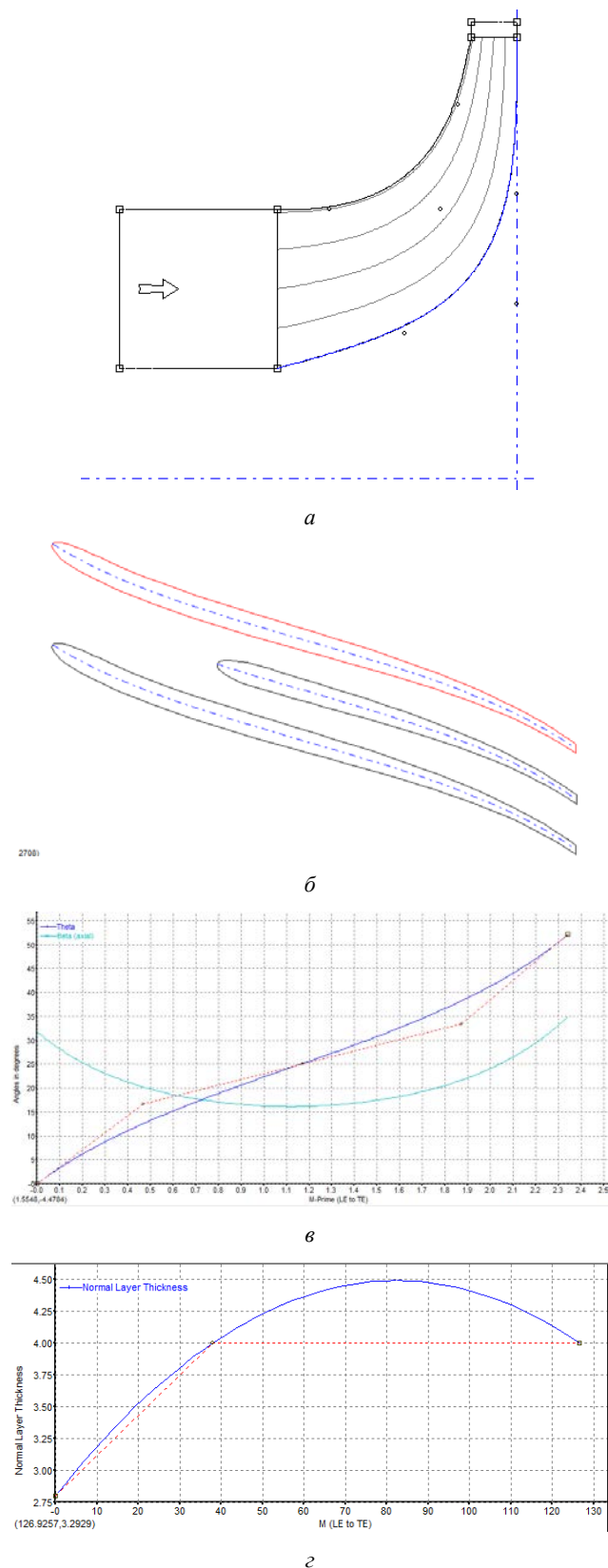


Рис. 2. Результати проектування проточної частини та лопатей компресора за допомогою програмного модуля Ansys BladeGen:

*a* – меридіональна проекція; *б* – лопаті; *в* – розподіл кутів нахилу за хордою лопаті

Зрозуміло, що результатом автоматизованого проектування є проточна частина компресора, яка вважається оптимальною програмою Ansys VistaCCD за обраними критеріями, але ця проточна частина не підходить для порівняння з серійним компресором. Тому, в цю спроектовану проточну частину внесено зміни товщини лопаті та габаритні розміри, що повинні відповідати серійному. Таким чином, новий спроектований компресор, може мати характеристики, які складно спрогнозувати без тривимірного розрахунку.

Тому, на наступному етапі проточна частина передана до програмного модулю Ansys TurboGrid для створення гексагональної сітки, що дозволило, за обмеження в кількості елементів щодо студентської ліцензії, отримати достатньо якісну сітку для якісного дослідження характеристик (рис. 3).

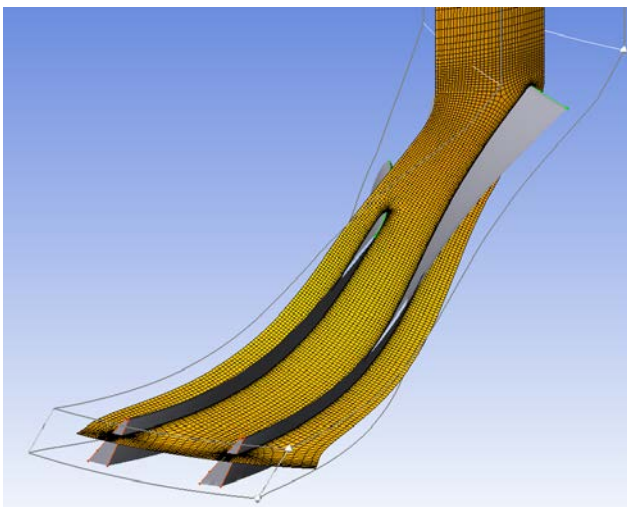


Рис. 3. Розріз сіткового розбиття, зробленого за допомогою програмного модуля Ansys TurboGrid

Сіткове розбиття, що було створено складалося з 500 тис. елементів для того, щоб відповідати ліцензійним умовам Ansys. Попередні сітки було зроблено для розрахунку за SST моделлю турбулентності, але, внаслідок обмеження за кількістю елементів і складності забезпечення параметра призматичного пристінного шару  $y^+ < 5$  прийнято рішення створення сіткового розбиття з  $y^+ = 5$ , що достатньо для якісного використання моделі турбулентності  $k-\varepsilon$  [18]. Під час розрахунку, для підтвердження незалежності вирішення задачі від сіткового розбиття перевірено результати розрахунку за використання трьох сіток: 100 тис., 300 тис. та 500 тис. елементів. Критеріями порівняння були політропний ККД компресора та масова витрата, що проходить через проточну частину. Різниця значень політропного ККД для сіток 100 тис. та 300 тис. склала 3,8 %, 300 тис. та 500 тис. – 0,2 %. Різниця значень масової витрати для сіток 100 тис. та 300 тис. склала 4,1 %, 300 тис. та 500 тис. – 0,9 %. Тому, доведено, що сіткове розбиття практично не впливає на інтегральні показники розрахунку й обране для отримання характеристик робочого колеса сіткове розбиття з кількістю 500 тис. елементів.

На рис. 4 наведено розрахункову модель робочого колеса відцентрового компресора за використання секторного підходу до моделювання [17], що дозволяє значно зменшити необхідну кількість елементів для розрахунку, але має погрішність розрахунку залежності основних параметрів за кутом проточної частини.

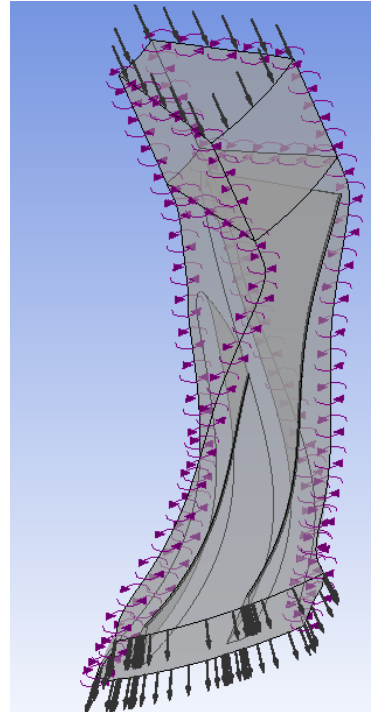


Рис. 4. Розрахункова схема сектору робочого колеса високонапірного відцентрового компресора

Математичне моделювання базується на сумісному вирішенні рівняння нерозривності, рівнянь Рейнольдса,  $k-\varepsilon$  моделі турбулентності та рівняння збереження енергії [19]. Граничні умови: розрахунковий домен обертається навколо осі зі швидкістю  $3460 \text{ c}^{-1}$ ; на вході в розрахунковий домен задано загальний тиск величиною 1 атм в абсолютних одиницях та 288,15 K; на виході з розрахункового домену задано статичний тиск різного значення для визначення характеристики компресора (тиск змінювався в діапазоні 0–120 кПа). На усіх твердих поверхнях задано умову нульової швидкості. Розрахунок виконувався до зменшення нев'язань основних рівнянь до значень  $10^{-5}$  та сталості витрати за ітераціями [20].

На рис. 5 та 6 наведено порівняння характеристик робочих коліс. Видно, що розташування максимумів ефективності приблизно співпадає і відповідає масовій витраті 2 кг/с, при цьому політропний ККД спроектованого за допомогою САПР систем робочого колеса на 6 % більший. При цьому знижується співвідношення повних тисків на 18 %. З іншої сторони, зона високої ефективності роботи колеса значно розширена для спроектованого колеса. Цей діапазон збільшився більше ніж в три рази. Навіть за дуже малих масових витрат ( $0,1G_{opt}$ ) політропний ККД зменшується лише до значення

80 %. При цьому в зоні оптимального ККД витрачена потужність для спроектованого колеса зменшується на 20 % до 240 кВт. Для серійного робочого колеса середнє значення 300 кВт.

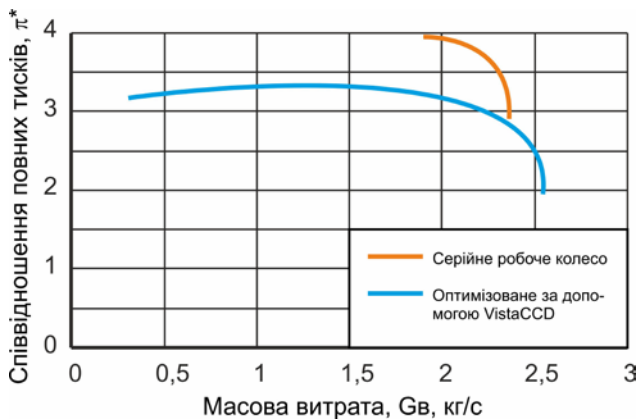


Рис. 5. Співвідношення повних тисків для робочого колеса компресора

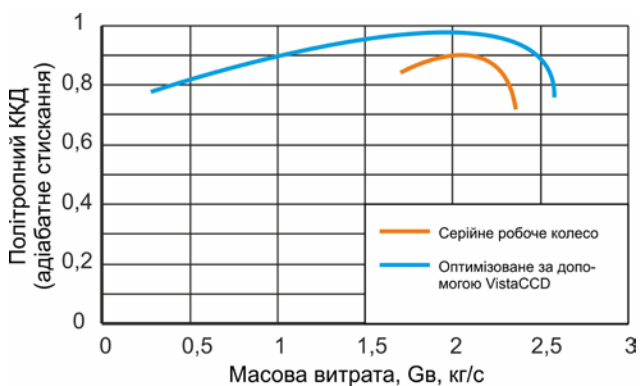


Рис. 6. Ефективність роботи робочого колеса компресора

Показники ефективності роботи робочого колеса компресора [3, 21]:

1. Співвідношення повних тисків

$$\pi^* = \frac{P_{out}^*}{P_{in}^*},$$

де  $P_{out}^*, P_{in}^*$  – повні тиски на виході та вході компресора.

2. Політропний ККД (адіабатне стиснення)

$$\eta^* = \frac{\ln(\pi^*)}{\ln(T_{out}^*/T_{in}^*)} \frac{k-1}{k},$$

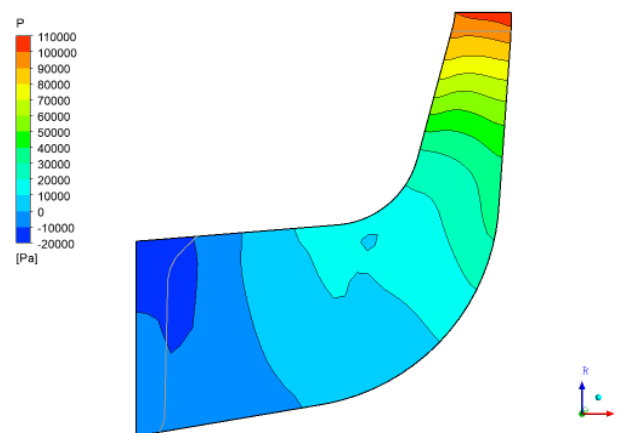
де  $T_{out}^*, T_{in}^*$  – повні температури газу на виході та вході компресора;

$k = 1,4$  – показник адіабати.

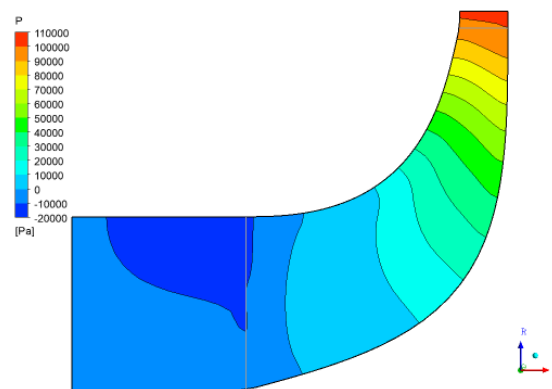
На рис. 7 наведено порівняння розподілів статичного тиску в меридіональній проекції робочого колеса. Для спроектованого робочого колеса відбувається більш рівномірна зміна тиску. Статичний тиск на виході обох коліс має однакові значення. Порівняння проведено для робочої точки з масовою витратою  $G_{opt} = 2$  кг/с.

На рис. 8 та 9 наведено розподіли тиску вздовж

лопаті та спліттера робочого колеса компресорів. Спроектоване колесо має більш досконалий розподіл для спліттера за приблизно однакових характеристик для основних лопатей робочих коліс.



а



б

Рис. 7. Зміна статичного тиску в меридіональній проекції: а – серійне колесо; б – спроектоване колесо

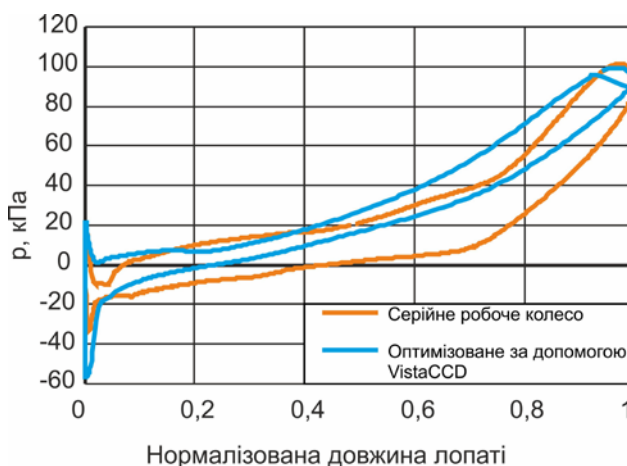


Рис. 8. Розподіл тисків вздовж лопаті колеса компресора

Аналізуючи вектори швидкості та розподіли (рис. 10) можна прийти висновку, що у серійного компресора наявні дві відривні зони: у місті згинання лопаті та на виході.



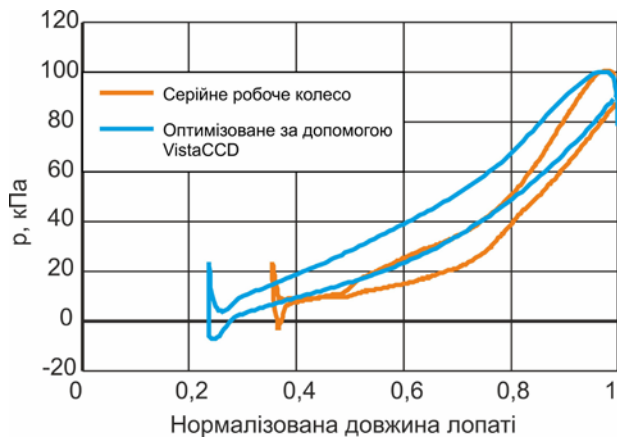
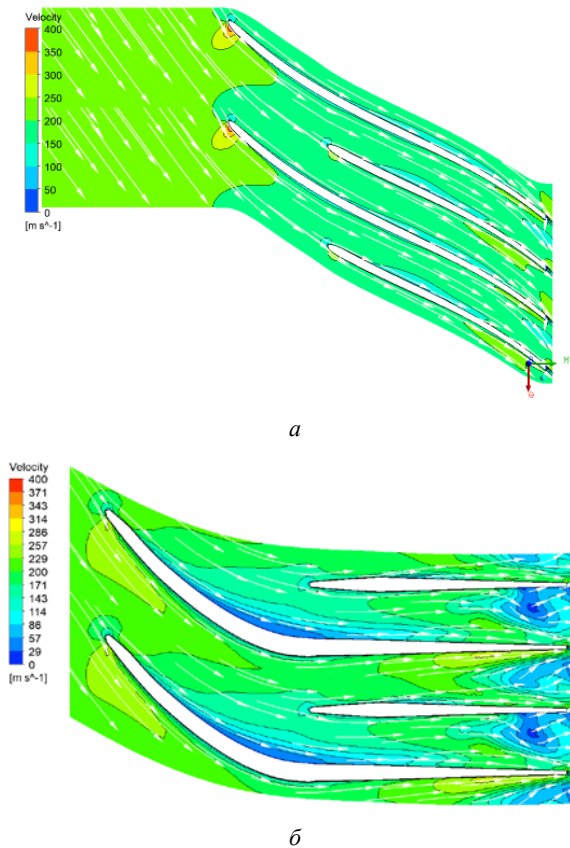


Рис. 9. Розподіл тисків вздовж лопаті спліттера

Рис. 10. Розподіл швидкостей та векторне поле швидкості вздовж турбоповерхні, що проходить посередені між втулкою та покривним тиском:  
а – спроектований компресор; б – серійний

**Висновки.** Удосконалено характеристики робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР.

Отримано, що розташування максимумів ефективності спроектованого та серійного робочих коліс компресора приблизно співпадає і відповідає масовій витраті 2 кг/с, при цьому політропний ККД спроектованого робочого колеса на 6 % більший. При цьому знижується співвідношення повних тисків на 18 %. З іншої сторони, зона високої ефективності роботи колеса значно розширена для спроектованого колеса. Цей діапазон збільшився більше ніж в три рази. Навіть за дуже малих масових витрат ( $0,1G_{opt}$ )

політропний ККД зменшується лише до значення 80 %. При цьому в зоні оптимального ККД витрачена потужність для спроектованого колеса зменшується на 20 % до 240 кВт.

#### Список літератури

1. Van den Braembussche R. *Design and analysis of centrifugal compressors*. John Wiley & Sons, 2019. 388 p.
2. Stewart M. *Surface Production Operations: Volume IV: Pumps and Compressors*. Gulf Professional, 2018. 918 p.
3. Galerkin Y. B., Voinov I. B., Drozdov A. A. Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine Turbo and ANSYS CFX programs. *10th International Conference on Compressors and their Systems. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 232 (11–13 September 2017, London, United Kingdom). IOP Publishing, 2017. P. 012044.
4. Ванєв С. М., Мірошниченко Д. В., Журба В. О., Знаменщиков Я. В., Бага В. М., Родимченко Т. С. Стенд для дослідження розширювальних турбомашин малої потужності та агрегатів на їх основі. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2019. Vol. 55, no. 1. P. 15–21. doi: 10.15673/ret.v55i1.1348
5. Шевченко Н. Г., Івашенко В. Ю., Рублевський Є. Ю., Закора О. О. Проектування відцентрового насоса за допомогою програмного забезпечення AxSTREAM®. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.11
6. Jiang H., Dong S., Liu Z., He Y., Ai F. Performance prediction of the centrifugal compressor based on a limited number of sample data. *Mathematical Problems in Engineering*. 2019. P. 1–13.
7. Bourabia L., Khalfallah S., Cerdoun M., Chettibi T. An efficient methodology to generate optimal inputs for the preliminary design of centrifugal compressor impellers. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2020. Vol. 234, issue 4. P. 353–366.
8. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences*. 2019. Vol. 294. P. 01009.
9. 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.
10. Rogovyi A., Korohodskiy V., Neskorozeniyi A., Hrechka I., Khovanskyi S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V: Proc. of the 5th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2022. Vol. 2: Mechanical and Chemical Engineering (7–10 June 2022, Poznan, Poland)*. Springer, 2022. P. 218–226.
11. Wan H., Patnaik S. S., Heltzel A. Study of centrifugal compressor off-design performance based on cfd simulations. *2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting (8–12 January 2018, Kissimmee, Florida)*. 2018. P. 0246.
12. Salviano L. O., Gasparin E. E., Mattos V. C. N., Barbizan B., Saltara F., Mello P. E. B., Dezan D. J., Yanagihara J. I. Sensitivity analysis and optimization of a CO<sub>2</sub> centrifugal compressor impeller with a vaneless diffuser. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2021. Vol. 64. P. 1607–1627.
13. He X., Zhu M., Xia K., Fabian K. S., Teng J., Vahdati M. Validation and verification of rans solvers for tuda-qlr-openstage transonic axial compressor. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. 2023. Vol. 7. P. 13–29.
14. Роговий А. С., Азаров А. С., Толстий П. В. Числове моделювання картин течії газу та характеристики відцентрового компресора. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 2. P. 18–23.
15. Роговий А., Азаров А., Овчаров Є., Шудрик О., Толстий П. Картини течії газу у високонапірному відцентровому компресорі. Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Машинознавство та САПР. Харків: НТУ «ХПІ», 2023. № 1. С. 82–91.

16. ANSYS, C. R22. 1 Help manual. ANSYS Inc. 2022.
17. 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, issue 2. P. 136–141.
18. Agarwal A., Mthembu L. CFD analysis of conical diffuser under swirl flow inlet conditions using turbulence models. *Materials Today: Proceedings*. 2020. Vol. 27. P. 1350–1355.
19. Jiao K., Sun H., Li X., Wu H., Krivitzky E., Schram T., Larosiliere L. M. Numerical investigation of the influence of variable diffuser vane angles on the performance of a centrifugal compressor. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2009. Vol. 223, issue 8. P. 1061–1070.
20. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 117. P. 122–144.
21. Du Y., Dou H. S., Lu F. Counter-propagating rotating stall of vaned diffuser in a centrifugal compressor near design condition. *Journal of Turbomachinery*. 2020. Vol. 142, issue 11. P. 111007.

## References (transliterated)

1. Van den Braembussche R. *Design and analysis of centrifugal compressors*. John Wiley & Sons Publ., 2019. 388 p.
2. Stewart M. *Surface Production Operations: Volume IV: Pumps and Compressors*. Gulf Professional Publ., 2018. 918 p.
3. Galerkin Y. B., Voinov I. B., Drozdov A. A. Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine Turbo and ANSYS CFX programs. *10th International Conference on Compressors and their Systems. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 232 (11–13 September 2017, London, United Kingdom). IOP Publ., 2017, p. 012044.
4. Vanyeyev S. M., Miroshnychenko D. V., Zhurba V. O., Znamenshchikov Ya. V., Baha V. M., Rodymchenko T. S. Stand dlya doslidzhennya rozshyruval'nykh turbomashyn maloy potuzhnosti ta ahrehativ na yikh osnovi [Stand for investigation of low power expansion turbomachines and units on their basis]. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2019, vol. 55, no. 1, pp. 15–21. doi: 10.15673/ret.v55i1.1348
5. Shevchenko N. H., Ivashchenko V. Yu., Rublevs'kyi Ye. Yu., Zakora O. O. Proektuvannya vidtsentrovoho nasosa za dopomohoyu prohramnoho zabezpechennya AxSTREAM® [Centrifugal pump design using AxSTREAM® software]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.11
6. Jiang H., Dong S., Liu Z., He Y., Ai F. Performance prediction of the centrifugal compressor based on a limited number of sample data. *Mathematical Problems in Engineering*. 2019, pp. 1–13.
7. Bourabia L., Khalfallah S., Cerdoun M., Chettibi T. An efficient methodology to generate optimal inputs for the preliminary design of centrifugal compressor impellers. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2020, vol. 234, issue 4, pp. 353–366.
8. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences*. 2019, vol. 294, p. 01009.
9. Syomin D. O., Rogovyi A. S. Vplyv umov vkhodu seredovyshcha, shcho perekachuyet'sya, na enerhetychni kharakterystyky vykhrekamernykh 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.
10. Rogovyi A., Korohodskyi V., Neskorozhenyi A., Hrechka I., Khovanskyi S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V: Proc. of the 5th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2022. Vol. 2: Mechanical and Chemical Engineering (7–10 June 2022, Poznan, Poland)*. Springer Publ., 2022, pp. 218–226.
11. Wan H., Patnaik S. S., Heltzel A. Study of centrifugal compressor off-design performance based on cfd simulations. *2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting (8–12 January 2018, Kissimmee, Florida)*. 2018, pp. 0246.
12. Salviano L. O., Gasparin E. E., Mattos V. C. N., Barbizan B., Saltara F., Mello P. E. B., Dezan D. J., Yanagihara J. I. Sensitivity analysis and optimization of a CO<sub>2</sub> centrifugal compressor impeller with a vaneless diffuser. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2021, vol. 64, pp. 1607–1627.
13. He X., Zhu M., Xia K., Fabian K. S., Teng J., Vahdati M. Validation and verification of rans solvers for tuda-qlr-openstage transonic axial compressor. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. 2023, vol. 7, pp. 13–29.
14. Rogovyi A. S., Azarov A. S., Tolsty P. V. Chyslove modelyuvannya kartyn techiyi hazu ta kharakterystyky vidtsentrovoho kompresora. [Numerical modeling of gas flow patterns and characteristics of a centrifugal compressor]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 2, pp. 18–23.
15. Rogovyi A., Azarov A., Ovcharov Ye., Shudryk O., Tolsty P. Kartyny techiyi hazu u vysokonapirnomu vidtsentrovomu kompresori [Gas flow patterns in a high-pressure centrifugal compressor]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Series: Engineering and CAD*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 82–91.
16. ANSYS, C. R22. 1 Help manual. ANSYS Inc. 2022.
17. 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, issue 2, pp. 136–141.
18. Agarwal A., Mthembu L. CFD analysis of conical diffuser under swirl flow inlet conditions using turbulence models. *Materials Today: Proceedings*. 2020, vol. 27, pp. 1350–1355.
19. Jiao K., Sun H., Li X., Wu H., Krivitzky E., Schram T., Larosiliere L. M. Numerical investigation of the influence of variable diffuser vane angles on the performance of a centrifugal compressor. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2009, vol. 223, issue 8, pp. 1061–1070.
20. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering*. 2017, vol. 117, pp. 122–144.
21. Du Y., Dou H. S., Lu F. Counter-propagating rotating stall of vaned diffuser in a centrifugal compressor near design condition. *Journal of Turbomachinery*. 2020, vol. 142, issue 11, pp. 111007.

Надійшло (received) 30.06.2023

## 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](mailto:asrogovoy@ukr.net)

**Азаров Андрій Сергійович (Azarov Andrii)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7119-715X>; e-mail: [andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua](mailto:andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua)

**Демчук Роман Миколайович (Demchuk Roman)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: [roman.demchuk@mit.khpi.edu.ua](mailto:roman.demchuk@mit.khpi.edu.ua)

*К. А. МИРОНОВ, О. В. ДМИТРИЄНКО, М. А. ЯРОШЕНКО*

## МОДЕРНІЗАЦІЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА ВИСОКОНАПІРНОЇ ГІДРОТУРБИНИ НА ЗАДАНІ ПАРАМЕТРИ

Розглянута задача модернізації робочого колеса високонапірної радіально-осьової гідротурбіни на задані параметри. Модернізоване робоче колесо повинно відповідати сучасним вимогам по рівню ККД та кавітації. За допомогою пакета прикладних програм розроблено лопатеву систему робочого колеса на прийнятні параметри оптимального режиму з високими енергокавітаційними показниками. Представлено результати розрахункового аналізу параметрів потоку в проточній частині високонапірної гідротурбіни РО310 підвищеної швидкохідності. Постійно зростаючі вимоги до підвищення енергетичних якостей гідротурбін зумовлюють необхідність удосконалення методів, що дають змогу прогнозувати й оптимізувати енергетичні характеристики проточної частини. Підвищення енергокавітаційних показників гідротурбін висуває завдання подальшого розвитку методу математичного моделювання робочого процесу. Застосування чисельного експерименту на основі математичної моделі робочого процесу є ефективним засобом пошуку раціональних варіантів як ново проєктованих, так і модифікованих елементів проточної частини гідротурбін. Необхідною складовою частиною проєктування проточної частини є вибір низки геометричних параметрів робочого колеса (меридіональні обриси порожнини, вхідних і вихідних кромок лопаті та ін.), правильність якого істотно впливає на енергетичні показники. Під час вибору геометричних параметрів робочого колеса орієнтуються, як правило, на дослідні дані, отримані для гідротурбін залежно від швидкохідності. Такий підхід не забезпечує належного узгодження геометричних параметрів робочого колеса, наслідком чого часто є як розбіжність розрахункового режиму з оптимальним, так і недостатньо високий рівень енергетичних показників.

**Ключові слова:** гідротурбіна, проточна частина, робоче колесо, швидкохідність, енергокавітаційні показники, модернізація.

*K. MYRONOV, O. DMYTRIENKO, M. YAROSHENKO*

## MODERNIZATION OF THE RUNNER OF A HIGH-HEAD HYDRAULIC TURBINE TO THE SPECIFIED PARAMETERS

The paper considers the problem of modernizing the runner of a high-head Francis turbine for the specified parameters. The modernized runner must meet modern requirements for efficiency and cavitation. Using a package of application programs, a blade system of the runner was developed for the accepted parameters of the optimal mode with high energy-cavitation performance. The results of the computational analysis of flow parameters in the flow space of the high-head hydro turbine Fr310 of increased speed are presented. Constantly growing requirements for improving the energy qualities of hydraulic turbines necessitate the improvement of methods that allow predicting and optimizing the energy characteristics of the flow space. Improving the energy-cavitation performance of hydraulic turbines poses the task of further developing the method of mathematical modeling of the workflow. The use of a numerical experiment based on a mathematical model of the workflow is an effective means of finding rational options for both newly designed and modified elements of the flow space of hydraulic turbines. A necessary component of the design of the flow part is the selection of a number of geometric parameters of the runner (meridional outlines of the cavity, input and output edges of the blade, etc.), the correctness of which significantly affects the energy performance. When choosing the geometric parameters of an runner, one is usually guided by experimental data obtained for hydraulic turbines depending on the speed. This approach does not ensure proper coordination of the geometric parameters of the runner, which often results in both a discrepancy between the design mode and the optimal one and an insufficiently high level of energy performance.

**Keywords:** hydraulic turbine, flow space, runner, specific speed, energy-cavitation performance, modernisation.

**Вступ.** У зв'язку з підвищенням вимог, що висуваються до енергетичних характеристик гідротурбін, необхідно ретельніше досліджувати структуру потоку в проточній частині гідротурбіни і виявляти резерви підвищення ККД.

Кожна деталь гідротурбіни проєктується з урахуванням конкретних вимог до технічного завдання. Робоче колесо є найважливішим компонентом гідротурбіни, тому що передача енергії відбувається головним чином у ньому. Отже, робота будь-якої гідротурбіни залежить від ступеня ефективності проєктування робочого колеса. У реактивних гідротурбінах потік води формується спіральною камерою, стагаторними колонами та лопатками направляючого апарату, які рівномірно розподіляють потік по периметру робочого колеса. Потік усередині робочого колеса цілком нестабільний і неоднорідний, оскільки саме у робочому колесі відбувається перерозподіл енергії. Правильне проєктування профілів лопаті робочого колеса дозволяє оптимізувати розподіл швидкості та кавітації, що, у свою чергу, впливає на роботу гідротурбіни в цілому [1, 2].

**Аналіз літературних джерел та постановка проблеми.** Головною особливістю реактивної турбіни

є те, що тільки частина статичної енергії тиску у вхідному перерізі перетворюється на кінетичну енергію на виході з органів, що підводять. Тому повна енергія на вході в робоче колесо все ще має статичний тиск і далі перетворюється на кінетичну енергію під час проходження потоку через робоче колесо [1, 3].

Потік у робочому колесі має складну природу, тому його точне чисельне моделювання виконати дуже складно. За останні три десятиліття були зроблені зусилля з моделювання потоку через стаціонарні та обертові елементи гідротурбіни з максимально допустимим наближенням. Для виконання чисельного моделювання потоку необхідні тривимірні геометричні параметри нерухомих і обертових частин гідротурбіни, що описують проходження потоку та граничні умови. Наявні дані відображають результати дослідів із тривимірного моделювання.

Тривимірні методи розрахунку лопатей робочого колеса гідротурбіни розроблені на основі теорії решіток [1, 2, 4].

Якщо порівняти методи та пакети програм розрахунку потоку (CFD Tools) з точки зору трудомісткості та витрат машинного часу можна уявити таким чином [5]. Якщо умовно прийняти час



розрахунку квазітривимірного нев'язкого потоку за допомогою пакета Q3D-Eu за одиницю (зазвичай це кілька секунд для першого наближення та прийнятого режиму роботи), то решта методів розрахунку в наростаючому порядку складності вимагатиме значно більшого обсягу часу табл. 1.

Таблиця 1 – Порівняння розрахункового часу при використанні різних пакетів CFD

Метод розрахунку (пакет)	Q3D-Eu	3D-Eu	Q3D-RANS	3D-RANS
Кратність	1	10	20	100
Витрачений час	Секунди	Хвилини	Часи	Десятки часів

Однак, послідовне багаторівневе застосування пакетів CFD забезпечило результати збільшення ККД на 1,58 % [5]. Розрахунок наведено для гідротурбіни типу Fr 40, результати представлені в табл. 2.

Таблиця 2 – Багаторівневе проектування робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни

Пакет	Час, годин	Кількість ітерацій	Збільшення ККД, $\Delta\eta$ , %
Q3D-Eu	3	62	0,31
3D-Eu	30	58	0,42
Q3D-RANS	80	60	0,85
3D-RANS	113	182	1,58

Робоче колесо радіально-осьової гідротурбіни складається з ряду вигнутих лопатей, протилежних лопаткам напрямного апарату, рівномірно розташованих по колу між ободом та втулкою. Лопаті мають таку форму, що потік надходить на робоче колесо в радіальному напрямку, а виходить в осьовому. Це призводить до зміни імпульсу потоку води і розвиває крутний момент на лопатях робочого колеса, що призводить робоче колесо в обертання. Таким чином, повна енергія потоку, що виходить із робочого колеса менше, ніж енергія на вході. Перетворення гідравлічної енергії на механічну відбувається в робочому колесі. Зміна напрямку потоку води з радіального в осьове робоче колесо сприяє збільшенню корисної потужності гідротурбіни.

Оскільки передача енергії відбувається у робочому колесі, його конструкція є найважливішою.

Проектування елементів проточної частини проводиться шляхом вирішення прямої чи зворотної задачі.

При вирішенні прямої задачі знаходять значення тисків та розподілу швидкостей у проточній частині, вздовж профілю лопаті робочого колеса.

Зміст зворотної задачі полягає у визначенні форми лопаті при заданих параметрах потоку в робочому колесі, що обертається.

Характер і масштаби втрат в окремих елементах конструкції залежить від структури потоку. Отже, оцінка втрат в окремих елементах і по всій проточній частині гідротурбіни необхідна для підвищення ККД турбіни. Втрати можуть бути обчислені або теоретичним шляхом або за допомогою експериментальних досліджень моделі. Належне дослідження втрат у гідротурбіні може також

допомогти у розробці найбільш ефективного проекту проточної частини.

Розвиток методів математичного моделювання дозволяє проводити багатоваріантні чисельні дослідження впливу геометричних параметрів формування енергетичних характеристик у процесі проектування проточної частини. У багатьох випадках застосування чисельного експерименту є ефективною заміною фізичного [6, 7].

На початкових етапах проектування краще використовувати спрощені методики розрахунку, які не потребують багато часу, опис яких наведено в [8, 9].

Проведений аналіз [1–9], дозволив виявити, які проблеми стоять на шляху ефективності проектування проточної частини гідротурбіни на задані параметри.

**Мета та задачі дослідження.** В роботі розглядалась задача розробки модифікації радіально-осьового робочого колеса високонапірної гідротурбіни типу PO310 з підвищеною швидкохідністю та з поліпшеними енергокавітаційними показниками на задані параметри:

- номінальна потужність гідротурбіни:  $N = 340$  МВт;

- розрахунковий напір:  $H_p = 230$  м;

- мінімальний напір:  $H_{\min} = 207$  м;

- максимальний напір:  $H_{\max} = 275$  м.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- огляд елементів проточної частини та виявлення основного елемента для модернізації;

- пошук резервів для збільшення ККД та пропускної спроможності робочого колеса.

**Методика модернізації робочого колеса.**

Розвиток методів математичного моделювання робочого процесу та потоків у каналах гідротурбін потребує вдосконалення математичних моделей. Особливо великі складності виникають при моделюванні потоку у вузьких і протяжних каналах високонапірних радіально-осьових гідротурбін, де істотний взаємний вплив пристінкових загальмованих шарів і градієнтного потоку в центральній зоні каналу, а також значний вплив вільної завихреності і турбулентності потоку, який формується у відповідній частині гідротурбіни.

У зв'язку із зазначеними складнощами при реалізації тривимірних методів розрахунку в'язкого потоку представляється актуальною розробка наближених методів розрахунку втрат і енергетичних показників, що базуються на спрощених моделях течії в елементах проточної частини. На основі цих моделей визначаються різні види втрат: втрати тертя, кромочні, ударні та ін. Ці дані використовуються для складання заелементного балансу втрат.

Аналіз балансу втрат необхідний для з'ясування умов формування оптимального режиму, а також виявлення тих видів втрат, які роблять найбільш істотний вплив на характер зміни ККД в області основних робочих режимів. На підставі балансу втрат з'ясовується ступінь узгодження елементів проточної частини.

Методика аналізу кінематичних і енергетичних

характеристик, розроблена на кафедрі гідромашин НТУ «ХПІ» [10, 11], дозволяє визначати кінематичні (швидкості, кути потоку) і енергетичні параметри (ККД, потужність) у заданому діапазоні зміни режимних параметрів  $n_1$ ,  $Q_1$ . Ці дані необхідні для оцінки окремих видів втрат (тертя, кромочні, ударних і ін.) і ступеню узгодження елементів проточної частини. Отримана в такий спосіб інформація є основою для внесення змін у геометрію проточної частини (модифікацій) з метою підвищення енергетичних показників.

Наведена методика не враховує всіх категорій втрат. Це в першу чергу стосується втрат, обумовлених виникненням вторинних течій. Однак, вона дозволяє з'ясувати основні закономірності зміни ККД залежно від режимних і геометричних параметрів. Це підтверджується задовільним узгодженням дослідних даних і результатів розрахунку.

З більшим ступенем точності (у порівнянні з величинами ККД) визначаються параметри  $n_1$ ,  $Q_1$  оптимального режиму.

При проектуванні проточної частини високонапірної радіально-осьової гідротурбіни, поряд з узгодженням геометрії вхідної кромки робочого колеса з потоком, формованим напрямним апаратом, необхідно забезпечити узгодження вхідних елементів лопатки напрямного апарату з параметрами потоку, формованого спіральною камерою й статором. Це узгодження може бути досягнуте на підставі різноманітного розрахунку балансу втрат за допомогою зазначеної методики.

Проведення чисельного дослідження необхідно для вибору раціональних варіантів проточної частини в процесі її проектування. Рівняння математичної моделі є вихідними для розрахунку й аналізу параметрів оптимального режиму.

Точність розрахункової оцінки ККД безпосередньо пов'язана зі ступенем адекватності моделі втрат, що відображає дійсний характер їхньої зміни залежно від геометричних та режимних параметрів.

Сучасна теорія не дозволяє достатньо надійно враховувати всі види втрат, що мають місце у проточній частині. Це, перш за все, стосується втрат, зумовлених появою вторинних течій у робочому колесі на торцевих стінках, що обмежують. Певна похибка вноситься при побудові моделей втрат у зв'язку з прийнятим припущенням незалежності видів втрат друг від друга.

Наведена методика не дозволяє досить точно визначити величини ККД. Однак вона дозволяє з'ясувати основні закономірності його зміни залежно від режимних та геометричних параметрів для різних варіантів проточної частини. Це підтверджується задовільною збіжністю досвідчених даних та результатів розрахунку.

Форма порожнини, а також число лопатей робочого колеса  $z_{pk} = 15$  були обрані, орієнтуючись на кращі робочі колеса РО 310 близької швидкохідності.

Спіральна камера, с кутом охоплення у плані  $\phi = 350^\circ$  має круглі та овальні перерізи. При розрахунку спіральної камери був прийнятий закон

зміни швидкостей  $V_U = \text{const}$ . Статор турбіни має 12 профільованих колон, включаючи зуб спіралі. Профілювання колон робилася з урахуванням потоку, що формується спіральною камерою на вході, а вихідний кут колон погоджений з положенням лопатки направляючого апарату на режимі найбільшого вироблення енергії при розрахунковому напорі. Кільцева решітка напрямного апарату утворюються 24 лопатками асиметричного профілю типу ВН-31. Діаметр розташування осей повороту лопаток напрямного апарату дорівнює  $D_0 = 1,2D_1$ . Висота напрямного апарату –  $b_0 = 0,12D_1$ .

Спочатку було проаналізовано базове робоче колесо у якого оптимальні характеристики  $n_{\text{лопт}} = 62,5 \text{ хв}^{-1}$ ,  $Q_{\text{лопт}} = 405 \text{ л/с}$ ,  $\eta_{\text{max}} = 91,2 \%$ ,  $\sigma_{\text{кр}} = 0,05$  тобто базове робоче колесо має низький рівень ККД, який не відповідає сучасним вимогам та має великий кавітаційний показник (табл. 3).

Таблиця 3 – Порівняння результатів розрахунків

Варіант	Показники у оптимальному режимі				Кількість лопатей	Модифікації
	$n_1$ , хв <sup>-1</sup>	$Q_1$ , л/с	$\eta_{\text{лопт}}$ , %	$\sigma_{\text{кр}}$		
Базовий	62,5	405	91,2	0,05	15	–
1	63,7	443	92,80	0,07	14	верх. обід
2	65,0	421	92,94	0,032	14	ниж. обід
3	63,0	418	93,02	0,033	14	вх. кромка
4	62,5	420	93,07	0,035	14	вих. кромка

Модернізацію робочого колеса високонапірної гідротурбіни було проведено в декілька етапів:

- для збільшення пропускної потужності робочого колеса було зменшено кількість лопатей робочого колеса та контур верхнього ободу, що привело до збільшення  $n_1$ ,  $Q_1$ , ККД та  $\sigma_{\text{кр}}$ ;

- для зменшення  $\sigma_{\text{кр}}$  було змінено контур нижнього ободу (рис. 1), що привело до збільшення  $n_1$ , ККД та зменшило  $Q_1$ ,  $\sigma_{\text{кр}}$ ;

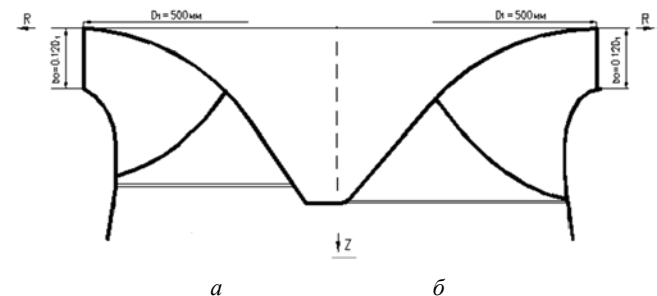


Рис. 1. Порожнина робочого колеса високонапірної радіально-осьової гідротурбіни типу РО310:  
а – базове; б – модернізоване

- для зменшення оптимальних приведених обертів була модифікована вхідна кромка лопаті

робочого колеса, що привело до зменшення кількості обертів, трохи збільшився ККД, але зменшилась витрата, рівень кавітації залишився майже незмінним;

- на останньому етапі модернізації для збільшення приведеної витрати було змінено місцеположення вихідної кромки (рис. 1), що дало збільшення  $Q_1$ , ККД з приємним кавітаційним показником та приведеним числом обертів.

Порівняння основних результатів розрахунку представлено у табл. 3.

На рис. 1 зображені етапи модернізації та співставлення базового та остаточного варіанту робочого колеса високонапірної гідротурбіни.

**Висновки.** 1. На підставі проведених робіт було розроблено нове радіально-осьове робоче колесо підвищеної швидкохідності, з покращеними енергокавітаційними якостями, що відповідає сучасним вимогам щодо рівня ККД.

2. Максимальний рівень ККД модернізованої гідротурбіни у оптимальному режимі складе 93,07 %, що на 1,87 % вище, ніж на у базовому варіанті.

#### Список літератури

1. Myronov K., Dmytrienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Lecture Notes in Networks and Systems*. 2023. Vol. 762. P. 66–77. doi: 10.1007/978-3-031-40628-7\_5
2. Eschenauer H., Koski J., Osyczka A. *Multicriteria Design Optimization: Procedures and Applications*. Berlin: Springer, 1990. 509 p.
3. Henau V., Sabourin M., Labrecque Y., Papillon B. Hydraulic turbine design: Will CFD replace model testing? *Proc. of the 1997 International Conference on Hydropower. Part 2 (of 3) (5–8 August 1997, Atlanta, GA, USA)*. Vol. 2. New York: ASCE, 1997. P. 1218–1227.
4. Ruprecht A., Maihöfer M., Heitele M., Helmrich T. Massively parallel computation of the flow in hydro turbines. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002. P. 1–8.
5. Schilling R., Thum S. Optimization of Hydraulic Machinery Bladings by Multilevel CFD-Technique. *International Journal of Rotating Machinery*. 2005. Vol. 2005, article ID 637194. 7 p. doi: 10.1155/IJRM.2005.161
6. Bjarne B., Knutzen S. D. Numerical computation of the pump turbine characteristics. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002. P. 33–39.
7. Brekke H. A review on turbine design. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002. P. 125–130.
8. Барліт В. В., Миронов К. А., Власенко А. В., Яковлева Л. К. *Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 216 с.
9. Миронов К. А., Яковлева Л. К., Гулахмадов А. А. Совершенствование проточных частей радиально-осевых гидротурбин. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПИ»*. Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування. Харків: НТУ «ХПИ». 2014. № 1 (1044). С. 146–151.
10. Кольчев В. А., Тынъанова И. И., Миронов К. А. Моделирование энергетических характеристик гидротурбин на начальном этапе проектирования. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2010. Т. 43, № 1/6. С. 27–38.
11. Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Миронов В. К. Вплив геометричних параметрів робочого колеса на енергетичні показники радіально-осьової гідротурбіни. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 2. P. 64–72.

#### References (transliterated)

1. Myronov K., Dmytrienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Lecture Notes in Networks and Systems*. 2023, vol. 762, pp. 66–77. doi: 10.1007/978-3-031-40628-7\_5
2. Eschenauer H., Koski J., Osyczka A. *Multicriteria Design Optimization: Procedures and Applications*. Berlin, Springer Publ., 1990. 509 p.
3. Henau V., Sabourin M., Labrecque Y., Papillon B. Hydraulic turbine design: Will CFD replace model testing? *Proc. of the 1997 International Conference on Hydropower. Part 2 (of 3) (5–8 August 1997, Atlanta, GA, USA)*. Vol. 2. New York, ASCE, 1997, pp. 1218–1227.
4. Ruprecht A., Maihöfer M., Heitele M., Helmrich T. Massively parallel computation of the flow in hydro turbines. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002, pp. 1–8.
5. Schilling R., Thum S. Optimization of Hydraulic Machinery Bladings by Multilevel CFD-Technique. *International Journal of Rotating Machinery*. 2005, vol. 2005, article ID 637194, 7 p. doi: 10.1155/IJRM.2005.161
6. Bjarne B., Knutzen S. D. Numerical computation of the pump turbine characteristics. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002, pp. 33–39.
7. Brekke H. A review on turbine design. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002, pp. 125–130.
8. Barlit V. V., Mironov K. A., Vlasenko A. V., Yakovleva L. K. *Raschet i проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса* [Calculation and design of the flow parts of jet turbines based on numerical simulation of the workflow]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2008. 216 p.
9. Mironov K. A., Yakovleva L. K., Gulakhmadov A. A. Совершенствование проточных частей радиально-осевых гидротурбин [Improvement of flow parts of Francis hydraulic turbines]. *Вісник Нац. техн. ун-та "ХПИ". Серія: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 1, pp. 146–151.
10. Kolychev V. A., Tynjanova I. I., Mironov K. A. Modelirovanie energeticheskikh kharakteristik gidroturbin na nachal'nom etape proektirovaniya [Modeling the energy characteristics of hydroturbines at the initial design stage]. *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologii*. 2010, vol. 43, no. 1/6, pp. 27–38.
11. Myronov K. A., Dmytrienko O. V., Myronov V. K. Vplyv heometrychnykh parametrov robochoho kola na enerhetychni pokaznyky radial'no-os'ovoyi hidroturbiny [Influence of geometrical parameters the runner on energy performance a francis turbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 2, pp. 64–72.

Надійшла (received) 03.07.2023

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Миронов Костянтин Анатолійович (Myronov Kostiantyn)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», заступник директора ННІ МІТ; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6034-410X>; e-mail: konst.mironov@gmail.com

**Дмитрієнко Ольга Вячеславівна (Dmytrienko Olha)** – 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/0000-0002-3510-2176>; e-mail: olga\_dm@meta.ua

**Ярошенко Микола Андрійович (Yaroshenko Mykola)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9353-1449>; e-mail: mykola.yaroshenko2001@gmail.com

*Г. А. АВРУНІН, М. А. ПОДРИГАЛО, О. Г. ЗАКАПКО, І. І. МОРОЗ, Л. В. РАЗАРЬОНОВ,  
А. П. ХОЛОДОВ, М. П. ХОЛОДОВ*

## АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ САМОХІДНОГО ТРАКТОРНОГО ШАСІ

Мета. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного тракторного самохідного шасі СШ2540 шляхом імітаційного моделювання роботи гідроциліндра з однобічним штоком для пересування рульової трапеції при повертанні коліс і дослідження зміни тиску робочої рідини та переміщення штоку гідроциліндра при різних режимах навантаження. Методика досліджень. Використана методика імітаційного моделювання, коли змінні, що описують поведінку гідроциліндра рульового керування, визначаються певними алгоритмами навантаження і витратами робочої рідини, і описуються диференціальними рівняннями. Диференціальні рівняння, що визначають тиск робочої рідини в порожнинах гідроциліндра та переміщення його штоку, коли робоча рідина підводиться в поршневу або штокову порожнину, ґрунтуються на законах механіки, принципі нерозривності потоку робочої рідини і її стисливості. Для проведення моделювання за запропонованою методикою використовувався пакет прикладних програм VisSim. Досліджувались зміни параметрів в гідроциліндрі повороту коліс при їх зрушуванні від завдання керуючої дії у вигляді зростання зовнішнього навантаження та витрати робочої рідини в вихідних каналах насоса-дозатора, що долається гідроциліндром. Також досліджувався вплив модуля пружності робочої рідини, який зменшується при її насиченні нерозчинним повітрям. Результати. При пуску гідропривода рульового керування, тобто при повертанні рульового колеса від свого нейтрального положення, в залежності від зовнішнього навантаження та інтенсивності роботи водія кермом мають місце коливальні процеси в порожнинах гідроциліндра, які можуть суттєво перевищити робочий тиск. Результати досліджень дають підставу зробити висновок про необхідність вивчення характеру зростання витрати та тиску робочої рідини на натурному зразку насоса-дозатора тракторного шасі, тобто замінивши моделювання витрати на її фактичне значення. Завдання часу навантаження та витрати робочої рідини за допомогою блока map-VisSim зручніше, ніж задання аналітичними виразами, так як дає можливість моделювати різний темп розгону гідроциліндра та при необхідності контролювати стаціонарний режим рульового колеса в нейтральному положенні.

**Ключові слова:** колісне тракторне шасі, об'ємний гідропривод рульового керування, гідроциліндр з однобічним штоком, математична модель, моделювання динаміки, пакет програм VisSim, коливання тиску.

*G. AVRUNIN, M. PODRIGALO, O. ZAKAPKO, I. MOROZ, L. RAZARYONOV, A. KHOLODOV,  
M. KHOLODOV*

## ANALYSIS OF DYNAMICS OF VOLUME HYDRAULIC POWER STEERING SELF-PROPELLED TRACTOR CHASSIS

Goal. Analysis of the dynamics of the hydraulic fluid power steering drive of the wheeled tractor self-propelled chassis СШ2540 by simulating the operation of a hydraulic cylinder with a one-sided rod for moving the steering trapezoid when turning the wheels and studying the change in the pressure of the working fluid and the movement of the hydraulic cylinder rod under different load modes. Research methodology. The method of simulation modeling is used, when the variables describing the behavior of the steering hydraulic cylinder are determined by certain load algorithms and operating fluid flows, and are described by differential equations. The differential equations that determine the pressure of the working fluid in the cavities of the hydraulic cylinder and the movement of its rod when the working fluid is fed into the piston or rod cavity are based on the laws of mechanics, the principle of the continuity of the flow of the working fluid and its compressibility. The VisSim package of application programs was used for modeling according to the proposed methodology. The changes of the parameters in the hydraulic cylinder of turning the wheels when they are shifted from the task of the control action in the form of an increase in the external load and the flow of the working fluid in the output channels of the metering pump overcome by the hydraulic cylinder were studied. The influence of the modulus of elasticity of the working fluid, which decreases when it is saturated with undissolved air, was also investigated. The results. When starting the hydraulic steering drive, i.e. when turning the steering wheel from its neutral position, depending on the external load and the intensity of the driver's work at the wheel, oscillatory processes take place in the hydraulic cylinder cavities, which can significantly exceed the working pressure. The results of the research give a reason to conclude that it is necessary to study the nature of the increase in the flow rate and pressure of the working fluid on a full-scale sample of the tractor chassis metering pump, i.e. by replacing the flow rate simulation with its actual value. Setting the loading time and flow rate of the working fluid using the map-VisSim unit is more convenient than setting it with analytical expressions, as it makes it possible to simulate different acceleration rates of the hydraulic cylinder and, if necessary, to control the stationary mode of the steering wheel in the neutral position.

**Keywords:** wheeled tractor chassis, hydraulic fluid power steering, hydraulic cylinder with one-sided rod, mathematical model, dynamics simulation, VisSim software package, pressure fluctuations.

**Вступ.** Тракторне самохідне шасі Т-16 випускалося Харківським заводом тракторних самохідних шасі з 1961 по 1967 рік [1]. Його розробка є результатом модернізації самохідного шасі ДСШ-14, проект якого розроблявся в СКБ по тракторним самохідним шасі в м. Харкові. За період випуску було виготовлено майже 600 тис. зразків Т-16. І в даний час трактор має великий попит у сільських жителів як універсальна машина для присадибних і заготівельних робіт. Самохідне шасі Т-16 мало двоциліндровий дизельний двигун потужністю 16 к.с. з незвичайним для тракторів розташуванням ззаду місця водія, семиступінчасту коробку передач і до трьох (залежно

від комплектації і року випуску) валів відбору потужності для передачі крутного моменту на навісне обладнання (ВВП). Спереду на рамі шасі є місце кріплення для установки різноманітного додаткового обладнання: вантажної платформи-самоскида; навантажувачів різних типів; мотопилки; грейдерної лопати і дорожньої щітки, встановлюваних під рамою, сінокосарки та ін. Це обладнання приводилося в дію ВВП. Спочатку Т-16 був призначений для роботи в овочівництві з оприскувачами, просапними культиваторами і збиральними машинами, але отримав набагато більше поширення як невелика розвізна вантажівка підвищеної прохідності. Для Т-16

була розроблена і випускалася велика кількість змінного обладнання: сінокосарка, стогоклад, малогабаритний навантажувач-екскаватор, самонавантажувач (що забезпечує вантаження сипких і штучних матеріалів у свій кузов), оприскувач, компресорна станція та ін.

Після модернізації самохідне шасі отримало двигун потужністю 25 к.с., нову коробку передач і індекс Т-16М. З'явилася можливість установки каркасної кабіни з тентом і дверима. Т-16М виготовлявся з 1967 по 1995 рік. Мінімальна швидкість Т-16М через ходозменшувач становила всього 1,6 км/год, що робило його практично незамінним як у сільському господарстві, так і в комунальних або дорожньо-будівельних роботах.

У 1986 році було освоєно випуск шасі Т-16МГ, що отримало закриту кабіну і покращений дизельний двигун Д-21А1 потужністю 25 к.с. (рис. 1).



Рис. 1. Самохідне шасі СШ2540

На самохідному шасі СШ-2540 (Т-16МГ, Т-16М) [2–4] встановлено роздільно-агрегатний уніфікований об'ємний гідропривод (ОГП), що дозволяє трактористу керувати поворотом самохідного шасі в процесі руху, а також керувати навісними засобами та машинами, що агрегатуються з шасі. Гідроприсрої ОГП розміщені на шасі і з'єднані між собою металевими і гумовими трубопроводами. До складу ОГП входять шестеренний насос НШ-10, насос-дозатор рульового керування Д100, моноблоковий двохзолотниковий гідророзподільник Р-80, гідроциліндри рульового керування та технологічного обладнання з параметрами 40x25x250 мм. ОГП дозволяє керувати трактористу двома секціями навісних машин одночасно або окремо кожною, для чого з лівого боку сидіння встановлені важелі управління розподільником.

Насос-дозатор Д100-10.16-02 [5] має робочий об'єм 100 см<sup>3</sup>, тиск налаштування запобіжного клапана 16 МПа, протиударних клапанів 10 МПа.

**Аналітичний огляд літератури.** На теперішній час системи рульового керування з використанням ОГП застосовуються практично на всіх самохідних машинах спеціального призначення [1], до яких відносяться будівельні та дорожні машини [2], трактори [3], різноманітні сільськогосподарські [4] та інші машини. Для забезпечення якості таких систем рульового керування ведуться роботи по їх вдосконаленню та модернізації їх основного вузла –

насоса-дозатора [6–10].

На рис. 2 представлені результати розрахунку тиску в ОГП рульового керування шасі Т-16М, виконані проф. М. А. Подригалю на етапі проектування при використанні гідроциліндра з діаметрами поршня 36 мм і штока 20 мм. В штатному режимі 1 тиск не перевищує 7,1 МПа, пунктирна лінія 2 показує на зростання тиску при подоланні зусиль на колеса при створенні суттєвої перешкоди, наприклад, при необхідності виїзду з колеї при сільськогосподарських роботах.

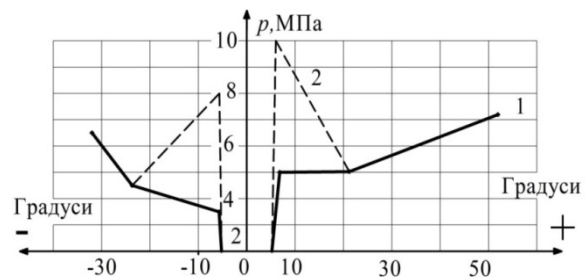


Рис. 2. Зміна тиску в порожнинах гідроциліндра рульового керування тракторного шасі Т16М від кутів повороту коліс

Об'єктом дослідження є ОГП рульового керування колісного тракторного самохідного шасі моделі СШ2540, в якому переміщення виконавчого гідроциліндра з однією штоком системи повороту коліс задається насосом-дозатором, що подає робочу рідину (РР) по чергові до штокової і поршневої порожнин гідроциліндра пропорційно куту повороту рульового колеса. В даній статті аналізується система рульового керування колісного трактора самохідного тракторного шасі СШ2540 [2] з точки зору динамічних навантажень. Для забезпечення потрібної якості аналізу роботи у системі, що розглядається, постало питання розрахунку динамічних процесів в рульовому контурі окремо для поршневої і штокових порожнин, для чого було використано методику імітаційного моделювання.

**Основна частина.** Розрахункова схема динаміки ОГП рульового керування самохідного шасі СШ2540 приведена на рис. 3. Гідрравлічна схема містить дві системи ОГП – рульового керування з блоком насоса-дозатора НД та гідроциліндром Ц1 з однією штоком, та керування навісними агрегатами (блок Р моноблокових гідророзподільників). Обидві системи живляться від одного шестеренного насоса Н. Насос Н з приводом від коробки передач КП та двигуна внутрішнього згоряння ДВЗ нагнітає РР під тиском  $p_n$  до вхідного каналу НД, де вона через зворотний клапан КО1 потрапляє на вхід гідророзподільника Рнд ОГП рульового керування.

Особливість системи рульового керування, що розглядається, полягає в тому, що в ній використовується насос-дозатор з функцією вбудованого пріоритетного клапана, який дозволяє функціонувати гідроциліндрам Ц2 і Ц3 в нейтральному положенні рульового колеса, як показано на гідросхемі [11]. Тому, крім основних вихідних каналів  $L$  і  $R$ , цей насос-дозатор НД містить



додатковий, який є вихідним каналом  $p_n(EF)$  вбудованого пріоритетного клапана, і до якого підключена система керування навісними агрегатами трактора (блок Р). Вхідний напірний канал  $p_n$  насоса-дозатора НД з'єднано з виходом насоса живлення Н, а зливний канал  $T$  з'єднується зі зливною магістраллю всієї гідросистеми трактора, звідки РР потрапляє в гідробак Б через фільтр Ф. До складу насоса-дозатора входить також запобіжний клапан КП1, «вторинні» (протиударні) запобіжні клапани КП2 і КП3, та зворотні (антикавітаційні) клапани КО2 та КО3.

Вмонтована в гідророзподільник Рнд функція пріоритету за лінією  $p_n(EF)$  забезпечує подачу насоса  $Q_n$  в ОГП керування технологічними гідроциліндрами Ц2 і Ц3 тільки в нейтральному положенні рульового колеса.

ОГП рульового керування містить насос-дозатор НД, золотник розподільного вузла якого безпосередньо з'єднаний з рульовим колесом РК (кермом), поворот якого на кут  $\gamma$  задає керуючу дію цій системі. Основні вихідні канали  $L$  і  $R$  насоса-дозатора НД з'єднані з відповідними порожнинами гідроциліндра Ц1, шток якого діє на сошку, від якої через систему важелів задають кут повороту керованим колесам. Тиск в каналі підведення РР до гідроциліндра на схемі позначено  $p$ , а  $p_{зл}$  в каналі відведення РР.

Система керування навісними агрегатами містить моноблоковий двозолотниковий гідророзподільник (блок Р), в комплекті з яким застосовується запобіжний клапан непрямої дії – основний запобіжний клапан КП4 та допоміжний (пілотний) КП5. Гідророзподільник Р1 сполучений рукавами високого тиску з гідроциліндром Ц2, а гідророзподільник Р2 з гідроциліндром Ц3.

Гідроциліндр Ц2 є виконавчим, а гідроциліндр Ц3 застосовується для платформи навісної системи або може бути виносним.

Система автоматичного самоповернення золотників в нейтральне положення складається з гідроциліндра Цав, шток якого натискує фіксатор золотника, клапана тиску КПав та дроселя ДРав. Фіксація золотників виконуються за допомогою пружин в гідроциліндрах Цав. При підвищенні тиску в гідроприводі близько до максимального значення, клапан тиску КПав відкривається і робоча рідина потрапляє в штокову порожнину гідроциліндра і піднімає шток вверх, що призводить до припинення фіксації золотника і його переміщення в нейтральне положення завдяки пружинам з обох боків.

До складу ОГП шасі СШ2540 входить також зворотний клапан КО4, який виконує функцію антикавітаційного.

Розглянемо динамічні процеси в ОГП повороту коліс при різних значеннях зовнішнього навантаження  $F_{рк}$  та витрати  $Q_{рк}$  від насоса-дозатора НД. Для проведення такого дослідження використаємо методику імітаційного математичного моделювання, розглядаючи зміну тиску в порожнинах гідроциліндрів та переміщення їх штоків.

Вихідним параметром насоса-дозатора є витрата  $Q_{рк}$ , яка може змінюватися за своїм значенням залежно від швидкості обертання рульового колеса. Іншою складовою є зовнішнє навантаження з боку коліс трактора  $F_{рк}$ , для подолання якого створюється необхідний тиск РР в порожнинах гідроциліндра (див. рис. 3).

При побудові математичної моделі ОГП рульового керування приймаємо наступні припущення [12]:

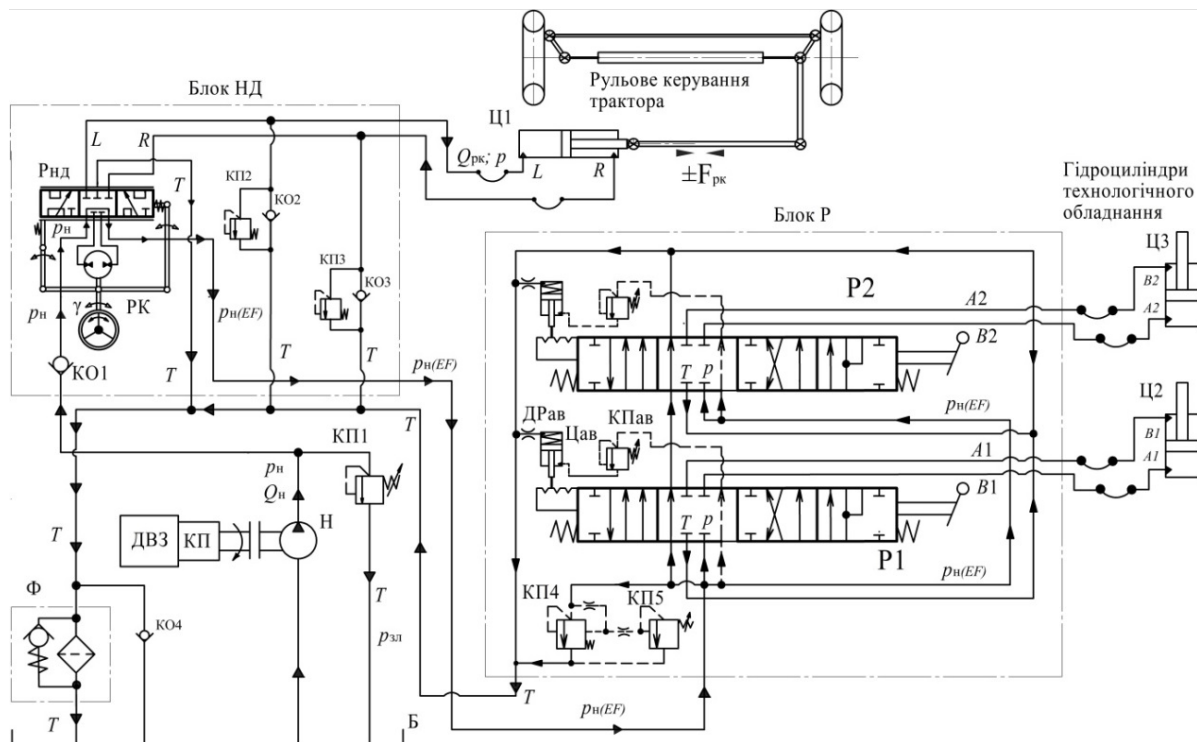


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема гідропривода самохідного шасі СШ2540

- щільність РР ( $\rho$ ) приймаємо постійною;  
 - нехтуємо витоками крізь поршневі та штокові ущільнення в гідроциліндрі, що відповідає сучасному рівню герметичності;  
 - не враховуємо хвильові процеси в трубопроводах з причини їх невеликої довжини;  
 - розглядаємо додання системою значних навантажень, при яких тиск на виході з гідроциліндра  $p_{зл}$  незначний і їм можна знехтувати.

Математична модель розглядаємої системи з урахуванням прийнятих припущень для режиму повороту може бути представлена у наступному вигляді.

Витрата робочої рідини  $Q_{рк}$ , що подається з вихідного каналу насоса-дозатора НД, підводиться до поршневої порожнини або штокової гідроциліндра Ц1. На основі рівняння нерозривності РР записуємо баланс витрат в порожнинах гідроциліндра Ц1. При переміщенні поршня вправо (РР від НД надходить в порожнину А) або вліво (РР від НД надходить в порожнину В) рівняння нерозривності для порожнин А і В мають вигляд:

$$Q_A = Q_n + Q_{дефА}; Q_B = Q_{шт} - Q_{дефВ}, \quad (1)$$

де  $Q_n$  – витрати РР на вході в поршневу порожнину гідроциліндра Ц1;

$Q_A$  – витрати РР на її деформацію в порожнині А;

$Q_{шт}$  – витрати РР на виході зі штокової порожнини гідроциліндра Ц1;

$Q_B$  – витрати РР на її деформацію в порожнині В.

Складові  $Q_n$  і  $Q_{шт}$  рівняння (1) визначаються залежностями:

$$Q_n = S_n \cdot v_A; Q_{шт} = S_{шт} \cdot v_B, \quad (2)$$

де  $S_n = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}$  і  $S_{шт} = \frac{\pi}{4}(D_n^2 - d^2)$  – площі поршня діаметром  $D_n$  та ефективна площа штокової порожнини гідроциліндра Ц1 при діаметрі штоку  $d$ , відповідно;

$v_A$  і  $v_B$  – швидкість переміщення поршня гідроциліндра при підводі РР в порожнини А або В, відповідно.

Деформаційна витрата визначається як:

$$Q_A = [(V_{0A} + S_n \cdot y_A) / E](dpA / dt); \quad (3)$$

$$Q_B = [(V_{0B} - S_{шт} \cdot y_B) / E](dpB / dt),$$

де  $dpA$  – тиск в поршневій порожнині гідроциліндра Ц1 при пересуванні поршня вправо;

$dpB$  – тиск в штоковій порожнині гідроциліндра Ц1 при пересуванні поршня ліворуч;

$y_A$  і  $y_B$  – переміщення поршня гідроциліндра;

$V_{0A}$  і  $V_{0B}$  – початкові об'єми в поршневій та штоковій порожнинах при середньому положенні поршня в гідроциліндрі Ц1, відповідно;

$E$  – модуль пружності РР.

Після перетворень формули для балансу витрат РР для ділянки вхідного каналу А гідроциліндра Ц1 від насоса-дозатора НД і витрат РР для ділянки

вихідного каналу В зливу з гідроциліндра Ц1 набувають вигляду:

$$Q_A = v_A S_n + \frac{V_{0A} + y_A S_n}{E} \cdot \frac{dp_A}{dt};$$

$$Q_B = v_B S_{шт} - \frac{V_{0B} - y_B S_{шт}}{E} \cdot \frac{dp_B}{dt}, \quad (4)$$

Після перетворення до форми Коші відносно похідної  $dp/dt$  одержимо наступні рівняння:

$$\frac{dp_A}{dt} = E \frac{Q_A - v_A S_n}{V_{0A} + y_A S_n}; \quad \frac{dp_B}{dt} = E \frac{v_B S_{шт} - Q_B}{V_{0B} - y_B S_{шт}}, \quad (5)$$

і після інтегрування визначаємо зміну тиску в часі в порожнинах гідроциліндра рульового керування:

$$p_A = \int_0^t E \frac{Q_A - v_A S_n}{V_{0A} + y_A S_n} dt; \quad p_B = \int_0^t E \frac{v_B S_{шт} - Q_B}{V_{0B} - y_B S_{шт}} dt, \quad (6)$$

З урахуванням розмірності тиску в МПа маємо:

$$p_A = \int_0^t E \frac{Q_A - 60 \times 10^{-3} v_A S_n}{V_{0A} + 10^{-3} y_A S_n} dt, \text{ МПа};$$

$$p_B = \int_0^t E \frac{60 \times 10^{-3} v_B S_{шт} - Q_B}{V_{0B} - 10^{-3} y_B S_{шт}} dt, \text{ МПа}, \quad (7)$$

де  $S_n = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}$  і  $S_{шт} = \frac{\pi}{4}(D_n^2 - d^2)$ , мм<sup>2</sup>;

$D_n$  і  $d$ , мм;

$V_{0A}$  і  $V_{0B}$ , дм<sup>3</sup>;

$E$ , МПа;

$v_A$  і  $v_B$ , м/с;

$y_A$  і  $y_B$ , м;

$Q_A$  і  $Q_B$ , л/хв.

Рівняння руху поршня для прискорення навантаженого гідроциліндра Ц, виходячі з принципа Даламбера, набуває вигляду:

$$a_A = \frac{dv_A}{dt} = \frac{1}{m} [S_n p_A - S_{шт} p_B - F_{рк} - F_{ж.трА} - F_{трА}];$$

$$a_B = \frac{dv_B}{dt} = \frac{1}{m} [S_{шт} p_B - S_n p_A - F_{рк} - F_{ж.трВ} - F_{трВ}], \quad (8)$$

де  $m$  – маса, що підлягає повороту;

$F_{рк}$  – зовнішнє зусилля (навантаження), що долається гідроциліндром;

$F_{ж.трА}$  і  $F_{ж.трВ}$  – рідинне тертя в гідроциліндрі Ц1;

$F_{трА}$  і  $F_{трВ}$  – напівсухе тертя поршня та штока в гідроциліндрі Ц1.

Після двох послідовних інтегрувань рівнянь маємо вирази для швидкості та переміщення поршня гідроциліндра при повороті трактора в обох напрямках, наприклад, при підводі РР в порожнину А:

$$v_A = \int_0^t \frac{1}{m} [S_n p_A - S_n p_{злВ} - F_{рк} - F_{ж.трА} - F_{трА}] dt;$$

$$y_A = \int_0^t v_A dt, \quad (9)$$

або в порожнину  $B$

$$v_B = \int_0^t \frac{1}{m} [S_{штп} p_B - S_{п} p_{злA} - F_{рк} - F_{ж.трB} - F_{трB}] dt; \quad (10)$$

$$y_B = \int_0^t v_B dt.$$

Приймаємо залежності для навантажень рідинного та навіпсухого тертя [12]:

$$\begin{aligned} F_{трA} &= F_{тр.оA} \cdot \text{sign } v_A; \\ F_{трB} &= F_{тр.оB} \cdot \text{sign } v_B; \\ F_{ж.трA} &= \beta \cdot v_A; F_{ж.трB} = \beta \cdot v_B, \end{aligned} \quad (11)$$

де  $F_{тр.о}$  і  $\beta$  – сила навіпсухого тертя та коефіцієнт рідинного тертя, відповідно, причому

$$F_{тр.оA} = f_A F_{рк}, \text{ Н}; F_{тр.оB} = f_B F_{рк}, \text{ Н}, \quad (12)$$

де  $f_A = 0,025$  та  $f_B = 0,03$  – коефіцієнти тертя для переміщення поршня вправо і вліво, відповідно;  
 $\beta = 1500$  Нс/м.

Для подальшого спрощення розрахунків приймаємо тиск на зливі з гідроциліндра постійним незалежно від напрямку його руху  $p_{злA} = p_{злB} = 0$ .

Для проведення динамічного аналізу ОГП скористаємося обчислювальними блоками пакету VisSim [13] з урахуванням використання блоків Variable. При моделюванні системи рульового керування з гідроциліндром аналізуються перехідні процеси в системі і її вихід на сталий режим. При розрахунках задаємо зміну зовнішнього навантаження  $F_{рк}$  та витрати  $Q_{рк}$  числовими значеннями (блоки map-VisSim). Витрати  $Q_{рк}$  від насоса-дозатора розраховується за формулою:

$$Q_{рк} = 10^{-3} V_{нд} \cdot n_k, \text{ л/хв}, \quad (13)$$

де  $V_{нд}$  – робочий об'єм дозуючого вузла насоса-дозатора,  $\text{см}^3$ ;

$n_k$  – швидкість обертання керма, яку здійснює водій,  $\text{хв}^{-1}$ .

Для вирішення рівнянь математичної моделі скористаємося чисельним методом Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю  $\Delta = 0,001$  с. Результати досліджень отримані у вигляді розрахункових осцилограм.

Завдання максимального статичного зусилля  $F_{рк}$  на гідроциліндр Ц1 при динамічних розрахунках ОГП рульового керування виконаємо за формулою:

$$F_{рк} = [p_{вст}] \cdot S_{штп} = [p_{вст}] \frac{\pi \cdot (D_n^2 - d^2) \cdot \eta_{гм}}{4}, \quad (14)$$

де  $[p_{вст}] = 10$  МПа – максимальний допустимий тиск у штоковій порожнині гідроциліндра, виходячи з того, що протилежні запобіжні клапани насоса-дозатора НД налаштовані на тиск 10 МПа;

$\eta_{гм} = 0,96$  – гідромеханічний ККД гідроциліндра [14].

Таким чином, маємо максимальне зусилля при

подоланні підвищеної перешкоди  $F_{рк}^{\text{макс}} = 7348$  Н.

Згідно розрахунку на рис. 2, співвідношення тисків максимального та робочого дорівнює 1,4 (10 МПа / 7,1 МПа), тоді  $F_{рк} \approx 5250$  Н.

Це зусилля використовуємо як задане при попередньому статичному розрахунку ОГП рульового керування [14] і отримуємо значення тисків в  $p_{вст} = 4,35$  МПа і  $p_{вст} = 7,15$  МПа, які дають можливість проведення перевірки адекватності побудованої математичної моделі. Для цього використовуємо формули:

$$\begin{aligned} p_{вст} &= \frac{4F_{рк}}{\pi \cdot D_n^2 \cdot \eta_{гм}}, \text{ МПа}; \\ p_{вст} &= \frac{4F_{рк}}{\pi \cdot (D_n^2 - d^2) \cdot \eta_{гм}}, \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (15)$$

На рис. 4 представлена осцилограма одночасної записи співвідношень тисків в порожнинах гідроциліндра  $p_B / p_A$  (верхня крива) при динамічному розрахунку ОГП і площин поршневої і штокової порожнин  $S_{п} / S_{штп}$  (нижня пряма лінія).

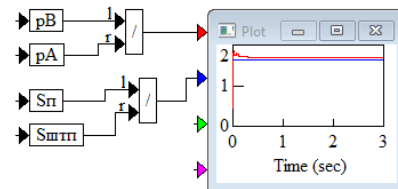


Рис. 4. Осцилограма підтвердження адекватності динамічної математичної моделі ОГП рульового керування геометричному розрахунку гідроциліндра

Дані статичного і динамічного розрахунку в режимі постійного навантаження та витрати РР відрізняються не більше ніж на 3,8 %, що обумовлено різними способами завдання витрат: шляхом завдання постійного значення гідромеханічного ККД при статичному розрахунку і з урахуванням навіпсухого тертя та коефіцієнту рідинного тертя (11; 12). Таким чином, слід вважати, що адекватність моделей підтверджена.

З метою одночасного отримання осцилограм в пакеті VisSim для залежності тиску від часу для штокової і поршневої порожнин гідроциліндра задаємо однаковий алгоритм навантаження цих порожнин зі значеннями  $F_{рк}^{\text{макс}} = 7348$  Н і  $F_{рк} \approx 5250$  Н. Інші вихідні дані для розрахунку динаміки ОГП:  $m = 50$  кг;  $V_{оA} = 1,2$   $\text{дм}^3$ ;  $V_{оB} = 0,8$   $\text{дм}^3$ ;  $Q_{рк}^{\text{макс}} = Q_A = Q_B = 11$  л/хв;  $E = 1500$  МПа.

Робочі об'єми поршневої  $V_{пA}$  та штокової  $V_{штпB}$  порожнин одноштокового гідроциліндра Ц1 визначають за формулами:

$$V_{пA} = 10^{-3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_n^2 \cdot l_{пA} \text{ см}^3; V_{штпB} = 10^{-3} \frac{\pi}{4} (D_n^2 - d^2) \cdot l_{пB}, \quad (16)$$

де  $l_{пA}$  і  $l_{пB}$  – хід поршня гідроциліндра при витраті РР в поршневу та штокову порожнину, відповідно, мм.



Робочий об'єм насоса-дозатора в загальному вигляді визначають за формулою:

$$V_{нд} = V_{ц} / i, \text{ см}^3, \quad (17)$$

де  $V$  – робочий об'єм гідроциліндра,  $\text{см}^3$ ;  
 $i$  – кількість повних обертів рульового колеса з одного крайнього положення в інше.

Для одноштокового гідроциліндра Ц1 при його переміщенні від нейтрального положення при повороті транспортного засобу кількість обертів рульового колеса розраховують за формулою:

$$i_A = \frac{V_{нд}}{V_{цA}}; i_B = \frac{V_{нд}}{V_{цB}}, \quad (18)$$

де  $V_{цA}$  і  $V_{цB}$  – об'єм поршневої та штокової порожнин гідроциліндра, відповідно.

Якщо кількість обертів рульового колеса при поворотах в обидві сторони однакова, то повинно виконуватись рівняння:

$$\frac{l_{пA}}{l_{пB}} = 1 - \frac{d^2}{D_n^2}; l_{п} = l_{пA} + l_{пB}, \quad (19)$$

рішення якого при  $D_n = 40$  мм,  $d = 25$  мм і  $l_{п} = 250$  мм дає значення переміщення поршня  $l_{пA} = 95$  мм і  $l_{пB} = 155$  мм, і однакову кількість обертів в обидві сторони  $i_A = i_B = 0,84$ .

При визначенні подачі насоса беруть до уваги рекомендації з обертання рульового колеса на режимах: аварійному при відмові насоса  $n_{вод} = 50 \text{ хв}^{-1}$  і нормального функціонування  $n_{вод} = 100\text{--}150 \text{ хв}^{-1}$  [15]:

$$Q_n = 10^{-3} \cdot V_n \cdot n_{вод} = 10^{-3} \cdot V_n \cdot (50\text{--}150), \text{ л/хв}, \quad (20)$$

і визначають його робочий об'єм без урахування коефіцієнта подачі:

$$V_n = 10^3 \frac{Q_n}{n_n}, \text{ см}^3, \quad (21)$$

де  $n_n$  – частота обертання насоса НШ-10 тракторного шасі від ДВЗ,  $\text{хв}^{-1}$ .

Поточний час переміщення рульового колеса визначемо за формулою:

$$t_i = \frac{60 \cdot i_i}{n_{вод}^{макс}} = 0,4 \cdot i_i, \text{ с}, \quad (22)$$

де  $n_{вод}^{макс} = 100 \text{ хв}^{-1}$ , задаємо (20).

Таким чином, повний оберт рульового колеса  $i_A = i_B = 0,84$  може бути здійснений водієм за 0,5 с, а часткові переміщення, наприклад,  $i_i = 0,05$ ; 0,1 дають швидкодію в  $t_i = 0,03$  с; 0,06 с, а максимальна витрата РР до гідроциліндра Ц1 від насоса-дозатора може дорівнювати 14 л/хв при робочому об'ємі насоса  $10 \text{ см}^3$  (насос НШ-10) та його частоті  $1600 \text{ хв}^{-1}$  згідно [2] та урахуванням його коефіцієнта витрати.

На рис. 5, а приведені цикли завдання навантаження та витрати РР при повороті шасі без суттєвих перешкод згідно режиму 1 на рис. 2 і

відповідні осцилограми динамічного розрахунку на рис. 5, б (тиску в штоковій порожнині  $p_B$  від часу). На рис. 6, а приведені цикли завдання при критичній (екстремальній) перешкоді згідно режиму 2 на рис. 2 і відповідні осцилограми динамічного розрахунку на рис. 6, б. Час зростання максимального значення зусилля  $F_{рк}$  та витрати  $Q_{рк}$  для всіх режимів  $t_F = t_Q = 0,02$  с.

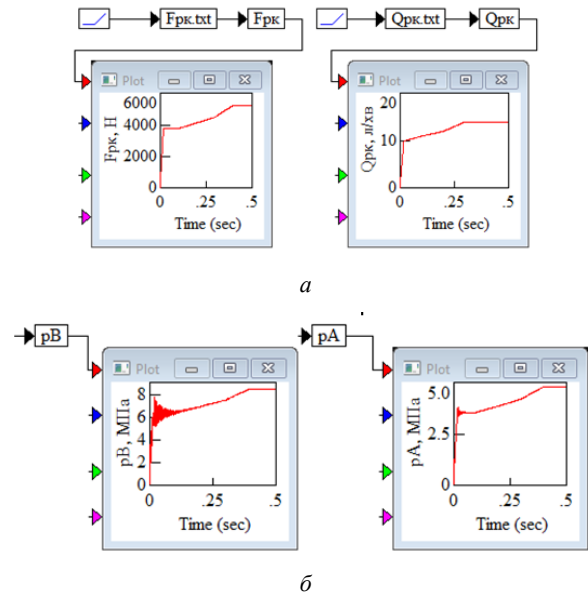


Рис. 5. Динаміка рульового керування СШ2540 при максимальній перешкоді в  $F_{рк} = 5250$  Н (штатний режим 1 згідно рис. 2)

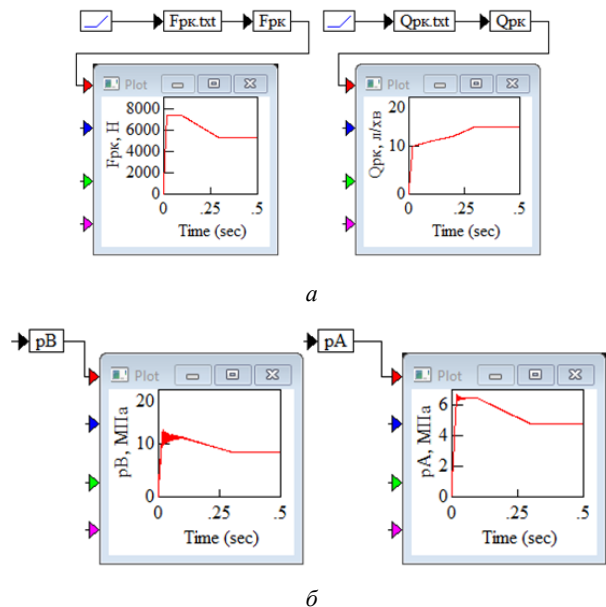


Рис. 6. Динаміка рульового керування при максимальній перешкоді в  $F_{рк}^{макс} = 7348$  Н (екстремальний режим 2 згідно рис. 2)

Функціонування ОГП рульового керування на режимі 1 (див. рис. 2) з початку повороту викликає коливання тиску, але їх значення не перевищує 8 МПа, що значно менше налаштування протиударних («вторинних») запобіжних клапанів на 10 МПа (рис. 5, б). При цьому зусилля не перевищує

$F_{\text{рк}} = 5250 \text{ Н}$ .

При критичній (екстремальній) перешкоді, коли зусилля зростає до  $F_{\text{рк}}^{\text{макс}} = 7348 \text{ Н}$ , тиск в штоковій порожнині  $p_B$  зростає до 12 МПа, що перевищує налаштування протиударного запобіжного клапана (рис. 6, б).

На рис. 7 приведені результати моделювання роботи ОГП рульового керування, зокрема значення тиску в гідроциліндрі: від часу зрушування, тобто початку дії зусилля  $F_{\text{рк}}^{\text{макс}} = 7348 \text{ Н}$  (рис. 7, а) та впливу маси рухомів частин рульового механізму (рис. 7, б).

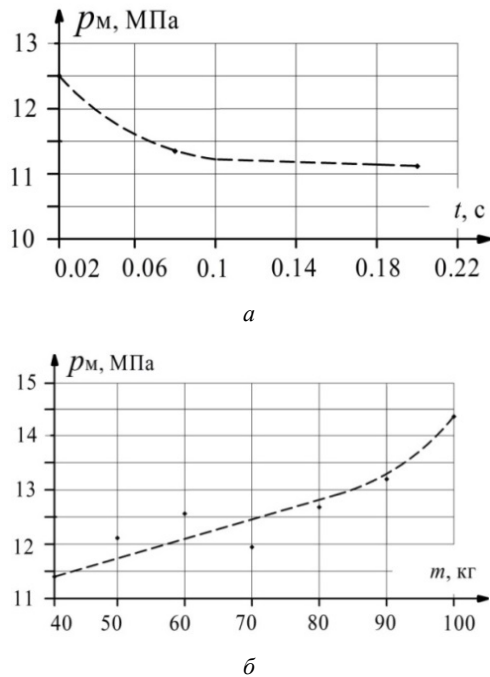


Рис. 7. Зміна тиску в штоковій порожнині  $p_B$  гідроциліндра:  
а – від часу зростання максимального зусилля  
 $F_{\text{рк}}^{\text{макс}} = 7348 \text{ Н}$ ; б – від маси  $m$  рульового механізму

У першому випадку тиск зменшується з 12,5 МПа до 11,2 МПа при підвищенні зростання часу виникнення максимального зусилля  $F_{\text{рк}}^{\text{макс}} = 7348 \text{ Н}$  з 0,02 с до 0,2 с, тобто на порядок. Моделювання з підвищенням маси  $m$  рульового механізму дає суттєве підвищення тиску з 11,4 МПа до 14,4 МПа. Окремо треба відмітити, що всі значення тисків при зусиллі  $F_{\text{рк}}^{\text{макс}} = 7348 \text{ Н}$  створюються при максимальній перешкоді при повороті самохідного шасі та перевищують значення налаштування протиударних запобіжних клапанів КП2 і КП3 в 10 МПа. Такі результати потребують експериментального підтвердження з використанням перетворювача тисків в порожнині.

В той же час зменшення інтенсивності повороту рульового колеса з 0,02 с до 0,1 с, тобто зниження часу збільшення витрати РР, дає зниження максимального тиску з 12,5 до 11,4 МПа, що також остається на рівні спрацьовування протиударного запобіжного клапана.

Також слід відзначити, що при достатньо малих значеннях об'ємів трубопроводів та маси рульового механізму в шасі СШ2540 суттєвих коливань тиску при зменшенні модуля пружності РР не виявлено як, наприклад, в колісному тракторі ХТЗ-17021 [16].

**Висновки.** Дослідження динамічних процесів в об'ємному гідроприводі рульового керування самохідного шасі СШ2540 з використанням методики імітаційного моделювання за допомогою прикладних програм в пакеті VisSim дають можливість зробити такі висновки:

1. При повороті коліс в штатному режимі без виникнення суттєвих зусиль на гідроциліндр рульового керування стартовий тиск в штоковій порожнині має коливальний характер, але не перевищує тиска встановленого режиму і суттєво нижче налаштування основного та протиударного запобіжних клапанів.

2. При повороті коліс в режимі екстремального підвищення навантаження виникають коливання до 12,5 МПа, що перевищує налаштування запобіжних протиударних клапанів насоса-дозатора в 10 МПа.

3. При збільшенні часу зростання навантаження та витрати робочої рідини до гідроциліндра майже на порядок тиск в штоковій порожнині зменшується з 12,5 до 11,1 МПа, але все ж перевищує значення налаштування протиударних запобіжних клапанів.

4. Відносно малі об'єми робочої рідини в рукавах високого тиску обмежують коливальні процеси при зменшенні її модуля пружності.

#### Список літератури

1. *Вікіпедія*. URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/T-16> (дата звернення: 04.08.2023).
2. Єфіфанова Н. В., Крижановський В. С., Сергієнко М. С. Нариси історії харківського заводу тракторних самохідних шасі. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»: зб. наук. пр. Темат. вип.: Автомобіле- і тракторобудування*. Харків: НТУ «ХП». 2010. № 33. С. 15–21. URL: [http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2010\\_33.pdf](http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2010_33.pdf) (дата звернення: 06.08.2023).
3. *Трактор ХТЗ Т-16 – универсал с нестандартной компоновкой*. URL: <https://agromania.com.ua/traktor-t-16-universal-s-nestandardnoj-komponovkoj/> (дата звернення: 04.08.2023).
4. *Гідросистема трактора на СШ-2540 (Т-16МГ, Т-16М)*. URL: <https://technoimpex.com.ua/shassi-t-16/gidrosistema/> (дата звернення: 06.08.2023).
5. *Насос-дозатор Д 100-10.16-02*. URL: <https://technoimpex.com.ua/nasosi-dozatori/d-100-10-16-02> (дата звернення: 06.08.2023).
6. Іванов М. І., Переяславський О. М., Шаргородський С. А., Моторна О. О. Сучасні тенденції розвитку систем гідроб'ємного рульового керування. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2011. № 4 (34). С. 109–112.
7. *Інструкція з експлуатації комбайнів Claas Lexion 510-560*. URL: [http://5741.ltd.ua/download/ba\\_lexion\\_510-560.pdf](http://5741.ltd.ua/download/ba_lexion_510-560.pdf) (дата звернення: 07.08.2023).
8. *Danfoss. Steering. Steering components and systems*. URL: [https://www.danfoss.com/en/products/steering/?sort=default\\_s\\_ort](https://www.danfoss.com/en/products/steering/?sort=default_s_ort) (дата звернення: 07.08.2023).
9. *EATON. Steering systems. Hydraulic Steering. Steering unit*. URL: [https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.facets\\$1737303558.html](https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.facets$1737303558.html) (дата звернення: 07.08.2023).
10. Іванов М. І., Моторна О. О., Серєда Л. П., Переяславський О. М. Удосконалення конструкції насоса-дозатора системи гідроб'ємного рульового керування самохідних машин. *MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences*. 2014. Vol. 16, no. 5. P. 103–114.
11. *Насос-дозатор LIFAM SUB 400-S*. URL: [\*Bulletin of the National Technical University "KhPI".  
Series: Hydraulic machines and hydraulic units, no. 1'2023\*](https://agro-</a></li>
</ol>
</div>
<div data-bbox=)

- maximum.com.ua/p347535202-nasos-dozator-lifam.html (дата звернення: 06.08.2023).
12. Аврун Г. А., Пімонов І. Г., Щербак О. В., Мороз І. І., Михайленко І. В., Цента Є. М. Моделювання циклограми роботи об'ємного гідропривода за допомогою пакету VisSim. *Промислова гідраліка і пневматика*. 2021. № 4 (68). С. 15–35.
  13. *PTV-Vissim*. URL: <https://b-lab.pro/ptv-vissim/> (дата звернення: 07.08.2023).
  14. Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. *Гідралічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник* / ред. Аврун Г. А. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
  15. *Danfoss. General, Steering Components*. URL: [https://www.bibus.ua/fileadmin/product\\_data/sauerdanfoss/documents/SAUER\\_DANFOSS\\_steerings\\_general\\_catalogue\\_en.pdf](https://www.bibus.ua/fileadmin/product_data/sauerdanfoss/documents/SAUER_DANFOSS_steerings_general_catalogue_en.pdf) (дата звернення: 06.08.2023).
  16. Моторна О. О., Переяславський О. М., Самородов В. Б., Аврун Г. А., Мороз І. І. Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора. *Промислова гідраліка і пневматика*. 2021. № 1 (65). С. 65–76.
- References (transliterated)**
1. *Wikipediya* [Wikipedia]. Available at: <https://uk.wikipedia.org/wiki/T-16> (accessed 04.08.2023).
  2. Yepifanova N. V., Kryzhanovs'kyi V. Ye., Serhiyenko M. Ye. Narisy istoriyi kharkivs'koho zavodu traktornykh samokhidnykh shasi [Notes on the history of the Kharkiv Tractor Self-Propelled Chassis Plant]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI": zb. nauk. pr. Temat. vyp.: Avtomobile- i traktorobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Automotive and tractor construction]. Kharkiv, "KhPI" Publ., 2010, no. 33, pp. 15–21. Available at: [http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2010\\_33.pdf](http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2010_33.pdf) (accessed 06.08.2023).
  3. *Traktor KhTZ T-16 – universal s nestandartnoy komponovkoy* [T-16 tractor KhTP – universal with non-standard layout]. Available at: <https://agromania.com.ua/traktor-t-16-universal-s-nestandartnoy-komponovkoj/> (accessed 04.08.2023).
  4. *Hidrosistema traktora na SSh-2540 (T-16MH, T-16M)* [Tractor hydraulic system on SCH-2540 (T-16MG, T-16M)]. Available at: <https://technoimpex.com.ua/shassi-t-16/gidrosistema/> (accessed 06.08.2023).
  5. *Nasos-dozator D 100-10.16-02* [Dosing pump D 100-10.16-02]. Available at: <https://technoimpex.com.ua/nasosi-dozatori/d-100-10-16-02> (accessed 06.08.2023).
  6. Ivanov M. I., Pereyaslavs'kyi O. M., Sharhorods'kyi S. A., Motorna O. O. Suchasni tendentsiyi rozvytku system hidrob'yemnoho rul'ovoho keruvannya [Modern trends in the development of hydraulic steering systems]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2011, no. 4 (34), pp. 109–112.
  7. *Instruktsiya z ekspluatatsiyi kombayniv Claas Lexion 510-560* [Operator's manual for combines Claas Lexion 510-560]. Available at: [http://5741.ltd.ua/download/ba\\_lexion\\_510-560.pdf](http://5741.ltd.ua/download/ba_lexion_510-560.pdf) (accessed 07.08.2023).
  8. *Danfoss. Steering. Steering components and systems*. Available at: [https://www.danfoss.com/en/products/steering/?sort=default\\_sort](https://www.danfoss.com/en/products/steering/?sort=default_sort) (accessed 07.08.2023).
  9. *EATON. Steering systems. Hydraulic Steering. Steering unit*. Available at: [https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.facets\\$1737303558.html](https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.facets$1737303558.html) (accessed 07.08.2023).
  10. Ivanov M. I., Motorna O. O., Sereda L. P., Pereyaslavs'kyi O. M. Udoskonalennya konstruktivnykh nasosa-dozatora systemy hidrob'yemnoho rul'ovoho keruvannya samokhidnykh mashyn [Improvement of the design of the metering pump of the hydraulic steering system of self-propelled machines]. *MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences*. 2014, vol. 16, no. 5, pp. 103–114.
  11. *Nasos-dozator LIFAM SUB 400-S* [Dosing pump LIFAM SUB 400-S]. Available at: <https://agro-maximum.com.ua/p347535202-nasos-dozator-lifam.html> (accessed 06.08.2023).
  12. Ivanov M. I., Motorna O. O., Sereda L. P., Pereyaslavs'kyi O. M. Udoskonalennya konstruktivnykh nasosa-dozatora systemy hidrob'yemnoho rul'ovoho keruvannya samokhidnykh mashyn [Modelling the cyclogram of a volumetric hydraulic actuator using the VisSim package]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2021, no. 4 (68), pp. 15–35.
  13. *PTV-Vissim*. Available at: <https://b-lab.pro/ptv-vissim/> (accessed 07.08.2023).
  14. Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B. *Hidralichne obladnannya budiveln'nykh ta dorozhnikh mashyn* [Hydraulic equipment for construction and road machines]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2016. 438 p.
  15. *Danfoss. General, Steering Components*. Available at: [https://www.bibus.ua/fileadmin/product\\_data/sauerdanfoss/documents/SAUER\\_DANFOSS\\_steerings\\_general\\_catalogue\\_en.pdf](https://www.bibus.ua/fileadmin/product_data/sauerdanfoss/documents/SAUER_DANFOSS_steerings_general_catalogue_en.pdf) (accessed 06.08.2023).
  16. Motorna O. O., Pereyaslavs'kyi O. M., Samorodov V. B., Avrunin H. A., Moroz I. I. Imitatsiyne modelyuvannya dynamiky ob'yemnoho hidropyvoda rul'ovoho keruvannya kolisnoho traktora [Simulation modelling of the dynamics of the volumetric hydraulic steering drive of a wheeled tractor]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2021, no. 1 (65), pp. 65–76.

Надійшла (received) 24.08.2023

## Відомості про авторів / About the authors

**Аврун Григорій Аврамович (Avrunin Grygoriy)** – 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](mailto:griavrunin@ukr.net)

**Подригало Михайло Абович (Podrigalo Mikhail)** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри «Технологія машинобудування і ремонту машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com)

**Закапко Олександр Григорович (Zakapko Olexander)** – заступник начальника Харківського національного університету Повітряних Сил ім. І. Кожедуба; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6934-2568>; e-mail: [zakapko13@ukr.net](mailto:zakapko13@ukr.net)

**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](mailto:irinamoroz1@ukr.net)

**Разарьонов Леонід Володимирович (Razarenov Leonid)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7597-2053>; e-mail: [lrazarenof@gmail.com](mailto:lrazarenof@gmail.com)

**Холодов Антон Павлович (Kholodov Anton)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4120-4654>; e-mail: [antonkholodov23@gmail.com](mailto:antonkholodov23@gmail.com)

**Холодов Михайло Павлович (Kholodov Mykhailo)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Автомобілі ім. А. Б. Гредескула»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5098-0022>; e-mail: [michaelkholodov@gmail.com](mailto:michaelkholodov@gmail.com)

*O. HASIUK***HYDRO TURBINE SPEED CONTROL SYSTEM**

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

**Keywords:** control system, runner, Kaplan hydro turbine, regulator, mathematical model, positional hydro pneumatic drive, synthesis.

*O. I. ГАСЮК***СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ОБОРОТАМИ ГІДРОТУРБИНИ**

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

**Ключові слова:** система керування, робоче колесо, гідротурбіна каплана, регулятор, математична модель, позиційний гідропневмопривод, синтез.

**Abstract.** The paper analyzes the existing control systems for hydraulic turbines and provides frequency control schemes for hydraulic turbines from leading manufacturers of hydroturbine equipment. The design features of the construction of circuits with discrete and discrete-analog control methods with an embedded computer system for controlling the speed of a hydraulic turbine, which guarantees trouble-free operation in case of load deviations and power failures, are considered. A fully automatic method for controlling a hydraulic unit is proposed, in which the computer system independently controls the turbine based on the parameters of the operation of the hydraulic unit recorded by devices in accordance with the computer control program. The analysis of the operation of the schemes is carried out, taking into account the specifics of the functioning of the control system. A nonlinear mathematical model of the hydromechanical part of the regulator is considered to assess the quality indicators of transient processes occurring during start-up, shutdown and reverse operation modes of a hydraulic turbine. The use of this mathematical model and control algorithms improves the

positioning accuracy and reliability of hydropneumatic systems with the possible simplification of circuit solutions is an effective solution to control problems. A gradual study of the dynamics of the runner hydraulic drive was carried out. The obtained results prove that the use of a positional hydropneumatic drive to build a system for controlling the speed of a hydraulic turbine with discrete and discrete-analog control makes it possible to synthesize a hydropneumatic drive with high positioning accuracy.

**1 Introduction.** The hydraulic turbine rotor speed control system (RSCS) is designed to perform the following main functions: starting the hydraulic unit (hydro turbine and electric generator), in which the mechanisms are actuated in the desired sequence (turning the runner blades), the unit is turned around, synchronized and connected to the network); work on the power system of high power; work on an isolated (dedicated) load; stable idling; work during load shedding with disconnection of the generator from the power system, etc. A significant place in RSCS is occupied by hydraulic drives (HD), which are a set of hydraulic devices that

ensure the coordinated performance of the functions of adjusting the wicket gate (WG) and the runner  $\text{\textcircled{R}}$  of the Kaplan turbine.

**2 Literature Review.** A literature review on the topic discussed in the article showed that it is relevant and considered in many works.

The work [1] considers the synthesis of a precision regulator of a hydraulic unit using the method of inverse tasks of dynamics, which makes it possible to provide a transfer function of the general control loop tending to unity, as a result, the maximum values of static and dynamic accuracy are achieved a controller, which, unlike the existing ones, does not contain differentiation contours, is proposed. It implements differential control laws.

In work [2], a mathematical model of a hydro-generator and a control unit of an electro-hydraulic control system for the synthesis of a precision controller is developed. The problem was solved using structural-parametric synthesis and optimization of automated control systems for frequency and rotational power. All is based on the solution of inverse tasks of the dynamics of the hydraulic unit, which allows to register leaks, overflows, as well as the nonlinearity of the characteristics of the servomotor. The proposed automated control system for hydro-generator units provides a two-fold increase in the accuracy of speed and power control, which improves the quality of electricity generated at hydroelectric power plants.

The work [3] is devoted to the study of the operation of controller algorithms for introducing adaptive add-ons, namely gain planning and adaptive control of the reference model, to existing speed controllers to improve network synchronization performance. Experiments show that the proposed add-ons compensate for the negative impact of head loss during network synchronization and operate close to ideal performance at nominal head.

In paper [4] the mathematical model of a hydroelectric power plant is obtained by using physical characteristics of a real-world is proposed. Then by using this model and corresponding real-world data, a set of controller parameters is designed by using tuning methodologies based on heuristic optimization algorithms, and their performances are compared with each other and with a classical tuning methodology. The results also indicate that as long as the desired performance criteria are defined as accurate as possible, the performance of the optimization algorithms is acceptable

In paper [5] mathematical model of a hydropower plant with a surge tank and medium penstock is described. The Massachusetts Institute of Technology (MIT) rule and Lyapunov method were exploited in order to improve the performance of the speed governor for frequency containment control. The active power control with frequency control was enhanced by the aforementioned adaptive control methods. Both methods perform significantly better compared to conventional proportional-integrator control. The performance of the conventional controller improved by 58,8 % using the MIT rule and by 65,9 % using the Lyapunov method. When the two adaptive control approaches were compared

with each other, the MIT rule outputted better results than the Lyapunov method when the disturbance frequency was higher.

In paper [6] study of a hydraulic turbine control, considering that the gate opening depends on the velocity of the water. The behavior of the mechanical power of the turbine and speed control of the generator affected by parameter uncertainties have been simulated using the Matlab/Simulink environment.

In article [7] describe the small signal stability of the load-frequency control with hydro-turbine. The effects of parameter variation on the dynamic behavior of the power system have been investigated. Application of compensation in response water turbine with eigenvalues analysis and behavior dynamic simulation of the power system is shown. Also, using transfer function, PID controller for load-frequency control in power system is design and the change of the gains controller is investigated.

In article [8] a solution to the problem of reducing the complexity of operations and the cost of mechanical machining of tempered steels with the provision of quality indicators are of priority value in the modern hydro turbine engineering. Application of modern equipment, materials' information and software allows increasing of hard steel processing efficiency to receive with necessary characteristics, which is possible due to the introduction of new programming tools and Industry 4.0.

### 3 Research Methodology.

**3.1 The current state of development of the hydraulic turbine rotor speed control system.** The further development of computer technology, automation tools, the elementary base of hydraulic equipment and the theory of automatic control made it possible to move on to the development and creation of more advanced control systems of hydro turbines and its components  $HD_{GV}$  i  $HD_R$  [9].

Fig. 1 shows the functional diagram of the computer RSCS developed by ALSTOM POWER HYDRO (France, Grenoble) [9, 10]. Similar systems were developed by Woodward (USA), VaTech (Austria), Voith Siemens (Germany).

Most hydraulic turbines of hydroelectric power plants (HPP) are operated with hydro mechanical and electro hydraulic speed regulators of the RK and EGRK type, which were developed and manufactured in the 50s and 60s.

These regulators are reliable in operation and maintenance, but today they are inferior to modern digital electronic regulators in terms of such parameters as the speed of the regulator's response to changes in the external load, network power frequency, the ability to diagnose the state of the regulation links and carry out fault finding, to make decisions about the economical use of hydraulic resources.

In order to solve the problem of modernizing the existing system for regulating the rotational speed of hydraulic turbines at HPPs, the "Regulator" consortium (Ukraine, Kharkiv), together with the ALSTOM POWER HYDRO company (France, Grenoble), developed, manufactured and put under load at the Dnipro Cascade



HPP digital regulators and feedback systems that allow the regulation of Francis, Kaplan and Kaplan Bulb turbines [10, 11].

The regulator provides both manual and automatic regulation of the turbine, taking into account regular and non-regular situations. The regulator is equipped with five turbine protection systems against accidents. The regulator consists of an electronic part (on-board computer), electro hydraulic converters, hydraulic actuators and feedback devices for the current and position of actuators of the I / S type.

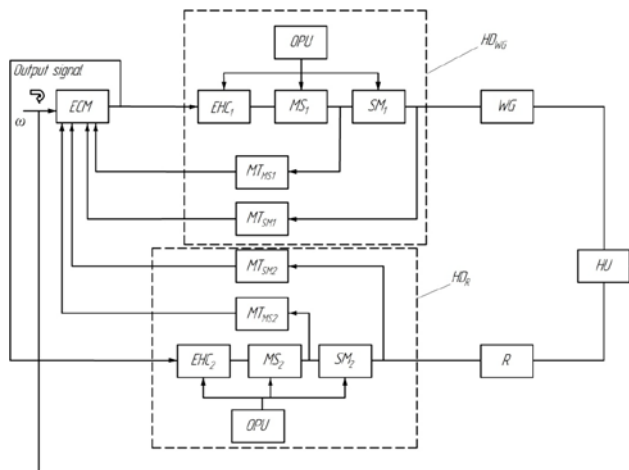


Fig. 1. Functional diagram of the computer RSCS:

MT<sub>MS1</sub>, MT<sub>MS2</sub>, MT<sub>SM1</sub>, MT<sub>SM2</sub> – measuring transducers of the position of the main spool and servomotor, respectively;  
 OPU – oil pressure unit; ECM – electronic computing machine;  
 SM<sub>1</sub>, SM<sub>2</sub> – servomotors; EHC<sub>1</sub>, EHC<sub>2</sub> – electrohydraulic converters; MS<sub>1</sub>, MS<sub>2</sub> – main spools; WG – wicket gate;  
 R – runner; HU – hydraulic unit; HD<sub>R</sub> – hydraulic drive for turning the runner blades; HD<sub>WG</sub> – hydraulic drive for turning the wicket gate vanes

The speed regulator can receive a command from the speed of the turbine shaft, the position of WG or the power of the generator:

- 1) quick start of the hydraulic unit (hydro turbine + electric generator) and maintenance of stable operation in various operational modes;
- 2) automatic synchronization of the operation of the hydraulic unit and the electrical network;
- 3) optimization of the operation of the hydraulic unit is aimed at increasing the efficiency of control by means of collecting and processing information, controlling the amount of load and the characteristics of the hydro turbine in a wide range of heads;
- 4) autonomous operation of the hydraulic unit under variable and stable loads.

The computer system for regulating the speed of the hydraulic turbine guarantees trouble-free operation in case of load deviation and power failures [12].

A fully automatic way of controlling the hydraulic unit is possible, in which the computer system controls the turbine independently, based on the parameters of the hydraulic unit's 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 hydro turbine, regulates its speed according to the load and performs adequate control operations.

The control system provides communication with the operator: with the help of a personal computer keyboard, the operator can change the points of the set of actions of the system, change the control parameters and test the entire system as a whole.

The system can be equipped with automatic local control and safety devices that check the hydraulic unit, control the temperature, vibrations, register failures, etc.

In general, the computer system for regulating the speed of the hydraulic turbine is more reliable and effective than the previously installed electro hydraulic speed regulators at the Ukrainian HPPs.

**3.2 Analysis of regulators.** The electro-hydraulic system for controlling the frequency of rotation of the hydro turbine rotor (RSCS) "LMZ" of the EDR-211 type differs from the previous ones in the wider use of means, devices and equipment produced by the electrical, electronic and instrument-making industry [13–15].

Fig. 2 shows the functional diagram of the system and the mechanisms for generating the control signal of this modification. The set value of the adjustable frequency  $f_3$  is applied to the input, with the help of which the necessary changes in the rotation frequency of the shaft of the hydraulic unit operating at idle speed or on an isolated load are made.

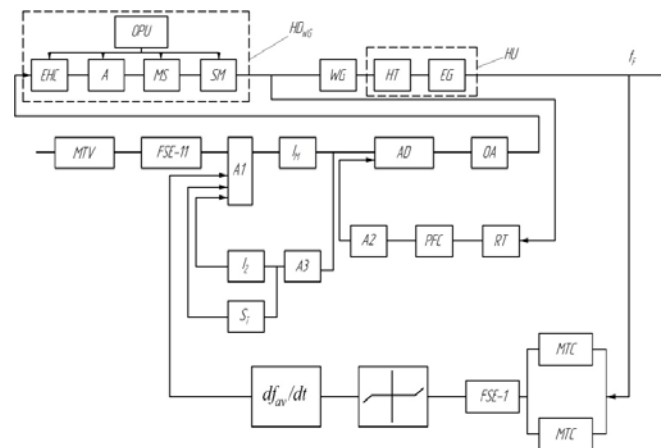


Fig. 2. Functional diagram of the electro-hydraulic RSCS of the new modification:

OPU – oil pressure unit; I<sub>M</sub> – main integrator;  
 MTC, MTV – current and voltage measuring transformers;  
 FSE-1, FSE-2 – frequency-sensitive elements;  
 A, A1, A2, A3 – amplifiers; OA – output amplifier;  
 EHC – electro-hydraulic converter; I<sub>Z</sub> – isodromic; S<sub>T</sub> – device for changing statics; EG – electric generator; RT – rotating transformer; HT – hydro turbine; AD – adder; WG – wicket gate; HD<sub>R</sub> – hydraulic drive for turning the runner blades; HD<sub>WG</sub> – hydraulic drive for turning the wicket gate vanes; HU – hydraulic unit, PFC – phase-frequency converter;  
 FSE-11 – frequency-sensitive element

This input signal is compared with the actual frequency on the output circuit of the electric generator  $f_F$  (measuring voltage and current transformers are used for this purpose). The mismatch signal is sent to the amplifier



A1, the integrator  $I_M$ , which are covered by the feedback signal from the electrical isodrome Iz. At the output of  $I_M$ , a task signal to change the position of the wicket gate vanes (WG) is formed. At the adder (AD), this task signal is compared with the signal of the actual position of the rod of the servomotor of the wicket gate.

The mismatch signal is sent to EHC, which causes the movement of the main spool (MS), and therefore SM, until the frequency deviation that has appeared has been worked out.

Features of the modification are: another method of measuring the actual frequency of rotation of the hydraulic unit (HU), other devices for converting the signal on the hydraulic drive (HD) and reducing the number of elements included in HD.

The normal functioning of the system is largely determined by the dynamics of its hydro mechanical part. For example, to rotate the vanes of the wicket gate (WG), it includes the oil pressure unit (OPU), the main hydraulic control valve (HV), two servomotors and the wicket gate with the corresponding measuring transducers of their position.

The mathematical model of this part contains the equation of the area of the hydraulic control valve slit

$$A_s = 2R^2 (\alpha - \sin \alpha);$$

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

the flow equation through the pressure and drain cavities of the hydraulic control valve (HV)

$$Q_p = \mu A_s \sqrt{\frac{2|P_{OPU} - P_1|}{\rho \left[1 + \left(\frac{A_s}{A_c}\right)^2\right]}} \text{sign}(P_{OPU} - P), \quad (2)$$

$$Q_d = \mu A_s \sqrt{\frac{2|P_2 - P_d|}{\rho \left[1 + \left(\frac{A_s}{A_c}\right)^2\right]}} \text{sign}(P_2 - P_d); \quad (3)$$

the equation of pressures in the pressure and drain cavities of a generalized (equivalent to two) servo motor (SM)

$$\dot{p}_1 = \frac{(Q_p - A_{ar} \dot{x}_z) E}{V_{PV} + A_{ar} x_z}, \quad \dot{p}_2 = \frac{(A_{ar} \dot{x}_z - Q_d) E}{V_{DV} + A_{ar} x_z}; \quad (4)$$

the equation of motion of the servo motor rod, which rotates the vanes of the wicket gate

$$m \ddot{x}_z = A_{ar} (P_1 - P_2) - F_{fr} - \beta \dot{x}_z - F_c; \quad (5)$$

the expression that determines the movement of the spool of HV caused by the control influence from ECM when the load on the hydro turbine changes

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

here  $R$  – radius of the spool of HV;  $\mu$ ,  $\rho$  – respectively, the

coefficient of flow and density of the working fluid (WF);  $P_{OPU}$  – pressure of WF in OPU;  $A_c$  – cross-sectional area of the inlet and outlet channels of HV;  $E$  – volumetric modulus of elasticity of the working fluid (WF);  $V_{PV}, V_{DV}$  – primary volume, respectively, in the pressure and drain cavities of the servomotor;  $F_{fr}$  – force of friction of the piston and servo motor rod against the walls;  $m$  – total mass of the moving parts of the servo motor;  $\beta$  – coefficient of viscous friction;  $A_{ar}$  – effective area of the piston of the servo motor;  $x_z$  – movement of the servomotor rod;  $F_c$  – resistance force.

When studying the mathematical model (1)–(6) and the linear law of change  $x(t)$  in the environment of the simulation package, the transient processes of the movement  $x_z(t)$  during the turning the wicket gate vanes were obtained. The research formed the basis for choosing the ratio of the opening of the edges of HV and the speed of movement of the guide vanes to ensure the directive time when starting and stopping the hydraulic turbine. The graphs of transient processes taken during the adjustment of the regulator in the turbine PL20-80Z of the Kremenchug HPP showed that the digital regulator significantly improves the characteristics of the turbine with a wide change in external disturbing factors and can be the basis for further improvement of turbine regulation processes.

**4 Results.** To confirm the feasibility of using RSCS as a control system for the operation of hydraulic turbines, a study of the dynamics of runner HD was carried out.

The parameters of the EHC are determined, which is the first to perceive the control action from the RSCS, as an internal circuit of the system. Since the dynamic characteristics of this unit affect the operating process of the runner HD, the passage of a harmonic signal through it was investigated. For this, the VisSIM software package was used.

As a result of the research, diagrams of oscillations of the input and two variable signals were obtained (Fig. 3).

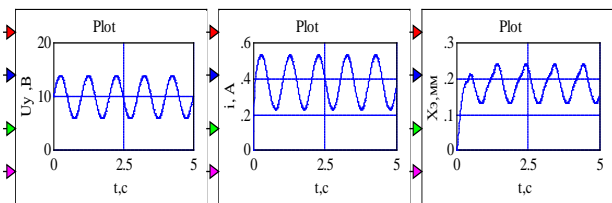


Fig. 3. The passage of the harmonic component of the input signal frequency in  $\omega = 6,283 \text{ sec}^{-1}$  (1 Hz)

The current curve  $i$  is practically sinusoidal. The oscillations of the spool movement are triangular and are not monoharmonic like the input signal  $U_y$ . This is due to the nonlinearities of the EHC. Steady oscillations begin one second after the transient. EHC freely passes vibrations with a frequency of 1 Hz, and is not a filter for this frequency.

With an increase in frequency to  $62,83 \text{ sec}^{-1}$  (10 Hz), the transient graphs are different (Fig. 4).

At the same amplitude of the input harmonic signal,

the oscillation amplitudes have significantly decreased compared to Fig. 3 and practically stop the passage of the oscillatory component of the input signal further to the hydromechanical part of the runner HD. Thus, as the frequency of the input signal increases, the EHC becomes a filter for frequencies above  $f = 10$  Hz.

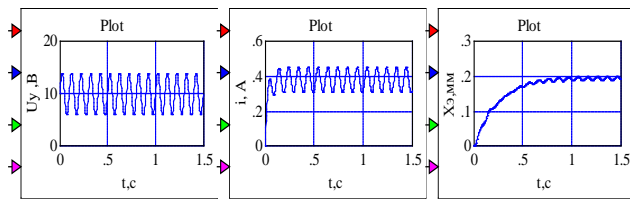


Fig. 4. Diagrams of processes of the EHC unit with the harmonic component of the input signal frequency  $\omega = 62,83 \text{ sec}^{-1}$  ( $f = 10$  Hz)

The spool was examined by issuing commands to rise by 10 mm and stay in this position for 1,5 sec and lower by 10 mm. After 4,5 sec a signal is received to return the spool to its initial position. The voltage  $U_{out.k}$  is the input, the output is the displacement  $X_{rz}$  of the spool.

Fig. 5 shows oscillograms of three variables: EHD spool displacement, speed and displacement of the spool.

Thus, the curves on Fig. 5 confirm the efficiency of the input into the control circuit of the PID controller and feedback on the speed of the spool valve.

A study of the dynamics of the computing blocks of the control device, which is part of the runner HD, was also carried out.

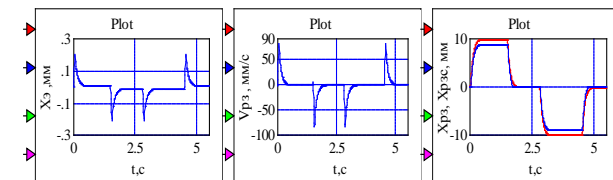


Fig. 5. Transient processes of the unit "EHD – spool valve"

Fig. 6 shows the oscillograms of six variables out of thirteen during the development of the maximum setting action, in which the SM rod traveled a path of 410 mm, and the blades turned at an angle of  $37^\circ$ . Then, after 25 sec there is a return to the starting position.

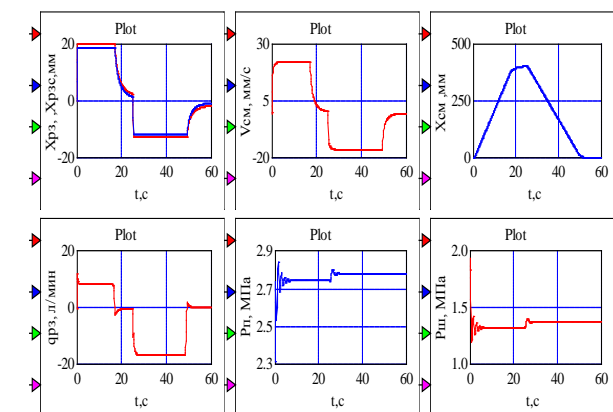


Fig. 6. Transient processes of six variables of the runner hydraulic drive at the maximum setting impact and  $m_0 = 0,025$

The analysis of transient processes (Fig. 6) confirms the normal functioning of the hydraulic drive at the maximum setting action ( $X_{z.cm} = 410$  mm, electrical signal 10 V) and the resistance force on the SM rod (due to the hydrodynamics of the water flow in the runner) equal to 7000 kN.

**5 Conclusion.** 1. The analysis of RSCS in recent years shows a clear trend of introduction into the system of modern instrumentation and electronic equipment, including computers. This provides: on the one hand, a significant reduction in auxiliary mechanical elements (traction, levers, chains), hydraulic isodromes; on the other hand, the installation of modern measuring transducers (sensors) of rotational speed and the movement of the spools of the hydraulic control valves and servo motor rods.

2. The further development of computer technology, automation tools, the elementary base of hydro pneumatic equipment and the theory of automatic control and synthesis of positional hydro pneumatic aggregates made it possible to move on to the development and creation of more advanced control systems of hydro turbines and its components, the hydraulic drive for turning the wicket gate vanes and the hydraulic drive for turning the blades of the runner, which work according to combinatorial dependence to ensure high efficiency and stable operation of the hydro turbine.

3. A gradual study of the dynamics of the runner HD based on the developed nonlinear MM and the methodology for its implementation, starting with the EHC, then the unit "EHD – spool valve" and the hydraulic drive as a whole, allows to check: the operation and frequency characteristics of the EHC, which is the input electro-hydro device of the runner HD.

#### Список літератури

1. Русанов А. В., Гнесін В. І. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: ШМаш, 2019. 386 с.
2. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідралічні машини*. Харків: НТУ «ХП», 2020. 534 с.
3. Мигущенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. І., Дорошенко А. В., Cherkashenko A. 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., Вурье Б. А., Гасюк А. І., Потетенко О. В. *Синтез комбінаторних схем гідропневмоавтоматики*. Germany: GMBH, 2020. 130 с.
5. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Мельников В. Е. Параметрический синтез астатического регулятора САР частоты вращения гидротурбины на основе решения обратной задачи динамики. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2018. № 1 (32). С. 68–77.
6. Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 6, no. 2 (96). P. 70–78.
7. *Руководство по эксплуатации регулятора скорости ALSTOM радиально-осевой гидротурбины*. Гренобль, 2011. 206 с.
8. Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON)*

- (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand). IEEE, 2015. P. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
9. Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022. Vol. 52, part C. Article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
  10. Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк О. І., Пермяков О. А., Панамар'ова О. Б., Олексенко Ю. Ю. Пат. 152023, Україна. *Гідропневмопривод*. 2022.
  11. Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12, issue 8. P. 3781. doi: 10.3390/app12083781
  12. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
  13. Черкашенко М. В., Сериков А. Д., Салыга Т. С., Фатеев А. Н., Фатеева Н. Н., Радченко Л. Р. *Позиционные гидроневоагрегаты*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. 115 с.
  14. Черкашенко М. В., Гасюк О. І., Хавін Г. Л. Пат. 152026, Україна. *Гідропневмопривод*. 2022.
  15. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013. No. 1. P. 27–30.
- References (transliterated)**
1. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tehnichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turbostanovok* [Scientific and technical bases of modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
  2. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankov'skyu 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. Kanyuk G. I., Mezerya A. Yu., Mel'nikov V. E. Parametricheskiy sintez astaticheskogo regulatora SAR chastoty vrashcheniya gidroturbiny na osnove resheniya obratnoy zadachi dinamiki [Parametric synthesis of an astatic regulator of the automatic control system of the turbine speed based on the solution of the inverse problem of dynamics]. *Adaptyvni systemy avtomatichnoho upravlinnya*. 2018, no. 1 (32), pp. 68–77.
  6. Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, vol. 6, no. 2 (96), pp. 70–78.
  7. *Rukovodstvo po ekspluatatsii regulatora skorosti ALSTOM radial'no-osevoy gidroturbiny* [ALSTOM radial-axis hydraulic turbine speed regulator manual]. Grenoble, 2011. 206 p.
  8. Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON) (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand)*. IEEE Publ., 2015, pp. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
  9. Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022, vol. 52, part C, article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
  10. Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Hasyuk O. I., Permyakov O. A., Panamar'ova O. B., Olexsenko Yu. Yu. *Hidropnevmoпривод* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152023, 2022.
  11. Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022, vol. 12, issue 8, p. 3781. doi: 10.3390/app12083781
  12. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
  13. Cherkashenko M. V., Serikov A. D., Salyga T. S., Fateev A. N., Fateeva N. N., Radchenko L. R. *Pozitsionnye gidropnevmoagregaty* [Positional hydropneumatic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015. 115 p.
  14. Cherkashenko M. V., Hasyuk O. I., Khavin H. L. *Hidropnevmoпривод* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152026, 2022.
  15. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013, no. 1, pp. 27–30.

Received 12.09.2023

## 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](mailto:galexom@gmail.com)

*Y. KRUPA, R. DEMCHUK, A. VOLOBUIEV, S. KIS*

## COMPARATIVE ANALYSIS OF SOFTWARE SYSTEMS FOR HYDRAULIC TURBINE FLOW SIMULATION

A comprehensive review of modern software complexes used for calculating spatial flow in hydraulic turbine flow parts was conducted. The widely used software system, Ansys, was analyzed. An overview of Ansys was provided, including its history, popularity within the CFD community, key features, and capabilities for analyzing the flow parts of hydraulic turbines. The preprocessing tools, solver parameters, post-processing functions, and visualization capabilities of Ansys were described. The advantages and limitations of using Ansys for calculating spatial flow in hydraulic turbine flow parts were analyzed. The open-source CFD software complex, OpenFOAM, was discussed. The main functions and capabilities of the OpenFOAM program were described. Information about solver libraries, meshing capabilities, advantages, and limitations for analyzing hydraulic turbines was presented, along with insights into the support from the scientific community and resources available to OpenFOAM users. SolidWorks FlowSimulation, which integrates with SolidWorks software, was examined. The unique features of SolidWorks FlowSimulation for analyzing spatial flow in hydraulic turbines were highlighted. The possibilities of CAD integration and the advantages of accurate geometric models were discussed. The capabilities of parametric analysis were explored, and the advantages and limitations of using SolidWorks FlowSimulation for calculating spatial flow in hydraulic turbine flow parts were analyzed. A comparison of the three software complexes was conducted based on their capabilities, ease of use, accuracy, computational resources required, and cost. An assessment of the advantages and disadvantages of each program was provided, along with recommendations for choosing the most suitable program based on specific use cases, objectives, and user requirements. This article serves as a valuable resource for engineers, designers, and researchers seeking insights into the available software systems for analyzing hydraulic turbine flow parts. It enables them to make informed decisions in selecting the most suitable software system based on their specific requirements, ultimately contributing to the optimization of hydraulic turbine performance and efficiency.

**Keywords:** spatial flow, hydraulic turbine, numerical research, computational fluid dynamics, CFD software system, Ansys, OpenFOAM.

*Є. С. КРУПА, Р. М. ДЕМЧУК, А. В. ВОЛОБУЄВ, С. Л. КІСЬ*

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПРОГРАМНИХ КОМПЛЕКСІВ ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПОТОКУ В ГІДРОТУРБИНАХ

Проведено комплексний огляд сучасних програмних комплексів, що використовуються для розрахунку просторової течії в проточних частинах гідротурбін. Проаналізовано широко використовувану систему програмного забезпечення Ansys. Виконано огляд даної програми, виділено ключові характеристики та можливості для аналізу проточних частин гідравлічних турбін. Описано інструменти попередньої обробки, параметри розв'язувача, функції постобробки та можливості візуалізації Ansys. Проаналізовано переваги і недоліки використання Ansys для розрахунку просторового потоку в проточних частинах гідравлічних турбін. Розглянуто програмний комплекс CFD з відкритим програмним кодом OpenFOAM. Описано основні функції та можливості програми OpenFOAM. Представлено інформацію про бібліотеки розв'язувачів, можливості сітки, переваги та обмеження для аналізу гідравлічних турбін. Крім того, висвітлюється підтримка наукової спільноти та ресурси, доступні для користувачів OpenFOAM. Розглянуто SolidWorks FlowSimulation, що інтегрується з програмним забезпеченням SolidWorks. Висвітлено унікальні функції SolidWorks FlowSimulation для аналізу просторового потоку в гідравлічних турбінах. Обговорено можливості інтеграції САПР і переваги точних геометричних моделей. Розглянуто можливості параметричного аналізу та проаналізовано переваги й обмеження використання SolidWorks FlowSimulation для розрахунку просторового потоку в проточних частинах гідравлічних турбін. Виконано порівняння трьох програмних комплексів на основі їх можливостей, простоти використання, точності, необхідних обчислювальних ресурсів і вартості. Проведено оцінку переваг та недоліків кожної програми та надано рекомендації щодо вибору найбільш доцільної програми на основі конкретних випадків використання, цілей і вимог користувача.

**Ключові слова:** просторовий потік, гідравлічна турбіна, чисельне дослідження, обчислювальна гідродинаміка, програмний комплекс CFD, Ansys, OpenFOAM.

**Introduction.** The efficient design and operation of hydraulic turbines are essential for the generation of hydroelectric power. Central to achieving optimal performance is the accurate calculation and analysis of the spatial flow within the flow parts of hydraulic turbines. The study of flow behavior provides insights into various parameters such as velocity distribution, pressure gradients, turbulence, and energy losses, which are crucial for understanding the performance characteristics and efficiency of hydraulic turbines.

Computational fluid dynamics (CFD) software systems have revolutionized the field of hydraulic turbine analysis by offering powerful tools for simulating and analyzing flow behavior. These software systems enable engineers and researchers to numerically model and predict the flow phenomena within the complex flow parts of hydraulic turbines, providing valuable insights for design optimization and performance enhancement [1–11].

**The objective** of this article is to present a comprehensive review and comparison of three widely employed CFD software systems – Ansys, OpenFOAM, and SolidWorks FlowSimulation – for the calculation of spatial flow in hydraulic turbine flow parts. Through a thorough examination of these software systems, an assessment of their capabilities, advantages, and limitations is intended to be provided, enabling engineers and researchers to make well-informed decisions in selecting suitable software for their specific analysis requirements.

To achieve this objective, this article examines the features, methodologies, and applications of each software system, highlighting their distinct strengths and weaknesses. The comparison encompasses various factors, including accuracy, computational efficiency, user-friendliness, pre-processing and post-processing capabilities, availability of specialized modules, and integration with other engineering tools.



By gaining a comprehensive understanding of the capabilities and limitations of these software systems, engineers and scientists can effectively choose the most appropriate CFD software for their hydraulic turbine analysis needs, thereby enhancing design optimization, performance prediction, and energy efficiency.

**Ansys: A Comprehensive CFD Software System.**

Ansys is a widely recognized and extensively used commercial software system in the field of computational fluid dynamics. With a rich history and a strong presence in the CFD community, Ansys has become a popular choice for engineers and researchers involved in hydraulic turbine analysis [1–3].

*Overview of Ansys.* Software Ansys is a comprehensive suite of software tools that encompasses various engineering disciplines, including CFD. It provides a robust platform for simulating and analyzing fluid flow phenomena within complex geometries. With a long-standing reputation in the industry, Ansys has gained the trust of engineers worldwide for its accuracy and versatility [12, 13].

*Key Features and Capabilities.* Ansys offers a wide range of features and capabilities specifically designed for hydraulic turbine analysis. These features enable engineers to accurately model and analyze the spatial flow within turbine flow parts. Key capabilities of Ansys for analyzing hydraulic turbine flow parts include:

a) **Geometry Creation and Mesh Generation:** Ansys provides powerful pre-processing tools that facilitate the creation of complex turbine geometries. It offers options for parametric modeling, allowing for easy manipulation of geometric parameters. Additionally, Ansys provides efficient meshing tools that generate high-quality meshes suitable for resolving complex flow behavior in hydraulic turbine flow parts [12–14]. Fig. 1 shows an example of the computational mesh of the flow part of a hydraulic turbine.

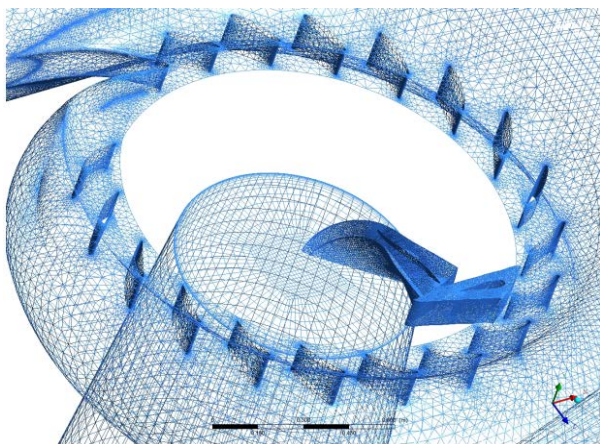


Fig. 1. The computational mesh made in Ansys

b) **Solver Options:** Ansys offers a variety of solver options tailored for hydraulic turbine simulations. It includes both steady-state and transient solvers that can accurately capture time-dependent flow phenomena. The solvers employ advanced numerical techniques, such as finite volume or finite element methods, to solve the governing fluid flow equations.

c) **Turbulence Modeling:** Ansys incorporates a range of turbulence models, including the popular Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) models, to accurately predict turbulent flow behavior within hydraulic turbine flow parts. These models account for turbulence phenomena, such as boundary layer separation, vortices, and secondary flow patterns.

d) **Multiphase Flow Analysis:** Ansys also provides capabilities for analyzing multiphase flows, allowing engineers to study scenarios involving cavitation, air entrainment, and free surface flows within hydraulic turbines. This enables a more comprehensive understanding of flow behavior and its impact on turbine performance [14].

*Pre-processing Tools.* Ansys offers a user-friendly pre-processing environment that facilitates geometry creation and mesh generation for hydraulic turbine simulations. The software supports CAD import and provides tools for geometry modification and manipulation. Ansys also offers reliable meshing tools that can generate high-quality meshes with appropriate grid resolution for resolving flow features in turbine flow parts.

*Solver Options.* Ansys provides a range of solver options suitable for hydraulic turbine simulations. It offers steady-state solvers, such as the pressure-based solver, which are commonly used for analyzing turbine flow parts under steady operating conditions. These solvers ensure accurate and efficient convergence, providing insights into flow velocity, pressure distribution, and other flow parameters [12, 13].

*Post-processing Features and Visualization Capabilities.* Ansys provides comprehensive post-processing features that enable engineers to analyze and interpret the results of hydraulic turbine simulations. It offers a range of visualization tools to represent flow fields, pressure distributions, velocity vectors, and other parameters of interest. These visualization options aid in the identification of flow patterns, areas of high turbulence, and regions of potential energy losses within the turbine flow parts. Fig. 2 shows an example of visualization of the velocity distribution in the runner of a hydraulic turbine.

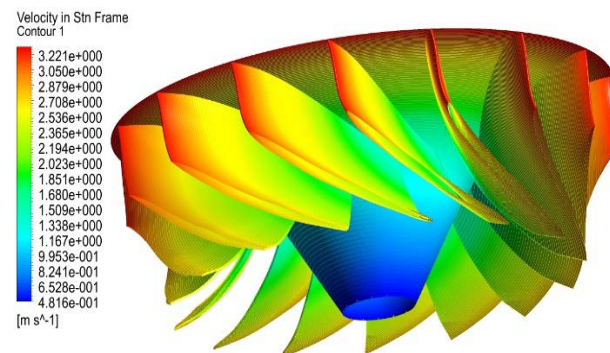


Fig. 2. The velocity distribution in the runner of a hydraulic turbine

Furthermore, Ansys offers advanced post-processing capabilities, such as streamline visualization, contour plots, and cutting planes, which facilitate in-depth analysis

and detailed examination of the flow behavior. Engineers can extract quantitative data, generate reports, and compare different simulation cases using the post-processing tools provided by Ansys [12–14].

*Advantages and Disadvantages of Using Ansys.* Ansys offers several advantages for calculating spatial flow in hydraulic turbine flow parts:

- Wide range of features and capabilities specifically designed for hydraulic turbine analysis.
- Efficient pre-processing tools for reliable geometry creation and mesh generation.
- Comprehensive solver options for steady-state and transient simulations.
- Support for advanced turbulence modeling and multiphase flow analysis.
- User-friendly post-processing features and visualization capabilities for result interpretation.

However, there are also some limitations and considerations when using Ansys:

- Complexity: Ansys is a powerful software system that requires a learning curve to effectively utilize its capabilities.
- Computational Resources: Accurate simulation of hydraulic turbine flow parts may require significant computational resources, such as memory and processing power.
- Cost: Ansys is a commercial software system and may involve licensing fees, which can be a factor for small-scale projects or academic research.

**OpenFOAM: An Open-Source CFD Software System.** OpenFOAM is a widely used open-source software system in the field of computational fluid dynamics. Its open-source nature has made it popular among researchers and developers in the CFD community [15–17].

*Introduction to OpenFOAM.* OpenFOAM, short for Open Field Operation and Manipulation, is an open-source CFD software system that provides a flexible and extensible framework for simulating fluid flow phenomena. Being an open-source software, OpenFOAM allows users to access and modify its source code, providing the freedom to customize and adapt the software to their specific needs. This open nature has fostered a vibrant community of developers and users who contribute to its continuous development and improvement [15–17].

OpenFOAM has gained significant popularity in the CFD community due to its versatility, scalability, and robustness. It offers a wide range of solvers, models, and utilities that make it suitable for various fluid flow simulations, including hydraulic turbine analysis.

*Core Features and Solver Libraries.* OpenFOAM provides a comprehensive set of core features and solver libraries that are relevant to hydraulic turbine analysis. These features include:

- Solver Libraries:** OpenFOAM offers a variety of solver libraries, including the Finite Volume Method (FVM) solvers, which are widely used for simulating fluid flow in hydraulic turbines. These solvers solve the governing equations of fluid flow, such as the Navier-Stokes equations, using the finite volume discretization

approach. They allow for accurate and efficient computation of flow behavior within hydraulic turbine flow parts [15–17].

- Turbulence Models:** OpenFOAM incorporates several turbulence models, ranging from Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) models to more advanced Large Eddy Simulation (LES) models. These models capture the effects of turbulence on flow behavior and are relevant for analyzing the turbulent characteristics within hydraulic turbines.

- Multiphase Flow Analysis:** OpenFOAM offers capabilities for simulating multiphase flows, which are essential for studying phenomena such as cavitation, air-water interaction, and free surface flows within hydraulic turbines [15–17].

*Meshing Capabilities.* OpenFOAM provides flexible meshing capabilities that are crucial for accurately resolving the flow behavior within hydraulic turbine flow parts. It supports various meshing techniques, including structured, unstructured, and hybrid meshes. OpenFOAM's meshing utilities allow for the generation of high-quality meshes with appropriate resolution near the boundaries and critical flow regions (Fig. 3).

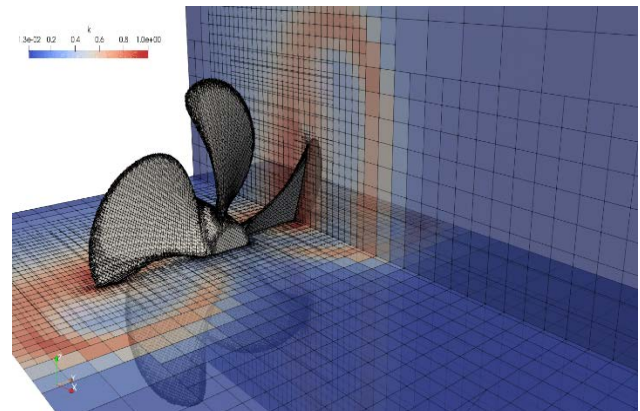


Fig. 3. The computational mesh made in OpenFOAM

Additionally, OpenFOAM supports mesh adaptation, which enables the refinement of the mesh in regions of interest. This feature is particularly useful for capturing flow features and phenomena that require higher resolution, such as boundary layer separation, secondary flows, and flow mixing.

*Advantages and Limitations of Using OpenFOAM.* Using OpenFOAM for calculating spatial flow in hydraulic turbine flow parts offers several advantages:

- **Open-Source Nature:** OpenFOAM's open-source nature allows for customization and adaptation to specific analysis needs, providing users with flexibility and control over the software.
- **Versatility:** OpenFOAM's comprehensive features and solver libraries make it suitable for a wide range of fluid flow simulations, including hydraulic turbine analysis.
- **A wide range of options for visualizing the results of a numerical flow study [15–17].** Fig. 4 shows an example of streamlines and velocity magnitude distribution in a Francis turbine.
- **Scalability:** OpenFOAM is capable of handling



complex flow phenomena and can be efficiently scaled for large-scale simulations.

- **Community Support:** OpenFOAM benefits from an active and supportive user community, providing access to resources, forums, and shared knowledge.

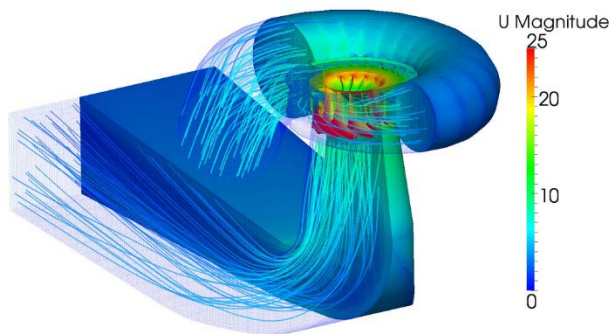


Fig. 4. Francis turbine, complete model view with streamlines and velocity magnitude distribution

However, there are also limitations and considerations when using OpenFOAM:

- **Learning Curve:** OpenFOAM has a steeper learning curve compared to commercial software systems, requiring familiarity with CFD principles and some programming knowledge.
- **Resource Requirements:** Accurate simulations of hydraulic turbine flow parts in OpenFOAM may require substantial computational resources, including memory and processing power.
- **Limited Commercial Support:** OpenFOAM being an open-source software, limited commercial support is available compared to commercial software systems.

**Community Support and Resources.** One of the strengths of OpenFOAM is its active and vibrant community, which provides extensive support and resources for users. The community offers online forums, mailing lists, and user groups where users can seek assistance, share knowledge, and collaborate on research and development projects. Moreover, numerous online tutorials, documentation, and case studies are available to help users navigate and utilize OpenFOAM effectively for hydraulic turbine analysis.

**SolidWorks FlowSimulation: Integration with CAD for Hydraulic Turbine Analysis.** SolidWorks FlowSimulation is a powerful computational fluid dynamics software system that seamlessly integrates with SolidWorks CAD software [1, 2, 18].

**Introduction to SolidWorks FlowSimulation.** SolidWorks FlowSimulation is a CFD software system that enables engineers and designers to simulate fluid flow and heat transfer phenomena within SolidWorks CAD models. The smooth integration between SolidWorks CAD and FlowSimulation allows for efficient analysis and optimization of hydraulic turbine flow parts. This integration eliminates the need for data translation or model reconstruction, ensuring accuracy and consistency throughout the design and analysis process [1, 2, 18].

**Unique Features and Functionalities SolidWorks.** FlowSimulation offers several unique features and functionalities specifically customized for hydraulic

turbine analysis:

a) **Intelligent Solution Control:** FlowSimulation incorporates an intelligent solution control algorithm that automatically adjusts the solution settings based on the complexity of the flow problem. This feature ensures accurate and efficient simulations, even for complex hydraulic turbine flow parts [19].

b) **Thermal Analysis:** FlowSimulation provides capabilities for thermal analysis, allowing engineers to study the temperature distribution within hydraulic turbine flow parts. This is particularly relevant for analyzing heat transfer phenomena and ensuring proper cooling and thermal management of the turbine components.

c) **Parametric Analysis:** FlowSimulation offers parametric analysis capabilities that enable engineers to study the impact of design variations on the performance of hydraulic turbine flow parts. By defining parameters such as geometry dimensions, boundary conditions, or operating conditions, engineers can optimize the design for maximum efficiency and performance [20, 21].

**CAD Integration and Benefits.** The integration between SolidWorks CAD and FlowSimulation provides numerous benefits for hydraulic turbine analysis:

a) **Accurate Geometry Models:** FlowSimulation directly utilizes the SolidWorks CAD geometry, ensuring accuracy and consistency between the design and analysis stages. Any changes made to the CAD model automatically propagate to the analysis setup, eliminating the need for manual data transfer or reconstruction.

Fig. 5 shows the computational mesh of the draft tube of a hydraulic turbine, made in FlowSimulation.

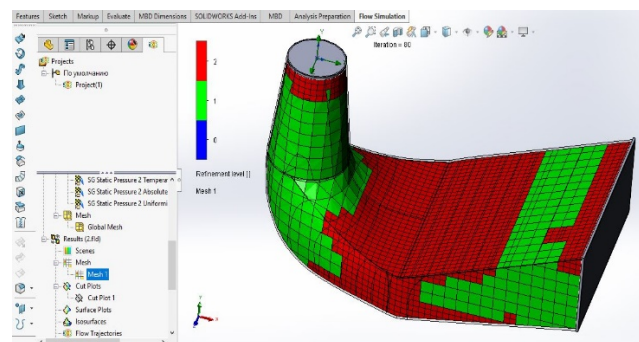


Fig. 5. The computational mesh made in FlowSimulation

b) **Smooth Workflow:** The integration enables a smooth workflow, facilitating efficient setup and analysis of fluid flow within hydraulic turbine flow parts. The familiar SolidWorks interface and tools enhance productivity and reduce the learning curve for users. Fig. 6 shows the visualization of the velocity distribution in the draft tube of a hydraulic turbine in the form of a fill and vectors.

c) **Design Optimization:** The CAD integration capabilities facilitate design optimization by enabling engineers to quickly modify the geometry and analyze different design scenarios. This iterative process can lead to improved performance, efficiency, and reliability of hydraulic turbine flow parts.

**Parametric Analysis Capabilities.** FlowSimulation offers advanced parametric analysis capabilities that are particularly relevant to optimizing hydraulic turbine flow

parts [18–21]:

a) Design Exploration: Engineers can define design parameters, such as blade profiles, impeller geometries, or inlet configurations, and perform systematic variations to understand their impact on flow behavior. This allows for a comprehensive exploration of the design space and identification of optimal solutions.

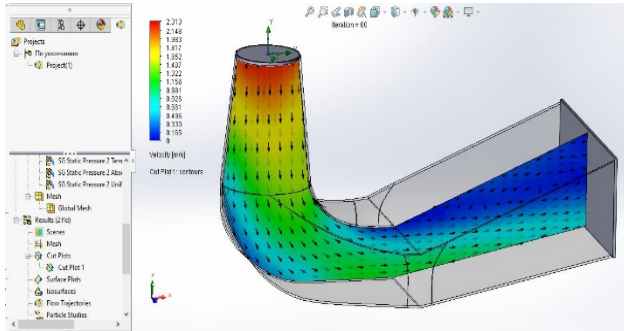


Fig. 6. The visualization of the velocity distribution in the draft tube of a hydraulic turbine

b) Sensitivity Analysis: Parametric analysis in FlowSimulation enables engineers to evaluate the sensitivity of key flow parameters, such as pressure drop, flow rate, or efficiency, to variations in design or operating conditions. This information can aid in identifying critical design factors and guiding design decisions.

c) Optimization Tools: FlowSimulation provides optimization tools that allow for the automated search of design parameters to achieve specific performance goals. By defining design constraints and objectives, engineers can utilize these tools to automatically identify the optimal design configuration for hydraulic turbine flow parts.

*Advantages and Limitations of Using SolidWorks FlowSimulation.* Using SolidWorks FlowSimulation for calculating spatial flow in hydraulic turbine flow parts offers several advantages:

- Integration with SolidWorks CAD: The seamless integration allows for accurate geometry models and efficient design and analysis workflows.

- Parametric Analysis: The parametric analysis capabilities enable engineers to optimize the design for maximum performance and efficiency.

- Thermal Analysis: The thermal analysis capabilities aid in studying heat transfer phenomena and ensuring proper cooling of the turbine components.

However, there are also limitations and considerations when using SolidWorks FlowSimulation:

- Limited Solver Options: SolidWorks FlowSimulation offers a limited selection of solver options compared to specialized CFD software systems, which may limit the range of complex flow phenomena that can be accurately simulated.

- Simplified Physics Modeling: While FlowSimulation provides a user-friendly interface, it may have simplified physics modeling options compared to more advanced CFD software systems.

- Integration Dependency: The seamless integration with SolidWorks CAD means that users need to have access to both software systems, which may involve

additional costs for certain applications.

**Comparison of Software Systems and Recommendations.** In order to conduct a comparative analysis of Ansys, OpenFOAM, and SolidWorks FlowSimulation, the following factors will be evaluated:

a) Capabilities: Ansys, OpenFOAM, and SolidWorks FlowSimulation offer a range of capabilities for hydraulic turbine analysis. Ansys provides a comprehensive set of solvers and models, including turbulence models and multiphase flow analysis. OpenFOAM, being an open-source software system, offers flexibility and a wide range of solver libraries. SolidWorks FlowSimulation integrates with SolidWorks CAD and provides unique features such as thermal analysis and parametric analysis capabilities.

b) Ease of Use: Ansys and SolidWorks FlowSimulation are known for their user-friendly interfaces and intuitive workflows, making them more accessible to engineers and designers with varying levels of CFD expertise. OpenFOAM, on the other hand, has a steeper learning curve and requires a good understanding of CFD principles and some programming knowledge.

c) Accuracy: All three software systems can provide accurate results when properly configured and validated against experimental data or other benchmark solutions. Ansys and OpenFOAM offer more flexibility in terms of solver options and customization, allowing for finer control over the simulation accuracy.

d) Computational Resources Required: The computational resources required by each software system can vary depending on the complexity of the flow problem and the desired level of accuracy. Ansys and OpenFOAM provide options for parallel computing, enabling faster simulations for large-scale problems. SolidWorks FlowSimulation is generally less computationally demanding, making it suitable for less complex hydraulic turbine analyses.

e) Cost: Ansys is a commercial software system and typically requires a license, which can be costly depending on the desired functionality and usage. OpenFOAM, being an open-source software, is free to use, but may require additional resources for setup, customization, and support. SolidWorks FlowSimulation is a commercial software, and its cost may vary depending on the licensing options and modules required.

*Strengths and Weaknesses.* Ansys, OpenFOAM, and SolidWorks FlowSimulation have their respective strengths and weaknesses for hydraulic turbine analysis:

- Ansys: Ansys provides a comprehensive range of solvers, models, and pre- and post-processing tools. It offers a user-friendly interface, extensive documentation, and commercial support. However, its cost and the need for computational resources may be limiting factors for some users [12–14].

- OpenFOAM: OpenFOAM's open-source nature and flexibility make it attractive for researchers and developers. It offers a wide range of solver libraries and customization options. However, it has a steeper learning curve, limited commercial support, and may require more computational resources for complex simulations [15–17].

- SolidWorks FlowSimulation: SolidWorks FlowSimulation's smooth integration with SolidWorks

CAD streamlines the design and analysis process. It provides user-friendly interfaces, accurate results, and efficient parametric analysis capabilities. However, its solver options and customization capabilities may be more limited compared to specialized CFD software systems [18–21].

**Recommendations.** Selecting the most suitable software system for hydraulic turbine analysis depends on specific use cases, objectives, and user requirements. Consider the following recommendations:

a) For engineers and designers seeking a user-friendly interface, efficient workflow, and comprehensive capabilities, Ansys or SolidWorks FlowSimulation can be excellent choices. Ansys provides a wider range of solvers and models, while SolidWorks FlowSimulation offers seamless CAD integration.

b) Researchers and developers with a strong background in CFD and a need for flexibility, customization, and parallel computing capabilities may find OpenFOAM to be a suitable option. It allows for extensive solver customization and provides a platform for code development and research.

c) Cost considerations play a significant role. Ansys may require a higher investment due to licensing fees, while OpenFOAM offers a cost-effective option as an open-source software system. SolidWorks FlowSimulation's cost will depend on the licensing options and modules required.

d) Consider the complexity of the flow problem, the geometry of the hydraulic turbine, and the desired level of accuracy. Ansys and OpenFOAM are well-suited for complex flow phenomena, while SolidWorks FlowSimulation is more suitable for less complex analyses.

e) Evaluate the availability of resources, including user support, documentation, and online communities. Ansys and SolidWorks FlowSimulation benefit from extensive commercial support and resources, while OpenFOAM relies on an active user community for support.

**Conclusions.** In this article, the use of modern software systems for calculating the spatial flow in hydraulic turbine flow parts was explored. Ansys, OpenFOAM, and SolidWorks FlowSimulation were discussed, highlighting their key features, capabilities, advantages, and limitations in the context of hydraulic turbine analysis. A comparison was made among these software systems based on factors such as capabilities, ease of use, accuracy, computational resources required, and cost. Additionally, recommendations were provided for selecting the most suitable software system based on specific use cases, objectives, and user requirements.

The accurate calculation of spatial flow in hydraulic turbine flow parts is crucial for optimizing turbine performance, efficiency, and reliability. The software system chosen for this analysis plays a vital role in achieving accurate and reliable results. Careful consideration must be given by engineers and designers to the capabilities, ease of use, accuracy, computational resources, and cost factors when selecting a software system.

By comparing Ansys, OpenFOAM, and SolidWorks FlowSimulation, the strengths and weaknesses of each system have been highlighted. A comprehensive range of solvers and models is offered by Ansys, while SolidWorks FlowSimulation provides seamless CAD integration. OpenFOAM, as an open-source software system, offers flexibility and customization options. The choice of software system should align with the specific needs of the hydraulic turbine analysis project.

Looking ahead, the field of CFD software systems is continuously advancing, and future developments may further enhance the capabilities and performance of these tools for hydraulic turbine analysis. Potential advancements include improved solver algorithms, increased computational efficiency, and enhanced visualization and post-processing capabilities. Significant implications for hydraulic turbine analysis will be brought about by these advancements, enabling engineers and designers to tackle more complex flow phenomena and optimize turbine designs more effectively.

#### References

1. Krupa Y., Demchuk Y. Modern software for the numerical study of flow in hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 54–58.
2. 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.
3. 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).* Kharkiv, 2018. P. 205–209. doi: 10.1109/IEPS.2018.8559548
4. Keck H., Sick M. Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines. *Acta Mechanica.* 2008. No. 201. P. 211–229.
5. Pinto R., Afzal A., D'Souza L. Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review of State of the Art. *Archives of Computational Methods in Engineering.* 2017. No. 24. P. 467–479.
6. Kreylos O., Tesdall A., Hamann B., Hunter J. Interactive visualization and steering of CFD simulations. *Proceedings of the symposium on Data Visualisation.* 2002. P. 25–34.
7. Liu S., Shao J., Wu S. Numerical simulation of pressure fluctuation in Kaplan turbine. *Science in China. Series E: Technological Science.* 2008. No. 51. P. 1137–1148.
8. Goyal R., Trivedi C., Kumar G. B. Numerical Simulation and Validation of a High Head Model Francis Turbine at Part Load Operating Condition. *Journal of The Institution of Engineers. Series: C.* 2018. No. 99. P. 557–570.
9. 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.
10. 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.
11. Birajdar R., Keste A. Prediction of Flow-Induced Vibrations due to Impeller Hydraulic Unbalance in Vertical Turbine Pumps Using One-Way Fluid–Structure Interaction. *Journal of Vibration Engineering & Technologies.* 2020. No. 8. P. 417–430.
12. ANSYS CFX: CFD Software. URL: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (дата обращения: 02.06.2023).
13. Tutorial Ansys – How to Make Simulation Fluid Flow by CFX YouTube. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=PfZ0opXcqAQ> (дата обращения: 03.06.2023).
14. Pandimani M., Geddada Y. Numerical nonlinear modeling and simulations of high strength reinforced concrete beams using

- ANSYS. *Journal of Building Pathology and Rehabilitation*. 2022. No. 7. P. 22–30.
15. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
  16. Liu H., Ren Y., Wang K. Research of Inner Flow in a Double Blades Pump Based on OpenFOAM. *Journal of Hydrodynamics*. 2012. No. 24. P. 226–234.
  17. Zhao M., Zhao W., Wan D. Numerical simulations of propeller cavitation flows based on OpenFOAM. *Journal of Hydrodynamics*. 2020. No. 32. P. 1071–1079.
  18. *SOLIDWORKS Flow Simulation | SOLIDWORKS*. URL: <https://www.solidworks.com/product/solidworks-flow-simulation> (дата звернення: 05.06.2023).
  19. *SOLIDWORKS Flow Simulation | MySolidWorks Training*. URL: <https://my.solidworks.com/training/elearning/69/solidworks-flow-simulation> (дата звернення: 05.06.2023).
  20. *Solidworks FlowSimulation 2020 tutorial*. URL: [https://www.academia.edu/41718721/Solidworks\\_flow\\_simulation\\_2020\\_tutorial](https://www.academia.edu/41718721/Solidworks_flow_simulation_2020_tutorial) (дата звернення: 05.06.2023).
  21. *SOLIDWORKS Flow Simulation Fluid Mixing Tutorial | GoEngineer*. URL: <https://www.goengineer.com/blog/solidworks-flow-simulation-fluid-mixing-tutorial> (дата звернення: 05.06.2023).
  7. Liu S., Shao J., Wu S. Numerical simulation of pressure fluctuation in Kaplan turbine. *Science in China. Series E: Technological Science*. 2008, no. 51, pp. 1137–1148.
  8. Goyal R., Trivedi C., Kumar G. B. Numerical Simulation and Validation of a High Head Model Francis Turbine at Part Load Operating Condition. *Journal of The Institution of Engineers. Series: C*. 2018, no. 99, pp. 557–570.
  9. 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.
  10. 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.
  11. Birajdar R., Keste A. Prediction of Flow-Induced Vibrations due to Impeller Hydraulic Unbalance in Vertical Turbine Pumps Using One-Way Fluid–Structure Interaction. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. 2020, no. 8, pp. 417–430.
  12. ANSYS CFX: CFD Software. Available at: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (accessed 02.06.2023).
  13. *Tutorial Ansys – How to Make Simulation Fluid Flow by CFX YouTube*. Available at: <https://www.youtube.com/watch?v=PfZ0opXcqAQ> (accessed 03.06.2023).
  14. Pandimani M., Geddada Y. Numerical nonlinear modeling and simulations of high strength reinforced concrete beams using ANSYS. *Journal of Building Pathology and Rehabilitation*. 2022, no. 7, pp. 22–30.
  15. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
  16. Liu H., Ren Y., Wang K. Research of Inner Flow in a Double Blades Pump Based on OpenFOAM. *Journal of Hydrodynamics*. 2012, no. 24, pp. 226–234.
  17. Zhao M., Zhao W., Wan D. Numerical simulations of propeller cavitation flows based on OpenFOAM. *Journal of Hydrodynamics*. 2020, no. 32, pp. 1071–1079.
  18. *SOLIDWORKS Flow Simulation | SOLIDWORKS*. Available at: <https://www.solidworks.com/product/solidworks-flow-simulation> (accessed 05.06.2023).
  19. *SOLIDWORKS Flow Simulation | MySolidWorks Training*. Available at: <https://my.solidworks.com/training/elearning/69/solidworks-flow-simulation> (accessed 05.06.2023).
  20. *Solidworks FlowSimulation 2020 tutorial*. Available at: [https://www.academia.edu/41718721/Solidworks\\_flow\\_simulation\\_2020\\_tutorial](https://www.academia.edu/41718721/Solidworks_flow_simulation_2020_tutorial) (accessed 05.06.2023).
  21. *SOLIDWORKS Flow Simulation Fluid Mixing Tutorial | GoEngineer*. Available at: <https://www.goengineer.com/blog/solidworks-flow-simulation-fluid-mixing-tutorial> (accessed 05.06.2023).

#### References (transliterated)

1. Krupa Y., Demchuk Y. Modern software for the numerical study of flow in hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 54–58.
2. Krupa E. S., Nedovesov V. A. Sovremennoe sostoyanie programmnykh 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.
3. 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)*. Kharkiv, 2018, pp. 205–209. doi: 10.1109/IEPS.2018.8559548
4. Keck H., Sick M. Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines. *Acta Mechanica*. 2008, no. 201, pp. 211–229.
5. Pinto R., Afzal A., D'Souza L. Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review of State of the Art. *Archives of Computational Methods in Engineering*. 2017, no. 24, pp. 467–479.
6. Kreylos O., Tesdall A., Hamann B., Hunter J. Interactive visualization and steering of CFD simulations. *Proceedings of the symposium on Data Visualisation*. 2002, pp. 25–34.

Received 05.09.2023

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Крупа Євгеній Сергійович (Krupa 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 Роман Миколайович (Demchuk Roman)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: roman.demchuk@mit.khpi.edu.ua

**Волобуєв Артем Володимирович (Volobuiev Artem)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-7062-2996>; e-mail: artem.volobuyev@mit.khpi.edu.ua

**Кись Сергій Леонідович (Kis Serhii)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-3838-3990>; e-mail: serhii.kis@mit.khpi.edu.ua



*N. FATIEIEVA, O. FATYEYEV, V. POLIAKOV***RELIABILITY OF HYDROPNEUMODRIVES FOR METAL CUTTING EQUIPMENT**

The reliability of hydropneumodrives largely determines the safety of machine tools, metal cutting equipment, the movement of transport vehicles, and the flight of modern passenger aircraft, and their failures can in some cases lead to accidents. The design stage is crucial in ensuring reliability. The main tasks of reliability research and calculation at this stage can be divided into three groups. First, it is a justification of reliability requirements for the main elements of the hydraulic pneumatic actuator (the task of reliability norming). This task is solved at an early stage of design and involves the preliminary development of the unit structure and justification of design principles. Secondly, it is to ensure the reliability of the elements and the unit as a whole. This group of tasks includes research and quantitative assessment of the efficiency of possible ways to ensure reliability; selection of basic design characteristics, statistical reserves of durability and longevity, stability reserves and other indicators; comparative analysis of options and selection of optimal designs. Thirdly, these are control calculations of the unit's reliability according to the design documentation. Algorithms for the distribution of normalised reliability indices at the design stage for hydropneumodrives implemented by the standard positional structure method and the minimisation method are obtained. Algorithms allow already at the early stages of hydropneumodrive design to normalise reliability indices, which makes it possible to obtain optimal solutions of reliability issues at the subsequent stages of development of the drive life cycle. The methods of calculation and determination of design relations for finding quantitative characteristics of failure-free indices of designed hydropneumodrives, implemented by the method of standard positional structure and the method of minimisation, are selected, which allows designing highly reliable hydropneumodrives for new metal cutting equipment. Evaluation of reliability indicators of hydropneumodrives at the stage of preliminary design allows to make a rational choice of structural scheme and parameters, to select appropriate materials and elements of scheme realisations.

**Keywords:** reliability, hydropneumodrive, probability of failure-free operation, failure rate, method of distribution of reliability norms, vulnerability factor.

*Н. М. ФАТЄЄВА, О. М. ФАТЄЄВ, В. В. ПОЛЯКОВ***НАДІЙНІСТЬ ГІДРОПНЕВМОПРИВОДІВ МЕТАЛОРИЗАЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ**

Надійність гідропневмоприводів у великій мірі визначає безпеку роботи верстатів, металорізального устаткування, руху транспортних машин, польотів сучасних пасажирських літаків і їх відмови в ряді випадків можуть привести до аварій. Етап проектування є визначальним у забезпеченні надійності. Основні завдання дослідження і розрахунку надійності на цьому етапі можна розділити на три групи. По-перше, обґрунтування вимог по надійності до основних елементів гідропневмоприводу (завдання нормування надійності). Це завдання вирішується на ранній стадії проектування і передбачає попередню розробку структури агрегату і обґрунтування принципів проектування. По-друге, забезпечення надійності елементів і агрегату в цілому. Ця група завдань включає дослідження і кількісну оцінку ефективності можливих способів забезпечення надійності; вибір основних проектних характеристик, статистичних запасів міцності і довговічності, запасів стійкості та інших показників; порівняльний аналіз варіантів і вибір оптимальних конструкцій. По-третє, контрольні розрахунки надійності агрегату за проектною документацією. Отримано алгоритми для розподілу нормованих показників надійності на етапі проектування для гідропневмоприводів, реалізованих методом стандартної позиційної структури і методом мінімізації. Алгоритми дозволяють вже на ранніх стадіях проектування гідропневмоприводів нормувати показники надійності, що дає можливість отримувати оптимальні рішення питань надійності на наступних етапах розробки життєвого циклу приводу. Обрано методи розрахунку і визначення розрахункових співвідношень для знаходження кількісних характеристик показників безвідмовності проєктованих гідропневмоприводів, реалізованих методом стандартної позиційної структури і методом мінімізації, що дозволяє проєктувати високонадійні гідропневмоприводи нового металорізального обладнання. Оцінка показників надійності гідропневмоприводів на етапі ескізного проектування дозволяє здійснити раціональний вибір конструктивної схеми і параметрів, підібрати відповідні матеріали і елементи реалізацій схем.

**Ключові слова:** надійність, гідропневмопривод, ймовірність безвідмовної роботи, інтенсивність відмов, метод розподілу норм надійності, коефіцієнт уразливості.

**Introduction.** In recent years, there has been a tendency to expand the scope of application of hydropneumodrives and increase the number of machines and equipment that are installed with hydropneumodevices, so the question of ensuring the reliability of hydraulic pneumatic drives and their elements has become especially important. Firstly, the reliability of hydropneumodrives largely determines the reliability of the entire machine or equipment, and the timely completion of a given amount of work often depends on the proper operation of hydropneumodrives. Failures of hydraulic pneumatic drives on mass-produced machines (machine tools, agricultural machines, tractors, etc.) lead to downtime and significant economic losses [1, 2]. Secondly, reliability of hydropneumodrives to a great extent determines the safety of machine tools, metal-cutting equipment, movement of transport machines, flights of modern passenger aircraft and their failures in some cases can lead to accidents [3]. Therefore,

the questions within the competence of hydropneumodrive reliability science are still relevant today.

**Problem statement in a general way.** The analysis of earlier works connected with calculations of reliability of hydropneumodrives has shown that researches and the decision of a considerable part of questions arising in the reliability theory in relation to hydropneumodrives, only begun, and therefore in it many problems have not received the due decision. Recently, there has arisen the necessity of significant increase, in comparison with the existing ones, of reliability of new high-performance hydropneumodrives and insufficient development of theoretical bases and practical methods of their reliability analysis at the design stage [4, 5]. Operational and accurate analysis of reliability of hydropneumodrive elements allows to reasonably take progressive design and technological solutions to improve the reliability of elements, thus guaranteeing the optimal performance of the new design.

Thus, increasing reliability and improving and simplifying the process of selecting the best variant of hydropneumodrives of metal cutting equipment at the design stage by carrying out synthesis of schemes taking into account quantitative reliability indicators and distribution of normalised reliability indicators, is an actual scientific and practical problem.

**Main part.** The design stage is a determining one in reliability assurance. The main tasks of reliability research and calculation at this stage can be conditionally divided into three groups [6, 7]:

1) The first group is justification of reliability requirements to the main elements of hydropneumodrive (the task of reliability norming). This task is solved at the early stage of design and provides preliminary development of the drive structure and justification of design principles.

2) The second group is to ensure the reliability of elements and the drive as a whole. This group of tasks includes research and quantitative assessment of the effectiveness of possible ways to ensure reliability; selection of basic design characteristics, statistical reserves of durability and longevity, stability reserves and other indicators; comparative analysis of options and selection of optimal designs.

3) Control calculations of actuator reliability according to project documentation.

**1. Algorithms for normalisation of reliability indices for hydropneumodrives implemented by the standard positional structure method and the minimisation method.** Distribution of reliability norms is carried out at the stages of preliminary and detailed design of a technical system [8]. It is assumed that at any of these stages of design the system can be divided into a certain number of subsystems in the form of separate assemblies and proceed from the initial reliability of each subsystem, obtained by calculation or according to the results of tests of the subsystems [7]. Using methods of distribution of normalised reliability indices, it is possible to lay down the required functionality of the hydropneumodrive already at the design stage.

For hydropneumodrives, which are synthesised by the method of standard positional structure [9–11], the distribution of normalised reliability indices at the design stage is preferably carried out by two methods: the method of proportional distribution and the method of distribution of reliability requirements taking into account the relative vulnerability of elements [7, 8] and its algorithm is implemented as follows:

- decomposition – breaking down the original complex system into simple elements;

- for the command apparatus we apply the method of proportional distribution of reliability indices, since the command apparatus is considered as a system consisting of sequentially connected subsystems containing  $k_i$  elements;

- determine the quantitative composition of subsystems in the command apparatus: each subsystem consists of an AND element ( $\wedge$ ), a memory element (ME) and an OR element ( $\vee$ ), i.e.  $k_i = 3$ ;

- determine the total number of subsystems of the

command apparatus:  $n$ ;

- set the required probability of failure-free operation  $P^R(t)$ ;

- calculate the number of "reduced" elements:

$$\alpha_i = \frac{\sum_{l=1}^n \sum_{j=1}^m \lambda_j \cdot k_{ij}}{\sum_{j=1}^m \lambda_j \cdot k_{ij}};$$

- determine the required probability of failure-free operation of the subsystem of the command apparatus:

$$P_i = \sqrt[\alpha_i]{P^R};$$

- determine the quantitative composition of the remaining elements: identify the basis and intermediate elements {the basis is a constant hardware part of the hydropneumodrive, which remains unchanged both at realisation of the scheme by the method of standard positional structure (SPS) and at realisation by the method of minimisation. The variable part of the hydropneumodrive are intermediate elements (IE), the number of which, in general, depends on the ways of realisation of logic functions};

- apply to the remaining elemental composition the method of distribution of reliability requirements taking into account the relative vulnerability of elements;

- calculate vulnerability coefficients:

$$\omega_j = \lambda_j / \left( \sum_{i=1}^n \lambda_i \right), \quad j = 1, 2, \dots, n;$$

- determine the required failure rates of elements  $\lambda_j^R = \omega_j \cdot \Lambda^R, \quad j = 1, 2, \dots, n$ ;

- find the necessary values of probability of failure-free operation of elements;

- check the correctness of normalisation of reliability indices of elements by calculating the total probability of failure-free operation of the hydropneumodrive:

$$P_{SPS}(t) = (P_{CA}^{sub})^n \cdot P_{Basis}(t) \cdot P_{IE}(t) = P^R(t),$$

if the hydropneumodrive doesn't contain any intermediate elements:

$$P_{SPS}(t) = (P_{CA}^{sub})^n \cdot P_{Basis}(t) = P^R(t).$$

For hydropneumodrives, which are synthesised by the minimisation method [9, 10], the distribution of normalised reliability indices at the design stage is preferably carried out by the method of distribution of reliability requirements taking into account the relative vulnerability of elements [7, 8] and its algorithm is implemented as follows:

- decomposition – break down the initial complex system into simple elements and consider the quantitative and elemental composition of the hydropneumodrive: identify the basis, intermediate elements and memory element – if they are provided by the scheme implementation;

- set the required probability of failure-free



operation  $P^R(t)$ ;

- calculate vulnerability coefficients:

$$\omega_j = \lambda_j / \left( \sum_{i=1}^n \lambda_i \right), \quad j = 1, 2, \dots, n;$$

- determine the required failure rates of elements  $\lambda_j^R = \omega_j \cdot \Lambda^R$ ,  $j = 1, 2, \dots, n$ ;
- find the necessary values of probability of failure-free operation of elements;
- check the correctness of normalisation of reliability indices of elements by calculating the total probability of failure-free operation of the hydropneumodrive:

$$P_{min}(t) = P_{ME}(t) \cdot P_{Basis}(t) \cdot P_{IE}(t) = P^R(t).$$

If the hydropneumodrive does not contain a memory element, then:

$$P_{min}(t) = P_{Basis}(t) \cdot P_{IE}(t) = P^R(t).$$

Proceed in the same way if the hydropneumodrive doesn't contain intermediate elements or, if the hydropneumodrive doesn't contain both memory elements and intermediate elements.

**2. Algorithms for calculating quantitative reliability indices for hydropneumodrives implemented by the standard positional structure method and the minimisation method.** All reliability indices of the designed systems must ensure normal functioning of the systems during the specified service life. It is known that the main reliability indices are unambiguously related to each other by appropriate mathematical dependencies. Therefore, it is sufficient to define some of them. When analysing hydraulic-pneumatic drives as systems consisting of a certain number of elements, it is convenient to use such an indices as probability of failure-free operation, which refers to quantitative indices of reliability [6, 7].

For hydropneumodrives, which are implemented by the standard position structure method [9–11], the algorithm for calculating quantitative reliability indices at the design stage is as follows:

- decomposition – break down the complex system into elements and consider the quantitative and elemental composition of the command apparatus, based on the graph-operations and the principle scheme of the hydropneumodrive;
- using statistical and operational data of hydropneumatic drives similar to the designed ones, determine the average failure rate of the elements included in the drive;
- find the probability of failure-free operation of the command apparatus using the dependence:

$$P_{CA}(t) = P_{ME}(t) \cdot P_{\vee}(t) \cdot P_{\wedge}(t).$$

In the cases considered in this paper, this dependence is generally represented as follows:

$$P_{CA}(t) = \exp\{-tn(\lambda_{ME} + \lambda_{\vee} + \lambda_{\wedge})\},$$

but may vary depending on the elemental and quantitative

composition of the command apparatus;

- determine the other elements that make up the hydraulic pneumatic drive: select the basis and intermediate elements;
- calculate the reliability function – probability of failure-free operation of the basis  $P_{Basis}(t)$  and intermediate elements  $P_{IE}(t)$  (if there are intermediate elements in the hydropneumodrive, respectively), taking into account their elemental composition;
- find the total probability of failure-free operation of the hydropneumodrive, which is synthesised using the standard positional structure:

$$P_{SPS}(t) = P_{CA}(t) \cdot P_{Basis}(t) \cdot P_{IE}(t).$$

For hydropneumodrives synthesised by the minimisation method [9–11], an algorithm for calculating quantitative reliability indices at the design stage is implemented:

- decomposition – break down the complex system into components and determine the elemental composition of the hydropneumodrive, based on the system of logical functions and the principle scheme of the drive synthesised according to them;
- select the basis and intermediate elements of the hydropneumodrive;
- calculate the probability of failure-free operation of the memory element if it is a part of the hydropneumodrive;
- find the probability of failure-free operation of the basis  $P_{Basis}(t)$  and intermediate elements  $P_{IE}(t)$  (if there are intermediate elements as part of the hydropneumodrive, respectively), taking into account their elemental composition;
- find the total probability of failure-free operation of the hydropneumodrive, which is synthesised by the minimisation method:

$$P_{min}(t) = P_{ME}(t) \cdot P_{Basis}(t) \cdot P_{IE}(t),$$

if there is a memory element in the system or:

$$P_{min}(t) = P_{Basis}(t) \cdot P_{IE}(t),$$

in the absence of an ME. Proceed in the same way if the hydropneumodrive does not contain intermediate elements or, if the hydropneumodrive does not contain both the ME and intermediate elements.

If the calculated fault-free operation indices are lower than the required ones, then the units and sections of the hydropneumodrive, which most of all affect the fault-free operation of the unit as a whole, are determined, and measures to improve their reliability are developed. Such measures include: replacement of elements for more reliable ones; easing the operating modes of elements, for example, moving the element from the zone of high temperatures; reservation of elements or separate sections of hydropneumodrives; changing the design or manufacturing technology of separate parts and units of aggregates having low reliability. If necessary, the structure of the construction of functional sections of hydropneumodrives is changed [12, 13].

**Conclusions.** The obtained algorithms for distribution of normalised reliability indices at the design

stage for hydropneumodrives realised by the method of standard positional structure and the method of minimisation allow to normalise reliability indices already at the early stages of hydropneumodrives design, which makes it possible to obtain optimal solutions of reliability questions at the subsequent stages of development of the unit life cycle.

The selected methods of calculation and determination of design relations for finding quantitative characteristics of failure-free indices of designed hydropneumodrives, implemented by the method of standard positional structure and the method of minimisation, allow to design highly reliable hydropneumodrives of new metal cutting equipment.

Evaluation of reliability indicators of hydropneumodrives at the stage of preliminary design allows to make a rational choice of structural scheme and parameters, to select appropriate materials and elements of scheme realisations.

#### References

- Герман В. Ф., Панченко В. О., Гусак О. Г., Папченко А. А. *Надійність та експлуатація гідромашин і гідропроводів*. Суми: Сумський державний університет, 2016. 175 с.
- Фінкельштейн З. Л., Андренко П. М., Дмитрієнко О. В. *Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідропроводів: навч. посіб.* Харків: НТУ «ХПІ», 2014. 308 с.
- Chen J., Liu R. Reliability Research on Hydraulic System of Civil Aircraft. *6th International Conference on Machinery, Materials, Environment, Biotechnology and Computer*. 2016. P. 84–88.
- Tikhenko V. Reliability prediction of a mechatronic hydraulic drive at the early design stages. *UJMEMS*. 2023. Vol. 9, no. 1. P. 17–25.
- Chen D., Yao C., Feng Z. (2013). Reliability Prediction Method of Hydraulic System by Fuzzy Theory. *6th IFAC Symposium on Mechatronic Systems. The international federation on Automatic Control (10–12 April 2013, Hangzhou, China)*. Hangzhou: Elsevier Ltd, 2013. P. 457–462. doi: 10.3182/20130410-3-CN-2034.90001
- Канарчук В. Є., Полянський С. К., Дмитрієв М. М. *Надійність машин*. Київ: Либідь, 2003. 424 с.
- Birolini A. *Reliability Engineering: Theory and Practice*. Deutschland: Springer-Verlag GmbH, 2017. 666 p.
- Васілевський О. М., Поджаренко В. О. *Нормування показників надійності технічних засобів*. Вінниця: ВНТУ, 2010. 129 с.
- Sokol Ye., Cherkashenko M. *Syntesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
- Lynnyk A., Cherkashenko M., Fatieieva N., Fatyeyev O., Ponomarov V. Synthesis and analysis of control schemes of hydropneumatic drives. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 2. P. 11–17. doi: 10.20998/2411-3441.2021.2.02
- Fatyeyev O., Fatieieva N., Sushko S., Pastushenko A., Ponomarov V. Comparative Analysis of Design Methods for Pneumatic Control Systems. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. DSMIE 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer, 2023. P. 23–32. doi: org/10.1007/978-3-031-32774-2\_3
- Orosnjak M., Jocanovic M., Karanovic V. Quality Analysis of Hydraulic Systems in Function of Reliability Theory. *Proc. of the 27th DAAAM International Symposium*. Vienna: DAAAM International, 2016. P. 0569–0577. doi: 10.2507/27th.daaam.proceedings.084
- Jocanovic M., Sevic D., Karanovic V., Beker I., Dudic S. Increased Efficiency of Hydraulic Systems Through Reliability Theory and Monitoring of System Operating Parameters. *Journal of Mechanical Engineering*. 2012. Vol. 58, no. 4. P. 281–288.

#### References (transliterated)

- Herman V. F., Panchenko V. O., Husak O. H., Papchenko A. A. *Nadiynist' ta ekspluatatsiya hidromashyn i hidropriyvodyv* [Reliability and exploitation of hydraulic machines and hydraulic drives]. Sumy, Sums'kyi derzhavnyy universytet Publ., 2016. 175 p.
- Finkel'shteyn Z. L., Andrenko P. M., Dmytryienko O. V. *Ekspluatatsiya, obsluhovuвання ta nadiynist' hidravlichnykh mashyn i hidropriyvodyv* [Operation, maintenance and reliability of hydraulic machines and hydraulic drives]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014. 308 p.
- Chen J., Liu R. Reliability Research on Hydraulic System of Civil Aircraft. *6th International Conference on Machinery, Materials, Environment, Biotechnology and Computer*. 2016, pp. 84–88.
- Tikhenko V. Reliability prediction of a mechatronic hydraulic drive at the early design stages. *UJMEMS*. 2023, vol. 9, no. 1, pp. 17–25.
- Chen D., Yao C., Feng Z. (2013). Reliability Prediction Method of Hydraulic System by Fuzzy Theory. *6th IFAC Symposium on Mechatronic Systems. The international federation on Automatic Control (10–12 April 2013, Hangzhou, China)*. Hangzhou, Elsevier Ltd Publ., 2013, pp. 457–462. doi: 10.3182/20130410-3-CN-2034.90001
- Kanarchuk V. Ye., Polyans'kyi S. K., Dmytryiev M. M. *Nadiynist' mashyn* [Reliability of machines]. Kyiv, Lybid' Publ., 2003. 424 p.
- Birolini A. *Reliability Engineering: Theory and Practice*. Deutschland, Springer-Verlag GmbH Publ., 2017. 666 p.
- Vasilev'skyi O. M., Podzharenko V. O. *Normuvannya pokaznykiv nadiynosti tekhnichnykh zasobiv* [Standardisation of reliability indicators of technical means]. Vynnytsia, VNTU Publ., 2010. 129 p.
- Sokol Ye., Cherkashenko M. *Syntesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
- Lynnyk A., Cherkashenko M., Fatieieva N., Fatyeyev O., Ponomarov V. Synthesis and analysis of control schemes of hydropneumatic drives. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 2, pp. 11–17. doi: 10.20998/2411-3441.2021.2.02
- Fatyeyev O., Fatieieva N., Sushko S., Pastushenko A., Ponomarov V. Comparative Analysis of Design Methods for Pneumatic Control Systems. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. DSMIE 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 23–32. doi: org/10.1007/978-3-031-32774-2\_3
- Orosnjak M., Jocanovic M., Karanovic V. Quality Analysis of Hydraulic Systems in Function of Reliability Theory. *Proc. of the 27th DAAAM International Symposium*. Vienna, DAAAM International Publ., 2016, pp. 0569–0577. doi: 10.2507/27th.daaam.proceedings.084
- Jocanovic M., Sevic D., Karanovic V., Beker I., Dudic S. Increased Efficiency of Hydraulic Systems Through Reliability Theory and Monitoring of System Operating Parameters. *Journal of Mechanical Engineering*. 2012, vol. 58, no. 4, pp. 281–288.

Received 11.09.2023

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Фатієва 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](mailto:nadin_yak@ukr.net)

**Фатієв 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](mailto:fatyan1@ukr.net)

**Поляков Валерій Валерійович (Poliakov Valerii)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: [valerii.poliakov@mit.khpi.edu.ua](mailto:valerii.poliakov@mit.khpi.edu.ua)

**Н. Г. ШЕВЧЕНКО, В. В. КАЛЮЖНИЙ, В. С. АНДРІЄВСЬКА**

## ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ РІДИНИ У ТРУБАХ КОЛТЮБІНГОВОЇ УСТАНОВКИ

На сьогоднішній день одним із сучасних напрямків є використання технологій колтюбінгу та вдосконалення складу промивних агентів (рідин). Розглянуто особливості технологічних ділянок колтюбінгу – спіральне укладання труб, співвідношення основних розмірів гнучких труб, барабана та прямого сектора. Наявність транспортера труб дає особливу відповідальність задля забезпечення переміщення колони гнучких труб у заданому діапазоні навантажень. Довжина труб сягає 5000 м. Радіальні розміри свердловини 150 мм. Перераховано етапи визначення основних параметрів насосної установки для подачі технологічної рідини до свердловини. При проведенні технологічних операцій насос повинен долати гідродинамічні втрати прямої та зворотної подачі рідини у свердловину. Необхідно враховувати можливість порушення співвідношення між циліндричними трубами з можливим ексцентриситетом. Результати численних досліджень застосовуються для прогнозування гідравлічних коефіцієнтів опору в трубах та характеристик насосного обладнання для подачі технологічної рідини у свердловину. Також результати можна використовувати для перевірочних розрахунків міцності колони гнучких труб для небезпечних перерізів.

**Ключові слова:** гнучкі труби колтюбінгу, свердловина, реологія, нелінійна модель в'язкої рідини, гідравлічний коефіцієнт опору, втрати тиску, чисельне моделювання.

**N. SHEVCHENKO, V. KALIUZHNYI, V. ANDRIIEVSKA**

## NUMERICAL SIMULATION OF PROCESS FLUID FLOW IN THE PIPES OF A COILED TUBING INSTALLATION

Today, one of the modern trends is the use of coiled tubing technologies and improvement of the composition of washing agents (liquids). The features of coiled tubing technological sections are considered – spiral pipe laying, the ratio of the main dimensions of flexible pipes, drum and guide sector. The presence of a pipe conveyor gives special responsibility for ensuring the movement of a string of flexible pipes within a given load range. The length of the pipes reaches 5000 m. The radial dimensions of the well are 150 mm. The stages of determining the main parameters of a pumping unit for supplying process fluid to a well are listed. When carrying out technological operations, the pump must overcome the hydrodynamic losses of direct and reverse fluid supply into the well. It is necessary to take into account the possibility of misalignment of cylindrical pipes. To carry out technological operations to intensify oil production, multicomponent process fluids are used. The presence of chemical and polymer additives in liquids has a significant impact on the properties of aqueous and hydrocarbon systems and forms gels of varying density, viscosity and rheology. It is known that even a small content of polymer additives in the solution (6–30 g/l) leads to non-Newtonian behavior of the washing fluid in the well pipes. The work uses experimental data obtained by Region LLC of Ukraine. For numerical modeling of the hydrodynamic characteristics of a process fluid, linear and nonlinear models of a viscous fluid are used. In all cases, steady flow was considered. Due to the fact that the work uses the academic version of the ANSYS CFD package with limited capabilities in terms of the number of cells, the computational areas were selected using simplified schemes. The following schemes are considered: spiral – guide – straight pipe, only the spiral part of winding the pipe on a drum, an annular space between cylindrical pipes with possible eccentricity. The results of numerous studies are used to predict hydraulic resistance coefficients in pipes and the characteristics of pumping equipment for supplying process fluid to a well. The results can also be used for verification strength calculations of flexible pipe columns for hazardous sections.

**Keywords:** flexible coiled tubing, well, process fluid, rheology, nonlinear model of viscous fluid, hydraulic drag coefficient, pressure loss, numerical modeling.

**Вступ.** Підвищення ефективності проведення технологічних операцій при роботі у свердловинах є актуальними питаннями у нафтогазовій галузі. На сьогодні одним із сучасних напрямків є використання технологій колтюбінгу та удосконалення складу промивних агентів (рідин). Колтюбінг з англійської "Coiled tubing" – колона гнучких труб. Ідея застосування колони гнучких труб є пріоритетним підходом до вирішення проблем капітального ремонту, освоєння та буріння свердловин. Застосування спеціалізованого обладнання установок типу "Колтюбінг" дозволяє замість традиційної збірної конструкції колони труб спускати безперервні гнучкі труби без проведення операцій складання / розбирання. Основні положення розвитку

техніки та технології з використанням колони гнучких труб (КГТ) для буріння, інтенсифікації та освоєння свердловин, їх переваги та недоліки представлені в роботах [1–4]. Сучасний досвід та впровадження колтюбінгових технологій в Україні, надано у роботах [5–7].

На рис. 1 представлена схема розміщення основного обладнання колтюбінгової установки.

*Особливості колони гнучких труб.* Труби колтюбінгу випускаються різних типорозмірів. У табл. 1 надано типові розміри КГТ, барабана та прямого сектора.

В даний час більшість гнучких труб виготовляють із сталі звичайної маловуглецевої, низьколегової та нержавіючої. Міцність труб із

© Н. Г. Шевченко, В. В. Калюжний, В. С. Андрієвська, 2023

низьколегованих сталей вище маловуглецевих на 40 % (межа плинності 690–760 МПа) за збереження пластичних властивостей. Гнучкі труби можуть виготовлятися із змінним внутрішнім діаметром. Це дозволяє збільшити максимальну глибину спуску колтюбінгу і підвищує надійність при проведенні робіт на глибоких свердловинах. Труби, виготовлені за такою технологією, мають постійний зовнішній діаметр, але змінну товщину стінки – чим ближче до осердя барабана, тим товщі стінка і менше внутрішній діаметр. Таким чином, при збільшенні глибини і, як наслідок, навантажень, вага сприймається більш міцною секцією труби.

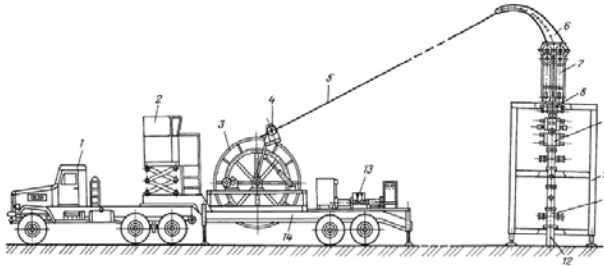


Рис. 1. Монтажна схема колтюбінгової установки на свердловині:

- 1 – автомобіль; 2 – кабіна оператора; 3 – барабан з КГТ; 4 – укладчик КГТ; 5 – колона гнучких труб; 6 – направляюча; 7 – транспортер; 8 – герметизатор гирла; 9 – превентор; 10 – опора; 11, 12 – обладнання гирла свердловини; 13 – насосна установка; 14 – рама агрегату.

Таблиця 1 – Типові співвідношення основних розмірів гнучких труб, барабана та напрямного сектора

Зовнішній діаметр КГТ, дюйм	Радіус сердечника барабана, см	Радіуси напрямку, см
0,750	61	122
1,000	51–76	122–137
1,250	63–91	122–183
1,500	76–102	122–183
1,750	89–122	183–244
2,000	102–122	183–244
2,375	122–137	229–305
2,875	137–147	229–305
3,500	165–178	229–305

*Особливості вузла для зберігання колони гнучких труб.* Колона гнучких труб або її частина, що не знаходиться в свердловині, розташовується на барабані. Барабан обертається на валу, встановленому підшипниках кочення. Для фіксації "мертвого" кінця гнучкої труби є затискачі. "Мертвий" кінець гнучкої труби з'єднується через зворотний клапан каналом, просвердленим у валу барабана. У виходу з отвору на торці валу розміщують вертлюг, що забезпечує подачу технологічної рідини від насосів у порожнину валу і далі колону гнучких труб. Всі барабани мають гідравлічний привід, хоча системи керування та типи двигунів залежать від виробника та моделі барабана. Гідравлічний тиск у приводній системі барабана можна змінювати, щоб регулювати величину вихідного крутного моменту двигуна. Це дозволяє

змінювати силу натягу труби на ділянці між транспортером (інжектором) та барабаном.

*Призначення та особливості транспортеру.* Одним із найбільш відповідальних вузлів агрегату є транспортер. Він повинен забезпечувати переміщення колони гнучких труб у заданому діапазоні навантажень без пошкоджень зовнішньої поверхні труби та її геометрії.

При виконанні технологічних операцій у свердловину через колону гнучких труб подається технологічна рідина. Основні геометричні параметри КГТ – це діаметр труб та її довжина до 5000 м. Основними параметрами насосної установки є тиск технологічної рідини  $p_{\max}$ , що перекачується, та її подача  $Q_{\max}$ . Для подачі технологічної або промивальної рідини у свердловину використовуються насосні агрегати з максимальною подачею 30 л/с та тиском до 70 МПа. При проведенні технологічних операцій насос, що подає рідину, повинен долати гідродинамічні втрати у КГТ та між трубному просторі при промивки свердловини з можливістю ексцентриситету. А також перепад тиску на вибійному двигуні або гідромоніторній насадці.

Основні етапи визначення основних параметрів насосної установки для подачі технологічної рідини:

1. Обирають технологічну рідину, з використанням якої здійснюватимуть роботи. З розвитком технологій буріння свердловин або інтенсифікації видобутку нафти з'являються сучасні багатоконпонентні промивальні рідини або суспензії. Наприклад, полімерні системи. Їх перевагою є здатність у малих концентраціях суттєво впливати на властивості водних та вуглеводневих систем, утворювати гелі різної щільності, в'язкості та реології [2, 3].

2. Визначають необхідну подачу технологічної рідини для проведення технологічних операцій у свердловині.

3. Визначають схему свердловини, відповідно до якої виконують розрахунок гідродинамічних втрат при прокачуванні технологічної рідини по каналах у свердловині.

4. Визначають тиск, необхідний для ведення даного технологічного процесу.

5. Виконують перевірочний розрахунок міцності колони гнучких труб для верхнього небезпечного перерізу транспортеру.

У разі, якщо матеріал труби не задовольняє умові міцності, слід зменшити робочий тиск до прийнятного рівня. Зниження тиску може бути забезпечене або за рахунок зменшення подачі технологічної рідини, або використання колони гнучких труб більшого діаметру. Останній варіант загрожує виникненням організаційних проблем, оскільки вимагає переналадження агрегату – установки барабана з великим діаметром гнучких труб та зміни робочого діаметра труб інжектора.

Для новоприйнятого варіанта діаметрів труб, тисків та подач технологічної рідини повинні бути повторно проведені всі розрахунки.

Для забезпечення обраного режиму проведення

технологічної операції за допомогою колтбінгу в нафтогазовій свердловині необхідно враховувати взаємний вплив таких параметрів, як подача насоса, втрати тиску в області, що досліджується, фізичні властивості і склад робочого агента. Тому математичне моделювання протікання технологічної рідини в елементах КГТ та свердловині з урахуванням її реологічних та фізичних параметрів є актуальним завданням.

**Інформаційний огляд.** Робота [8] охоплює широкий спектр довідкового матеріалу як за реологічними властивостями неньютонівських рідин, методами їх вимірювання, так і методами гідродинамічного моделювання для широкого кола інженерних завдань. У роботах [9–11] представлені результати досліджень реології рідин, що використовуються у технологіях буріння свердловин та інтенсифікації видобутку нафти. Розглядається узагальнена ньютонівська модель, у якій запроваджується поняття ефективної в'язкості. Узагальнена модель для в'язко-пластичної неньютонівської рідини має вигляд:

$$\tau = \mu_{ef}(\dot{\gamma}) \cdot \dot{\gamma}. \quad (1)$$

Ефективна молекулярна в'язкість залежить від швидкості деформації середовища  $\dot{\gamma} = \sqrt{2S \cdot S}$ , де  $S \equiv S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$  – тензор швидкостей деформації;  $u_i, u_j$  – декартові компоненти векторної швидкості.

Найбільш поширеними в нафтогазовій промисловості є наступні моделі рідини: зі статичним реологічним законом (Power Law), Бінгмана (Bingham) та Гершеля-Балклі (Herschel-Bulkley). Залежності ефективної в'язкості  $\mu_{ef}(\dot{\gamma})$  для цих трьох моделей мають вигляд:

$$\mu_{ef}(\dot{\gamma}) = k_v \dot{\gamma}^{n-1} \text{ – модель статична}; \quad (2)$$

$$\mu_{ef}(\dot{\gamma}) = \frac{k_v \dot{\gamma} + \tau_0}{\dot{\gamma}} \text{ – модель Бінгмана}; \quad (3)$$

$$\mu_{ef}(\dot{\gamma}) = \frac{k_v \dot{\gamma}^n + \tau_0}{\dot{\gamma}} \text{ – модель Гершеля-Балклі}. \quad (4)$$

де  $k_v$  – міра консистенції середовища, МПа;

$n$  – показник неньютонівського середовища;

$\tau_0$  – гранична напруга зсуву (межа плинності), Па.

У роботі [11] надано результати експериментальних досліджень властивостей водного розчину з різними концентраціями ксантанової камеді від 1,2 г/л до 12 г/л. Дослідження показало, що водний розчин з рослинним поліномом створює не ньютонівську поведінку рідини. Коефіцієнти реологічної статичної моделі розчину  $k_v$  та  $n$  були отримані шляхом апроксимації лабораторних даних. Результати наведено на рис. 2.

При значеннях коефіцієнтів реології  $n = 1$  та

$k_v = 1$  МПа·с концентрація камеді дорівнює нулю, тобто досліджувана рідина – вода.

Результати чисельних досліджень течій неньютонівських моделей в'язкої рідини в циліндричній трубі, кільцевих проміжках, каналах гідромашин представлені в роботах [12–14].

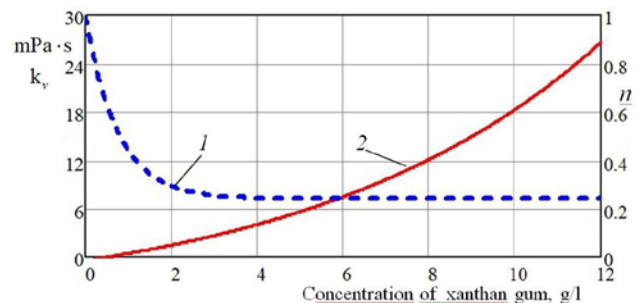


Рис. 2. Залежності реологічних показників за статичної моделлю (2) від концентрації біополімеру у воді:

1 –  $n$ ; 2 –  $k_v$  [11]

У роботах [7, 15–17] наведено приклади чисельного моделювання гідродинамічних процесів у гнучких трубах колтбінгу.

**Особливості вибору математичної моделі та розрахункової області.** Експериментально було доведено, що режим течії технологічної рідини у колоні гнучких труб колтбінгу залежить від концентрації полімерних добавок у розчині та витрати рідини  $Q$ . Тому для чисельного визначення втрат тиску  $\Delta p$  у КГТ треба обирати математичну модель для ламінарного або для турбулентного режиму.

Для визначення режиму течії для неньютонівських рідин вводять поняття узагальненого числа Рейнольдса  $Re^*$ . Так, для рідин зі статичним реологічним законом (2), використовують Reynolds number [8] за формулою:

$$Re^* = \frac{D^n V^{2-n} \rho}{k_v \left( \frac{6n+2}{n} \right)^n}.$$

Математична модель гідродинамічних процесів течії в'язкої рідини є набором рівнянь Нав'є-Стокса в тензорі напружень, рівняння нерозривності, реологічних рівнянь середовища та граничних умов.

**Граничні умови.** У вхідному перерізі об'єму рідини, що заповнює внутрішній простір гнучкої труби, задавався ваговий дебіт. На виході з розрахункової області ставився статичний тиск, що дорівнює атмосферному тиску.

Чисельні дослідження проводилися для двох режимів роботи насоса –  $Q = 100$  та  $200$  л/хв. Також розглянуто два значення концентрації камеді у розчині  $CXG$ : 2,4 г/л та 6 г/л [11]. Завдяки можливостям сучасної програмної продукції ANSYS CFX можна встановлювати опції для різних моделей ньютонівської та неньютонівської рідини – реологічні закони рідини та основні їх показники [18].

У зв'язку з тим, що в роботі використовується студентська версія пакету ANSYS Student [19] з



обмеженими можливостями за кількістю осередків розрахункової області обрано за схемами:

1) **Схема № 1** – прямолінійна циліндрична труба КГТ довжиною  $L_{розр} = 1$  м та внутрішнім діаметром  $d = 38$  мм.

2) **Схема № 2** – умовний барабан з одним витком та прямою секцією труби – рис. 3.

3) **Схема № 3** – два витка спіралі – моделювання намотки КГТ на барабані – рис. 5.

4) **Схема № 4** – простір між трубами колтюбінгу та насосно компресорними трубами (НКТ) у свердловині:  $D_{НКТ} = 100$  мм;  $D_{КГТ} = 44$  мм;  $L = 1$  м.

Основні розміри барабана та прямої обрані згідно табл. 1. Приймаємо внутрішній діаметр труби  $d$  постійним.

**Результати гідродинамічних досліджень у КГТ.** Чисельні дослідження проводилися для двох значень витрати промивної рідини  $Q = 100$  л/хв та  $200$  л/хв та для трьох значень концентрації камеди CXG у воді –  $0$  г/л;  $6$  г/л та  $8,4$  г/л. Візуалізацію чисельних результатів надано на рис. 3–6.

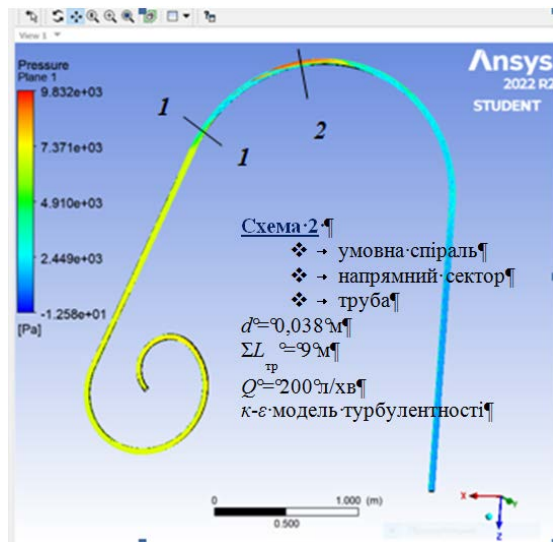


Рис. 3. Розподіл тиску у розрахунковій моделі КГТ за схемою № 2

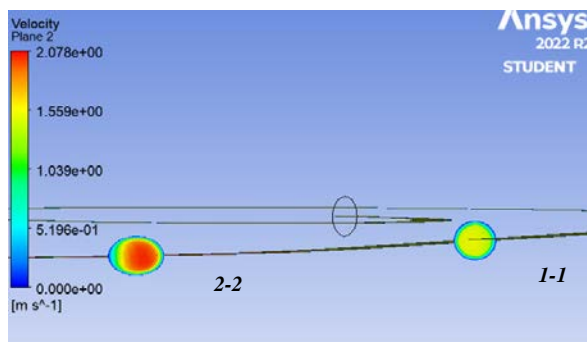


Рис. 4. Епюри швидкості у перерізі прямого сектору КГТ – схема № 2 ( $Q = 100$  л/хв,  $CXG = 6$  г/л)

У зв'язку з тим, що при транспортуванні гнучкі труби намотані на барабан, а в процесі роботи поступово (зі швидкістю до  $2-3$  м/с) подаються через транспортер у свердловину, доцільним буде оцінити втрати тиску намотаної частини колони гнучких труб.

На рис. 5 показані результати чисельного моделювання за схемою № 3 – два витка КГТ, що намотані на барабан.

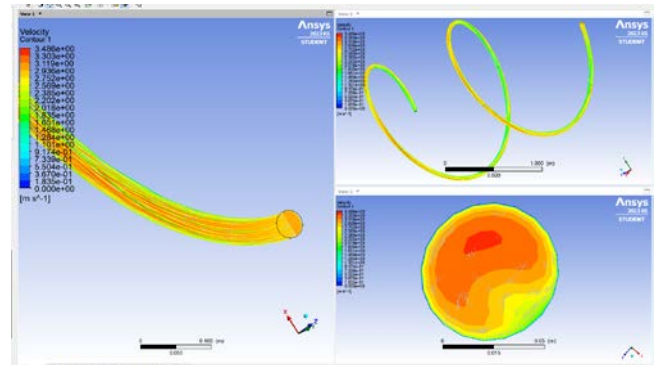


Рис. 5. Візуалізація результатів за схемою № 3

На рис. 6 надано залежності втрат тиску за розрахунковими схемами від концентрації полімеру у воді за програмою *Ansys CFX*. Для порівняння результатів розрахунку за трьома схемами проведено перерахунок на еквівалентну довжину труб  $9$  м. Спостерігається значна різниця в силі тертя між випрямленими та намотаними на барабан КГТ.

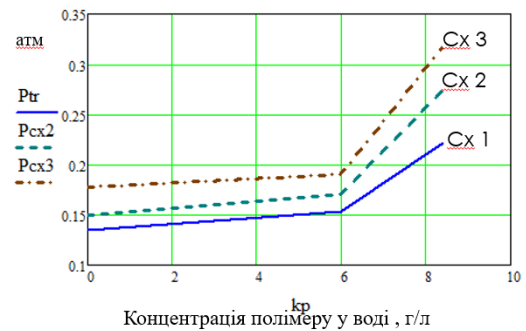


Рис. 6. Залежності втрат тиску за розрахунковими схемами від концентрації полімеру у воді

Перебіг в'язкої рідини у кільцевому просторі між співвісними циліндричними трубами «НКТ-КГТ» також становить практичну цінність. Для перевірки чисельних розрахунків проведено тестова задача для ламінарної течії ньютонівської рідини  $Re = 1475$ . Обрані розрахункові ділянки начального та стабілізованого потоків між співвісних кільцевих труб. Геометричні розміри прийняті за схемою № 4.

Проведено чисельні гідродинамічні розрахунки у між трубному просторі для 4-х значень динамічної в'язкості рідини, сПз:  $0,889$ ;  $5$ ;  $12$ ;  $20$ . Розглянуто можливість порушення співвісності циліндричних труб НКТ і КГТ. Досліджено чотири значень відносного ексцентриситету  $\bar{e}$ :  $\bar{e} = 0$ ;  $0,35$ ;  $0,535$ ;  $0,714$ ,

$$\text{де } \bar{e} = \frac{2 \cdot e}{D_g}, \quad D_g = D - d \quad \text{— гідравлічний діаметр}$$

кільцевого простору.

На рис. 7, 8 надано розподіл швидкості у між трубному просторі «НКТ-КГТ», що розташовані з ексцентриситетом  $\bar{e} = 0,35$ .

На рис. 9 наведено чисельні результати втрат



тиску у кільцевому просторі на ділянці зі стабілізованим профілем швидкості для чотирьох варіантів зміни співвідношення циліндричних труб «НКТ-КГТ» при 4-х режимах течії у між трубному просторі.

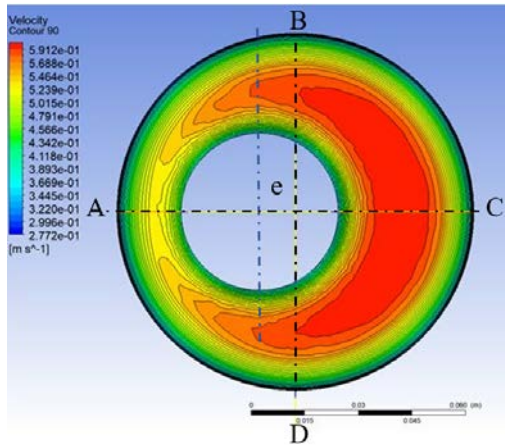


Рис. 7. Візуалізація розподілу швидкості у кільцевому просторі КГТ-НКТ-КГТ при ексцентрично розташованих трубах

**Висновки.** Результати досліджень дозволяють прогнозувати величину коефіцієнта опору та втрати тиску при прокачуванні технологічних рідини через гнучку трубу колтюбінгу. Результати досліджень

застосовуються для прогнозування енергетичних характеристик насосного обладнання при подачі технологічної рідини у свердловину. Також результати можна використовувати для перевірочних розрахунків міцності колони гнучких труб.

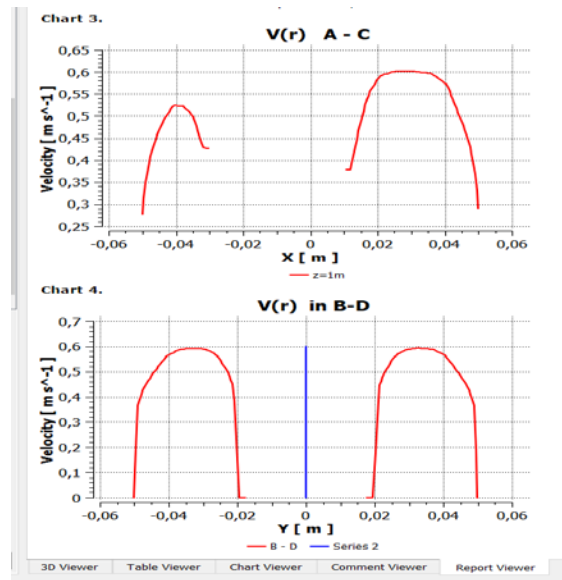


Рис. 8. Розподіл швидкості у між трубному просторі «НКТ-КГТ» з ексцентриситетом  $\bar{e} = 0,35$

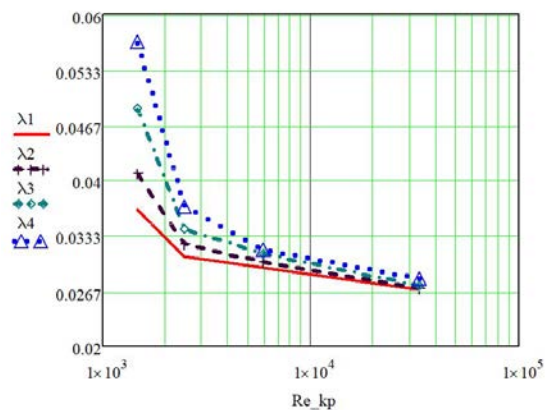
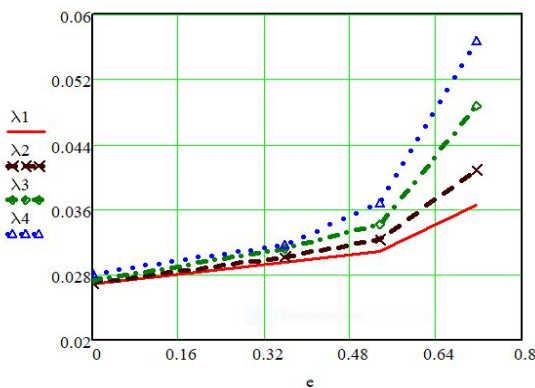


Рис. 9. Залежності коефіцієнту опору  $\lambda$  у між трубному просторі «НКТ-КГТ» від ексцентриситету  $\bar{e} = 0; 0,35; 0,535; 0,714$  та режиму течії  $Re_{kp}$

**Список літератури**

1. Поліник М. М., Ясюк В. М., Яремійчук Р. С. *Колтюбінг у нафтогазовидобуванні*. Львів: Центр Європи, 2014. 336 с.
2. Катеринчук П. О., Римчук Д. В., Цибулько С. В., Шудрик О. Л. *Основи, інтенсифікація та ремонт свердловин*. Харків: Пром-Арт, 2018. 608 с.
3. *Drilling Manual. Coiled Tubing Complete Guide*. URL: <https://www.drillingmanual.com/coiled-tubing-complete-guide/> (дата звернення: 30.07.2023).
4. *ГНКТ в Україні: курс на усложнение работ*. URL: <https://oil-gas.com.ua> (дата звернення: 28.12.2022).
5. *Колтюбінгові установки. Компанія ООО «Регион»*. URL: <https://region.if.ua/?q=uk/node/198> (дата звернення: 30.07.2023).
6. «Колтюбінгова ера» – як в Україні впроваджують сучасні технології в газовидобувній галузі. URL: <https://poltava.to/project/5545/> (дата звернення: 30.07.2023).
7. Витязь О. Ю *Розвиток наукових основ оцінки роботоздатності колон бурлих та гнучких труб: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.12*. Івано-Франківськ, 2021. 371 с. URL: <http://clar.nung.edu.ua/handle/123456789/8735> (дата звернення: 30.07.2023).
8. Chhabra R. P., Richardson J. F. *Non-Newtonian flow and applied rheology. Non-Newtonian Flow and Applied Rheology: Engineering Applications*. Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2008. 518 p.
9. Khan S., Yusuf M., Sardar N. Studies on rheological behavior of Xanthan Gum solutions in presence of additives. *Petroleum & Petrochemical Engineering Journal*. 2018. Vol. 2, issue 5. P. 000165.
10. Leusheva E., Brovkina N., Morenov V. Investigation of Non-Linear Rheological Characteristics of Barite-Free Drilling Fluids. *Fluids*. 2021. Vol. 6. P. 327. URL: <https://doi.org/10.3390/fluids6090327> (дата звернення: 30.07.2023).
11. Rymchuk D., Shevchenko N., Tulska A., Ponomarenko V., Shudryk O. Research and development of a mathematical model of a polymer-based viscous non newtonian fluid for oil and gas wells drilling. *Petroleum and Coal*. 2022. Vol. 64, issue 4. P. 796–803.
12. Gavrilov A. A., Rudyak V. Ya. Reynolds-averaged modeling of turbulent flows of power-law fluids. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*. 2016. Vol. 227. P. 45–55.
13. Mohammadi A. *Analysis of non-Newtonian behavior of crude oil: experimental study annumerical modeling using computational fluid*

- dynamics (CFD) technique. URL: <https://researchspace.ukzn.ac.za/handle/10413/18907> (дата звернення: 30.07.2023).
14. Шевченко Н. Г., Шудрик О. Л., Коваль О. С., Дорошенко О. В. Врахування реологічних властивостей водонафтової емульсії на робочі характеристики відцентрового насоса. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 17 (1293). P. 58–65.
  15. Zhou Y., Shan S. N. Fluid Flow in Coiled Tubing: A Literature Review and Experimental Investigation. *Journal of Canadian Petroleum Technology*. 2004. Vol. 43, issue 6. P. 52–61.
  16. Zhang Q., Zhang M. L., Zhou Z. H., Liao R. Q., Feng J., Liu X. Numerical simulation for ball passing capacity in coiled tubing. *International Journal of Heat and Technology*. 2015. Vol. 33, no. 4. P. 161–166. doi: 10.18280/ijht.330420
  17. Cao Y., Pan Y., Mi H., Wang J., Niu Z., Dou Y. Analysis of the running capacity of coiled tubing in three-dimensional curved borehole. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. Vol. 804, issue 2. P. 022014. doi: 10.1088/1755-1315/804/2/022014
  18. ANSYS CFX Tutorials 2021. URL: <https://studylib.net/doc/25536336/ansys-cfx-tutorials-2021-r1> (дата звернення: 30.07.2023).
  19. Ansys Student – Free Software Download. URL: <https://www.ansys.com/academic/students/ansys-student> (дата звернення: 03.03.2023).

#### References (transliterated)

1. Polinyk M. M., Yasyuk V. M., Yaremychuk R. S. *Koltyubinh u naftohazovydobuvanni* [Coiled tubing in oil and gas production]. Lviv, Tsentr Yevropy Publ., 2014. 336 p.
2. Katerynchuk P. O., Rymchuk D. V., Tsybul'ko S. V., Shudryk O. L. *Osvoyennya, intensyfikatsiya ta remont sverdlovyh* [Development, intensification and repair of wells]. Kharkiv, Prom-Art Publ., 2018. 608 p.
3. *Drilling Manual. Coiled Tubing Complete Guide*. Available at: <https://www.drillingmanual.com/coiled-tubing-complete-guide/> (accessed 30.07.2023).
4. *GNKT v Ukraine: kurs na uslozhenie robot* [Coiled Tubing in Ukraine: a course for increasing complexity of operations]. Available at: <https://oil-gas.com.ua> (accessed 28.12.2022).
5. *Koltyubinhovi ustanovky. Kompaniya OOO "Rehion"* [Coiled tubing machinery. Company LLC "Region"]. Available at: <https://region.if.ua/?q=uk/node/198> (accessed 30.07.2023).
6. *"Koltyubinhova era" – yak v Ukraini vprovadzhuyut' suchasni tekhnolohiyi v hazovydobuvnyi haluzi* ["Coiled tubing era" – how modern technologies are being implemented in the gas production industry in Ukraine]. Available at: <https://poltava.to/project/5545/> (accessed 30.07.2023).
7. Vutyaz' O. Yu. *Rozvytok naukovykh osnov otsinky robozdatnosti kolon burylnykh ta hnuchkykh trub: dys. ... d-ra tekhn. nauk: 05.05.12* [Development of scientific bases for assessing the efficiency of drill and flexible pipe strings]. Ivano-Frankivsk, 2021. 371 p. Available at: <http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/8735> (accessed 30.07.2023).
8. Chhabra R. P., Richardson J. F. *Non-Newtonian flow and applied rheology. Non-Newtonian Flow and Applied Rheology: Engineering Applications*. Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2008. 518 p.
9. Khan S., Yusuf M., Sardar N. Studies on rheological behavior of Xanthan Gum solutions in presence of additives. *Petroleum & Petrochemical Engineering Journal*. 2018, vol. 2, issue 5, p. 000165.
10. Leusheva E., Brovkina N., Morenov V. Investigation of Non-Linear Rheological Characteristics of Barite-Free Drilling Fluids. *Fluids*. 2021, vol. 6, p. 327. Available at: <https://doi.org/10.3390/fluids6090327> (accessed 30.07.2023).
11. Rymchuk D., Shevchenko N., Tulska A., Ponomarenko V., Shudryk O. Research and development of a mathematical model of a polymer-based viscous non newtonian fluid for oil and gas wells drilling. *Petroleum and Coal*. 2022, vol. 64, issue 4, pp. 796–803.
12. Gavrilov A. A., Rudyak V. Ya. Reynolds-averaged modeling of turbulent flows of power-law fluids. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*. 2016, vol. 227, pp. 45–55.
13. Mohammadi A. *Analysis of non-Newtonian behavior of crude oil: experimental study annumerical modeling using computational fluid dynamics (CFD) technique*. Available at: <https://researchspace.ukzn.ac.za/handle/10413/18907> (accessed 30.07.2023).
14. Shevchenko N. H., Shudryk O. L., Koval' O. S., Doroshenko O. V. *Vrakhuvannya reolohichnykh vlastyvostey vodonaftovoyi emul'siyi na robochi kharakterystyky vidtsentrovoho nasosa* [Accounting rheology water-oil emulsion to performance of centrifugal pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 58–65.
15. Zhou Y., Shan S. N. Fluid Flow in Coiled Tubing: A Literature Review and Experimental Investigation. *Journal of Canadian Petroleum Technology*. 2004, vol. 43, issue 6, pp. 52–61.
16. Zhang Q., Zhang M. L., Zhou Z. H., Liao R. Q., Feng J., Liu X. Numerical simulation for ball passing capacity in coiled tubing. *International Journal of Heat and Technology*. 2015, vol. 33, no. 4, pp. 161–166. doi: 10.18280/ijht.330420
17. Cao Y., Pan Y., Mi H., Wang J., Niu Z., Dou Y. Analysis of the running capacity of coiled tubing in three-dimensional curved borehole. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021, vol. 804, issue 2, pp. 022014. doi: 10.1088/1755-1315/804/2/022014
18. ANSYS CFX Tutorials 2021. Available at: <https://studylib.net/doc/25536336/ansys-cfx-tutorials-2021-r1> (accessed 30.07.2023).
19. Ansys Student – Free Software Download. Available at: <https://www.ansys.com/academic/students/ansys-student> (accessed 03.03.2023).

Надійшла (received) 15.08.2023

#### 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

**Калюжний Владислав Володимирович (Kaliuzhnyi Vladyslav)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістрант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1987-3437>; e-mail: vladyslav.kaliuzhnyi@mit.khpi.edu.ua

**Андрієвська Вікторія Сергіївна (Andrievska Viktoriia)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9620-9401>; e-mail: vikaandrievska065@gmail.com

*А. С. РОГОВИЙ, О. Л. ШУДРИК, С. І. ЛУК'ЯНЕЦЬ, А. О. НЕСКОРОЖЕНИЙ, Д. В. ЛЕБЕДИНЕЦЬ*

## **ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА ПРИ ПЕРЕКАЧУВАННІ БІНГАМІВСЬКОЇ РІДИНИ ІЗ РІЗНИМИ ЗНАЧЕННЯМИ ПОЧАТКОВИХ НАПРУГ ЗСУВУ**

Загальні методики проектування відцентрових насосів засновані на особливостях розрахунку та експериментальних даних щодо перекачування води. З іншої сторони, перекачування неньютонівських рідин, та Бінгамівських зокрема, можуть змінювати положення оптимальних робочих точок та змінювати характеристики. Використання числових методик дозволяє не тільки пришвидшити пошук оптимальних проточних частин, але й перевірити можливість роботи насоса за екстремальних параметрів роботи із різними показниками в'язкості неньютонівської рідини: від нульової в'язкості (ідеальна рідина) до надзвичайно великих значень та створити більш універсальні методики проектування насосів різних типів. Загальні методики проектування відцентрових насосів для перекачування неньютонівських рідин передбачають коригування характеристики в залежності від ефективної в'язкості, яка для Бінгамівської рідини розраховується за структурною в'язкістю. В роботі визначено вплив значень початкових напруг зсуву Бінгамівської рідини на характеристик відцентрового насоса шляхом вирішення рівнянь Рейнольдса, нерозривності, моделі турбулентності та реологічної моделі Бінгамівської рідини. Отримано, що за однієї подачі, напір, що є на виході з насосу зменшується не більше ніж на 5,1 %. Відбувається невеличке зміщення характеристики у зону менших витрат. Таким чином, початкові напруги зсуву практично не мають впливу на напірну характеристику відцентрового насоса. Початкові напруги зсуву мають достатній вплив на ефективність роботи насоса, що треба враховувати їх під час проектування проточної частини. ККД зменшується на 10 % за перекачування рідини з початковими напругами зсуву 100 Па. Зменшення ефективності роботи насоса може бути пов'язана з кінематичними параметрами роботи насоса та наслідком зменшення тисків на лопаті.

**Ключові слова:** відцентровий насос, Бінгамівська рідина, початкові напруги зсуву, методика розрахунку, числовий розрахунок.

*A. ROGOVYI, O. SHUDRYK, S. LUKIANETS, A. NESKOROZHENYI, D. LEBEDYNETS*

## **CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL PUMP FOR PUMPING BINGHAM LIQUID WITH DIFFERENT VALUES OF YIELD STRESSES**

General techniques for designing centrifugal pumps are based on calculation features and experimental data on water pumping. On the other hand, pumping non-Newtonian liquids, and Bingham liquids in particular, can change the position of the best efficiency points and change the characteristics. The use of numerical methods allows not only to speed up the search for optimal flow parts, but also to check the possibility of pump operation under extreme operating parameters with different viscosities of a non-Newtonian liquid: from zero viscosity (ideal liquid) to extremely high values, and to create more universal design methods pumps of various types. General techniques for designing centrifugal pumps for pumping non-Newtonian fluids involve adjusting the characteristic depending on the effective viscosity, which for Bingham fluid is calculated from the plastic viscosity. The paper determines the influence of the values of the yield stresses of the Bingham fluid on the characteristics of the centrifugal pump by solving the Reynolds equations, continuity, the turbulence model and the rheological model of the Bingham fluid. It was found that with the same flow rate, the pressure at the pump outlet decreases by no more than 5,1 %. There is a slight shift in the characteristic to the zone of lower flow rate. Thus, the yield stresses have practically no effect on the pressure characteristic of the centrifugal pump. The yield stresses have a sufficient influence on the pump efficiency that they must be considered during the design of the flow part. The efficiency decreases by 10 % when pumping liquid with yield stresses of 100 Pa. A decrease in the efficiency of the pump may be related to the kinematic parameters of the pump and the result of a decrease in pressure distribution on the blade.

**Keywords:** centrifugal pump, Bingham fluid, yield stresses, design method, numerical solution.

**Вступ.** Одним з найбільш розповсюджених у промисловості та господарстві типів насосів є відцентровий насос [1]. Достатня простота конструкції та надійність експлуатації дозволяє використовувати його для перекачування практично будь-яких рідин, у тому числі рідин, що виявляють властивості неньютонівських рідин [2]. Загальні методики проектування відцентрових насосів засновані, в першу чергу, на особливостях розрахунку та експериментальних даних щодо перекачування найбільш розповсюджених рідин, таких як вода [3]. З іншої сторони, перекачування неньютонівських рідин, та Бінгамівських зокрема, можуть змінювати положення оптимальних робочих точок та змінювати характеристики [4, 5]. Особливості течії неньютонівських рідин, в останні часи, все більше привертають уваги дослідників внаслідок відмінності знаходження основних параметрів роботи насосів та гідроапаратури [6]. Крім того, у багатьох технологічних процесах різних галузей виробництва все більше використовуються багатокомпонентні рідини, біополімери, хімічні реагенти та ін., що

приводить до зміни реологічних показників рідин та до їх неньютонівської поведінки [7].

**Аналіз останніх досліджень.** Явні зміни характеристик течії неньютонівської рідини приводять до ускладнення знаходження характеристик насосів та гідроапаратів внаслідок неможливості якісного прогнозування втрат енергії на місцевих опорах та через тертя [8]. На відміну, від великої кількості експериментальних даних, що наявні для визначення коефіцієнтів місцевого опору та інших втрат, пов'язаних з відривами рідини, для звичайних рідин, для неньютонівських рідин практично відсутня інформація щодо таких особливостей течії [9].

Класичний підхід до проектування проточної частини відцентрового насоса для перекачування неньютонівських рідин складається з двох етапів: проектування насоса для перекачування води та перерахування характеристик з урахуванням ефективної в'язкості [5]. Але такий підхід має достатньо велику кількість недоліків: проектування практично не залежить від конкретного випадку рідини, її складу та реологічних характеристик та

може давати помилкові значення очікуваних характеристик спроектованого насоса.

В такому випадку, все більшого розповсюдження отримують методи визначення характеристик течії за допомогою числового моделювання шляхом вирішення рівнянь Нав'є-Стокса осереднених за Рейнольдсом [10]. Обчислювальна гідродинаміка дозволяє значно пришвидшити аналіз характеристик течії, та визначення характеристик насосів [11].

Використання числових методик дозволяє не тільки пришвидшити пошук оптимальних проточних частин, але й перевірити можливість роботи насоса за екстремальних параметрів роботи із різними показниками в'язкості неньютонівської рідини: від нульової в'язкості (ідеальна рідина) до надзвичайно великих значень та створити більш універсальні методики проектування насосів різних типів [12, 13].

Сучасні методи автоматичного проектування дозволяють створювати проточні частини насосів витрачаючи на цей процес мінімальний час. Для створення проточних частин турбомашин найчастіше використовуються Ansys [14], AxStream [15] та ін.

**Мета.** Метою роботи є визначення характеристик відцентрового насоса за перекачування Бінгамівської рідини із різними значеннями початкових напруг зсуву.

**Результати досліджень.** Для дослідження використано відцентровий насос, що було спроектовано за допомогою програми Ansys VistaCPD для наступних параметрів: подача  $Q = 500 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H = 30 \text{ м}$ , частота обертання вала насоса  $n = 1450 \text{ хв}^{-1}$ , рідина – вода. Загальна розрахункова схема спроектованого насоса наведена на рис. 1.

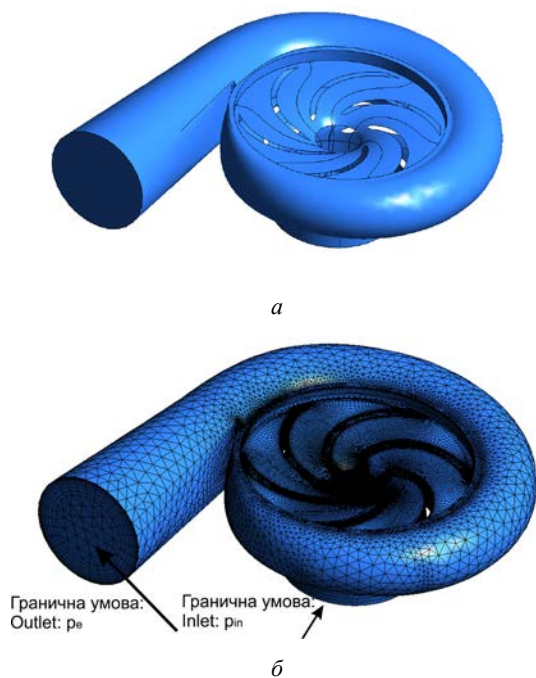


Рис. 1. Розрахункова та сіткова моделі змодельованого відцентрового насоса

Моделювання здійснено на основі використання модулів пакету програм Ansys: BladeGen, TurboGrid,

CFX. Сітка спірального відводу виконана з тетраедрів та призм на стінках, сектора, що включає лопать – з гексаедрів. Сітка підводу рідини складалася також з гексаедрів. Загальна кількість елементів всієї моделі включає 500 тис. елементів, що не перевищує обмеження студентської ліцензії Ansys для розрахунків течії рідин та газів [16].

Моделювання здійснено на основі вирішення системи рівнянь: рівняння Нав'є-Стокса осереднені за Рейнольдсом, рівняння нерозривності, рівняння моделі турбулентності « $k-\epsilon$ » та реологічна модель Бінгамівської рідини [17, 18]. Моделювання здійснено на основі секторного підходу: сіткова модель робочого колеса, яка включала 6 лопатей розбивалася на 6 секторів, а в розрахунку приймав участь лише один сектор. Така сама процедура здійснена для каналу підводу. Загальна модель розбита на три частини: дві нерухомі (підвід та спіральний відвід) та одна рухома (робоче колесо з одним сектором). Рухомий домен обертася зі швидкістю  $n = 1450 \text{ хв}^{-1}$ . Між трьома доменами використані інтерфейси. Переход рідини через інтерфейси між рухомих та нерухомим доменом моделювався на основі методу Frozen Rotor [19].

Граничні умови (рис. 1, б): на вході до підводу задавався загальний відносний тиск 0 Па, на виході зі спірального відводу – статичний тиск різного значення для моделювання характеристики насоса від 0 до 3,1 атм. Розрахунок виконувався до досягнення стабільності витрати, що проходить через насос. Значення витрати повинне було не змінюватися протягом щонайменше 300 ітерацій. В середньому розрахунок кожної точки характеристики вимагав 1000 ітерацій.

Для уникнення сингулярності реологічних співвідношень Бінгамівських пластиків використалася регуляризація в'язкості при значеннях швидкості зсуву між шарами близьких до нуля [21]. Для цього обрана модель Гершеля-Балклі з виправленням Папанастасіу:

$$\mu = \frac{\mu_B \dot{\gamma}^n + \tau_0 (1 - e^{-m\dot{\gamma}/G})}{\dot{\gamma}}$$

де  $\tau_0$  – початкова напруга зсуву;  $\dot{\gamma}$  – швидкість зсуву між шарами рідини;  $\mu_B$  – структурна в'язкість;  $m$  – регуляризаційний параметр, що дорівнює для даного дослідження 1000, внаслідок компромісу між точністю рішення та часом розрахунку;  $G$  – швидкість зсуву між шарами рідини незбуреного потоку;  $n = 1$  – показник ступеня (індекс течії) для Бінгамівської рідини.

На рис. 2 наведено порівняння впливу початкової напруги зсуву на характеристики спроектованого відцентрового насоса. Складно помітити різницю в характеристиках для  $\tau_0 = 0-100 \text{ Па}$ . За однієї подачі напір, що є на виході з насоса, зменшується не більше ніж на 5,1 %. Відбувається невеличке зміщення характеристики у зону менших витрат. Це практично мало впливає на значення напору за однієї витрати, але може значно вплинути на ефективність. Під час



моделювання для усіх випадків використовувалася одна й та сама структурна в'язкість, яка дорівнювала динамічній в'язкості води  $\mu_B = 0,00089$  Па·с. Таким чином, можна зробити висновок, що початкові напруги зсуву, що знаходяться в діапазоні  $\tau_0 = 0-100$  Па практично не мають впливу на напірну характеристику відцентрового насоса.

На рис. 3 наведено порівняння впливу початкової напруги зсуву на ефективність спроектованого відцентрового насоса. За однієї подачі, особливо близько до оптимальної точки роботи насоса за ККД, ефективність зменшується максимально на 10% в абсолютному вираженні. Таким чином, можна зробити висновок, що початкові напруги зсуву, що знаходяться в діапазоні  $\tau_0 = 0-100$  Па мають достатній вплив на ефективність роботи насоса, що треба його враховувати під час проектування проточної частини насоса.

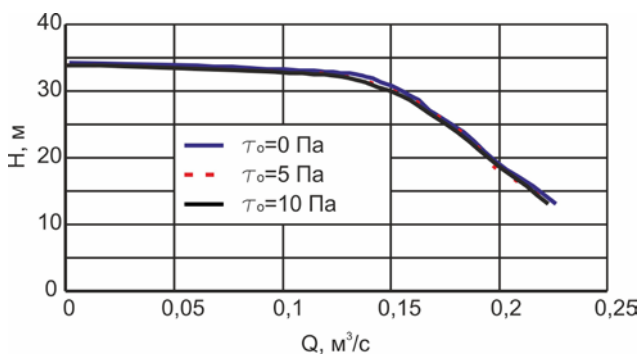


Рис. 2. Характеристика змодельованого відцентрового насоса за різних початкових напруг зсуву рідини

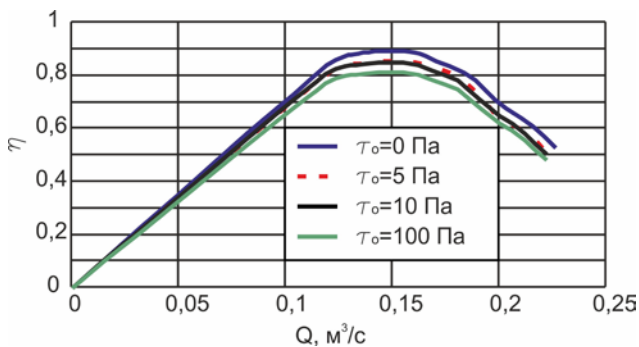


Рис. 3. ККД змодельованого відцентрового насоса за різних початкових напруг зсуву рідини

Загальні методики проектування відцентрових насосів для перекачування неньютонівських рідин передбачають коригування характеристики в залежності від ефектної в'язкості, яка для Бінгамівської рідини розраховується за структурною в'язкістю. В такому випадку, не повинна спостерігатися різниця в характеристиках насоса за різних значень початкових напруг зсуву. Це дійсно підтверджується для напірної характеристики насоса, але не підтверджується для розрахунку ефективності. Зменшення ефективності роботи насоса може бути пов'язана з кінематичними параметрами роботи насоса та наслідком зменшення тисків на лопаті (рис. 4). На рис. 4 представлено розподіл тисків вздовж лопатей

робочого колеса для  $\bar{s} = 0,5$  (турбоповерхня проходить посередині висоти лопаті).

На рис. 5 наведено розподіл статичних відносних тисків у меридіональній проекції для  $Q = 0,12$  м³/с за різних початкових напруг зсуву. Початкові напруги зсуву практично не впливають на розподіл тисків. Різниця в тисках можна помітити лише на виході з насосу. Вона не перевищує 5 %.

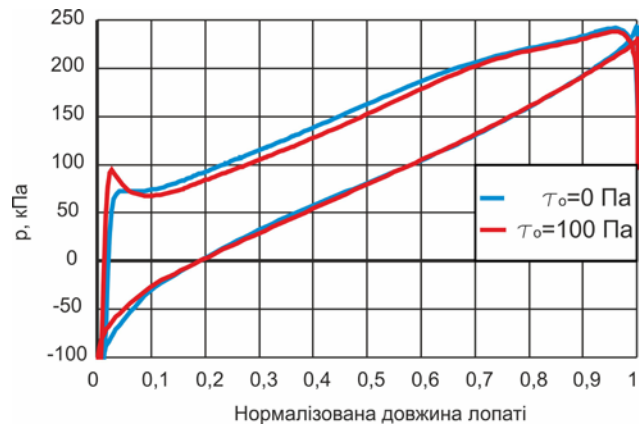


Рис. 4. Розподіл тисків вздовж лопаті ( $\bar{s} = 0,5$ ) робочого колеса насоса ( $Q = 0,12$  м³/с)

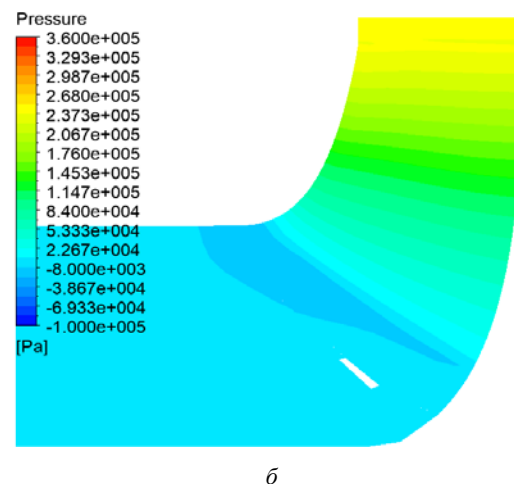
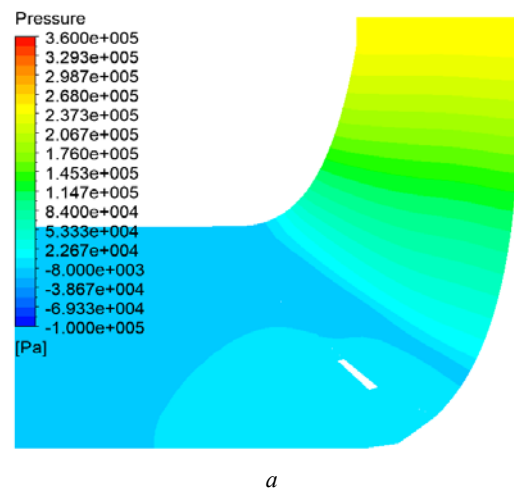


Рис. 5. Розподіл тисків у меридіональній проекції ( $Q = 0,12$  м³/с):  
а –  $\tau_0 = 0$  Па; б –  $\tau_0 = 100$  Па



**Висновки.** Визначено вплив значень початкових напруг зсуву Бінгамівської рідини на характеристики відцентрового насоса шляхом вирішення рівнянь Рейнольдса, нерозривності, моделі турбулентності та реологічної моделі Бінгамівської рідини.

За однієї подачі напір, що є на виході з насосу, зменшується не більше ніж на 5,1 %. Відбувається невеличке зміщення характеристики у зону менших витрат. Це практично мало впливає на значення напору за однієї витрати, але може значно вплинути на ефективність. Таким чином, початкові напруги зсуву, що знаходяться в діапазоні  $\tau_0 = 0\text{--}100$  Па практично не мають впливу на напірну характеристику відцентрового насоса.

Початкові напруги зсуву, що знаходяться в діапазоні  $\tau_0 = 0\text{--}100$  Па мають достатній вплив на ефективність роботи насоса, що треба враховувати під час проектування. ККД насоса за перекачування рідини з  $\tau_0 = 100$  Па зменшується на 10 % у порівнянні з ККД насоса, що перекачує рідину з  $\tau_0 = 0$  Па. Зменшення ефективності роботи насоса може бути пов'язана з кінематичними параметрами роботи насоса та наслідком зменшення тисків на лопаті.

#### Список літератури

- Kondus V. Y., Gusak O. G., Yevtushenko J. V. Investigation of the operating process of a high-pressure centrifugal pump with taking into account of improvement the process of fluid flowing in its flowing part. *In Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1741, no. 1. P. 012012.
- Gusak A., Demchenko O., Kaplun I. Application of small-sized low speed axial stages in well pumps for water supply. *Procedia Engineering*. 2012. Vol. 39. P. 35–42.
- Tkach P., Yashchenko A., Gusak O., Khovansky S., Panchenko V., Grechka I. Improvement of cavitation erosion characteristics of the centrifugal inducer stage with the inducer bush. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 4 (8). P. 24–31.
- Occari M., Mazzanti V., Mollica F., Munari E., Pinelli M., Suman A. Numerical Simulations of a Centrifugal Pump With a Non-Newtonian Fluid: Influence on Performances of Different Rheological Modelling. *Proc. of the ASME-JSME-KSME 2019 8th Joint Fluids Engineering Conference. Vol. 2: Computational Fluid Dynamics (28 July–1 August 2019, San Francisco, California, USA)*. 2019. P. AJKFluids2019-4940, V002T02A016, 13 p. doi: 10.1115/AJKFluids2019-4940
- Graham L. J., Pullum L., Slatter P., Sery G., Rudman M. Centrifugal pump performance calculation for homogeneous suspensions. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*. 2009. Vol. 87 (4). P. 526–533.
- Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences*. 2019. Vol. 294. P. 01009.
- Nabwey H. A., Rahbar F., Armaghani T., Rashad A. M., Chamkha A. J. A Comprehensive Review of Non-Newtonian Nanofluid Heat Transfer. *Symmetry*. 2023. Vol. 15 (2). P. 362.
- Rogovyi A., Chernetska-Biletska N., Miroshnykova M., Baranov I., Polupan Y. Improvement of cleaning parameters of pipeline elements based on simulation of movement of solid magnetite particles in electrically conductive liquid. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. Vol. 1, no. 5 (121). P. 38–46.
- Fester V. G., Kazadi D. M., Mbiya B. M., Slatter P. T. Loss coefficients for flow of Newtonian and non-Newtonian fluids through diaphragm valves. *Chemical Engineering Research and Design*. 2007. Vol. 85 (9). P. 1314–1324.
- Роговий А. С., Лук'янець С. І. Кінематичні параметри течії нафти у вихорокамерному насосі. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 59–65. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.09
- Роговий А. С. Використання методів числового вирішення задач інженерного аналізу: навч. посіб. Харків: ХНАДУ, 2019. 112 с.
- Donmez M., Yemenici O. A numerical study on centrifugal pump performance with the influence of non-Newtonian fluids. *International Journal Sciences*. 2019. Vol. 8. P. 39–45.
- Buratto C., Occari M., Aldi N., Casari N., Pinelli M., Spina P. R., Suman A. Centrifugal pumps performance estimation with non-Newtonian fluids: review and critical analysis. *In Proc. of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*. 2017. P. ETC2017-248.
- Usman I. U., Abbas K., Abubakar A. M., Mönnig R., Abdul A. Z., Alhodali M. A. J. ANSYS-CFX Simulation and Experimental Studies on Centrifugal Pump Impeller Design: Performance Effects Using Corrosive and Non-corrosive Resources. *International Journal of Engineering and Applied Physics*. 2023. Vol. 3 (2). P. 765–779.
- Шевченко Н. Г., Іващенко В. Ю., Рублевський Є. Ю., Загора О. О. Проектування відцентрового насоса за допомогою програмного забезпечення AxSTREAM®. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.11
- Setyawan E. Y., Djiwo S., Praswanto D. H., Suwandono P., Siagian P., Naibaho W. Simulation model of vertical water wheel performance flow. *In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 725, no. 1. P. 012020.
- Роговий А., Нескорожений А. Картини течії неньютонівської рідини у вихорокамерних насосах. *Вісник Харківського нац. автомобільно-дорожнього ун-ту*. 2021. Т. 1, вип. 92. С. 125–134.
- Ihmoudah A., Rahman M. A., Butt S. D. CFD and experimental studies of yield power-law fluids in turbulent pipe flow. *Proc. of the ASME 2018 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. Vol. 8: Polar and Arctic Sciences and Technology; Petroleum Technology (17–22 June 2018, Madrid, Spain)*. 2018. P. OMAE2018-77996, V008T11A012, 10 p. doi: 10.1115/OMAE2018-77996
- ANSYS, C. R22. 1 Help manual. ANSYS Inc. 2022.
- Svoboda D., Borshchev I., Zharkovskii A., Tvanov E., Klyuyev A. CFD computation of flow in the flow path of a torque flow pump. *In E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 207. P. 04005.
- Huang S., Wei Y., Guo C., Kang W. Numerical Simulation and Performance Prediction of Centrifugal Pump's Full Flow Field Based on OpenFOAM. *Processes*. 2019. Vol. 7 (9). P. 605.

#### References (transliterated)

- Kondus V. Y., Gusak O. G., Yevtushenko J. V. Investigation of the operating process of a high-pressure centrifugal pump with taking into account of improvement the process of fluid flowing in its flowing part. *In Journal of Physics: Conference Series*. 2021, vol. 1741, no. 1, p. 012012.
- Gusak A., Demchenko O., Kaplun I. Application of small-sized low speed axial stages in well pumps for water supply. *Procedia Engineering*. 2012, vol. 39, pp. 35–42.
- Tkach P., Yashchenko A., Gusak O., Khovansky S., Panchenko V., Grechka I. Improvement of cavitation erosion characteristics of the centrifugal inducer stage with the inducer bush. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, vol. 4 (8), pp. 24–31.
- Occari M., Mazzanti V., Mollica F., Munari E., Pinelli M., Suman A. Numerical Simulations of a Centrifugal Pump With a Non-Newtonian Fluid: Influence on Performances of Different Rheological Modelling. *Proc. of the ASME-JSME-KSME 2019 8th Joint Fluids Engineering Conference. Vol. 2: Computational Fluid Dynamics (28 July–1 August 2019, San Francisco, California, USA)*. 2019, pp. AJKFluids2019-4940, V002T02A016, 13 p. doi: 10.1115/AJKFluids2019-4940
- Graham L. J., Pullum L., Slatter P., Sery G., Rudman M. Centrifugal pump performance calculation for homogeneous suspensions. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*. 2009, vol. 87 (4), pp. 526–533.
- Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences*. 2019, vol. 294,

- p. 01009.
7. Nabwey H. A., Rahbar F., Armaghani T., Rashad A. M., Chamkha A. J. A Comprehensive Review of Non-Newtonian Nanofluid Heat Transfer. *Symmetry*. 2023, vol. 15 (2), p. 362.
  8. Rogovyi A., Chernetska-Biletska N., Miroshnykova M., Baranov I., Polupan Y. Improvement of cleaning parameters of pipeline elements based on simulation of movement of solid magnetite particles in electrically conductive liquid. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023, vol. 1, no. 5 (121), pp. 38–46.
  9. Fester V. G., Kazadi D. M., Mbiya B. M., Slatter P. T. Loss coefficients for flow of Newtonian and non-Newtonian fluids through diaphragm valves. *Chemical Engineering Research and Design*. 2007, vol. 85 (9), pp. 1314–1324.
  10. Rogovyi A. S., Lukianets S. I. Kinematychni parametry techii nafty u vykhorokamernomu nasosi [Kinematic parameters of the oil flow in a vortex chamber pump]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 59–65. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.09
  11. Rogovyi A. S. *Vykorystannya metodiv chyslovoho vyrishennya zadach inzhenernoho analizu* [Using of numerical solution methods of engineering analysis problems]. Kharkiv, KhNADU, 2019. 112 p.
  12. Donmez M., Yemenici O. A numerical study on centrifugal pump performance with the influence of non-Newtonian fluids. *International Journal Sciences*. 2019, vol. 8, pp. 39–45.
  13. Buratto C., Occari M., Aldi N., Casari N., Pinelli M., Spina P. R., Suman A. Centrifugal pumps performance estimation with non-Newtonian fluids: review and critical analysis. *In Proc. of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*. 2017, pp. ETC2017-248.
  14. Usman I. U., Abbas K., Abubakar A. M., Mönning R., Abdul A. Z., Alhodali M. A. J. ANSYS-CFX Simulation and Experimental Studies on Centrifugal Pump Impeller Design: Performance Effects Using Corrosive and Non-corrosive Resources. *International Journal of Engineering and Applied Physics*. 2023, vol. 3 (2), pp. 765–779.
  15. Shevchenko N. H., Ivashchenko V. Yu., Rublevs'kyi Ye. Yu., Zakora O. O. Proektuvannya vidtsentrovoho nasosa za dopomohoyu prohramnoho zabezpechennya AxSTREAM® [Centrifugal pump design using AxSTREAM® software]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.11
  16. Setyawan E. Y., Djiwo S., Praswanto D. H., Suwandono P., Siagian P., Naibaho W. Simulation model of vertical water wheel performance flow. *In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020, vol. 725, no. 1, p. 012020.
  17. Rogovyi A., Neskorozhnyi A. Kartyny techii nen'yutonivs'koyi ridyny u vykhorokamernykh nasosakh [Flow fields of a non-Newtonian fluid in vortex chamber pumps]. *Visnyk Kharkivsk'oho nats. avtomobil'no-dorozhn'oho un-tu* [Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University]. 2021, vol. 1, issue 92, pp. 125–134.
  18. Ihmoudah A., Rahman M. A., Butt S. D. CFD and experimental studies of yield power-law fluids in turbulent pipe flow. *Proc. of the ASME 2018 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. Vol. 8: Polar and Arctic Sciences and Technology; Petroleum Technology (17–22 June 2018, Madrid, Spain)*. 2018, pp. OMAE2018-77996, V008T11A012, 10 p. doi: 10.1115/OMAE2018-77996
  19. ANSYS, C. R22. 1 Help manual. ANSYS Inc. 2022.
  20. Svoboda D., Borshchev I., Zharkovskii A., Tvanov E., Klyuyev A. CFD computation of flow in the flow path of a torque flow pump. *In E3S Web of Conferences*. 2020, vol. 207, p. 04005.
  21. Huang S., Wei Y., Guo C., Kang W. Numerical Simulation and Performance Prediction of Centrifugal Pump's Full Flow Field Based on OpenFOAM. *Processes*. 2019, vol. 7 (9), p. 605.

Надійшло (received) 18.06.2023

#### 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](mailto:asrogovoy@ukr.net)

**Шудрик Олександр Леонідович (Shudryk Oleksandr)** – кандидат технічних наук, ТОВ «Реґіон», провідний технолог проектно-технологічного відділу; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0991-2498>; e-mail: [o.shudryk@region.if.ua](mailto:o.shudryk@region.if.ua)

**Лук'янець Сергій Ігорович (Lukianets Serhiy)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5719-2598>; e-mail: [serhii.lukianets@mit.khpi.edu.ua](mailto:serhii.lukianets@mit.khpi.edu.ua)

**Нескорозжений Артем Олегович (Neskorozhnyi Artem)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри «Деталі машин і теорії механізмів і машин»; м. Харків, Україна; e-mail: [nao@m-imprex.com.ua](mailto:nao@m-imprex.com.ua)

**Лебединець Денис Віталійович (Lebedynets Denys)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістрант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-3344-3130>; e-mail: [denys.lebedynets@mit.khpi.edu.ua](mailto:denys.lebedynets@mit.khpi.edu.ua)

ПРИКЛАДНІ  
ДОСЛІДЖЕННЯ

APPLIED  
RESEARCH

**О. Г. ГРИБ, І. Т. КРАПАЛЮК, С. В. ШВЕЦЬ, Т. С. ДОНЕЦЬКА, О. В. ДЯЧЕНКО**

## **ВТРАТИ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ В ЕНЕРГЕТИЧНІЙ СИСТЕМІ УКРАЇНИ ТА ЇХ ЗНИЖЕННЯ ЗА РАХУНОК ВПРОВАДЖЕННЯ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ**

Розглядається питання щодо втрат електричної енергії в енергетичній системі України. Показано тенденції зміни величини втрат за останні роки у бік зростання. Таке збільшення втрат призвело не тільки до фіксації суто технічних параметрів, а й призвело до фінансових втрат у країні та споживачів на десятки мільярдів гривень. Показано статистичні дані щодо рівня загальносвітових втрат електричної енергії, що показує загальносвітову тенденцію у зменшенні величин втрат. Тенденцію щодо зниження втрат реалізують усі розвинені країни. Дані щодо втрат електроенергії корелюють з економічним розвитком країни. Значні величини втрат є ознакою негативних явищ економіки, і навпаки, малі величини втрат є ознакою стійкого економічного стану. Було проаналізовано структуру втрат. Запропоновано загальне подання втрат, яке отримало графічне представлення у вигляді діаграми, де розглядаються два види втрат електричної енергії: технологічні та комерційні. Такий поділ на групи втрат дозволив відокремити проаналізовані частини. Розглянуто саме ті види втрат, на які є найменший сторонній вплив людини, такі як крадіжки, руйнування обладнання, неплатежі та ін. Природа таких впливів не є технічною, тому вони не розглядалися. Проведено паралель між рівнем зносу обладнання та рівнем втрат електроенергії. Показано логічний ланцюжок, щоб зменшити втрати необхідно оновити обладнання. Енергетична система включає різні елементи і є дуже розгалуженою. Її можна виміряти не лише значною кількістю елементів обладнання, а й вартістю цих елементів. Загальна вартість енергетичної системи дуже значна, і провести енергопереоснащення можливо лише поетапно. Пропонується виділити елементи енергосистеми, які найбільш чутливі з погляду їхнього впливу на втрати, для яких переозброєння було б логічно проводити насамперед. Однак, виходячи з міжнародного досвіду, запропоновано, при плануванні відновлення енергосистеми відразу прийняти найперспективніший напрямок, а саме не звичайне переобладнання мереж за рахунок встановлення нового обладнання, а зробити якісний крок по впровадженню системи постійного струму в низьковольтних мережах до 10 кВ включно. Що за дослідженнями європейських вчених дозволить суттєво знизити втрати, підвищити керованість мереж, підвищити якість електричної енергії.

**Ключові слова:** втрати електричної енергії, структура втрат, низьковольтні мережі, постійний струм, споживач, електрична станція.

**O. GRUB, I. KRAPALYUK, S. SHVETS, T. DONETSKA, O. DIACHENKO**

## **LOSSES OF ELECTRIC ENERGY IN THE ENERGY SYSTEM OF UKRAINE AND THEIR REDUCTION DUE TO THE INTRODUCTION OF DIRECT CURRENT**

The issue of losses of electrical energy in the energy system of Ukraine is considered. Tendencies of changes in the value of losses in the direction of growth in recent years are shown. Such an increase in losses led not only to the fixation of purely technical parameters, but also led to financial losses in the country and consumers in the amount of tens of billions of hryvnias. Statistical data on global losses of electrical energy are shown, showing a global trend in reducing the magnitude of losses. The trend to reduce losses is being implemented by all developed countries. Data on electricity losses correlate with the economic development of the country. Significant losses are a sign of negative phenomena in the economy, and vice versa, small losses are a sign of a stable economic condition. The structure of losses was analyzed. A general representation of losses has been proposed, which has received a graphical representation in the form of a diagram, where two types of electrical energy losses are considered: technological and commercial. Such a division into groups of losses made it possible to separate the analyzed parts. It is precisely those types of losses that are least affected by extraneous human impact, such as theft, destruction of equipment, non-payments, etc., are considered. The nature of such influences is not technical, so they were not considered. A parallel is drawn between the level of equipment wear and the level of electricity losses. A logical chain is shown, in order to reduce losses it is necessary to upgrade the equipment. The energy system includes different elements and is very branched. It can be measured not only by a significant number of equipment items, but also by the cost of these items. The total cost of the energy system is very significant, and it is only possible to carry out energy re-equipment in stages. It is proposed to identify the elements of the energy system that are most sensitive in terms of their impact on losses, for which it would be logical to carry out rearmament in the first place. However, based on international experience, it was proposed that when planning the restoration of the power system, immediately take the most promising direction, namely, not the usual re-equipment of networks through the installation of newer equipment, but to take a qualitative step towards introducing a DC system in low-voltage networks up to 10 kV inclusive. Which, according to the studies of European scientists, will significantly reduce losses, increase the controllability of networks, and improve the quality of electrical energy.

**Keywords:** electrical energy losses, structure of losses, low-voltage networks, direct current, consumer, electric power station.

**Постановка проблеми.** Одна із основних проблем енергетичного комплексу України – це втрати електричної енергії. Величина втрат не є постійною величиною, вона змінюється не тільки від сезону до сезону в межах одного року, але й між роками. В Україні величина втрат за останні роки змінюється в сторону збільшення [1]. Так в [1] зазначається, що «Втрати електричної енергії в електромережах у 2020 році зросли до 10,4%, що коштувало країні та споживачам десятки мільярдів гривень». Автори в [1] приводять для порівняння з 2020 роком величину втрат електроенергії в мережах у 2018 році, тоді цей показник становив 9,8%.

Можна порівняти стан втрат електричної енергії в інших країнах світу. Якщо розглянути

середньосвітові величини показників втрат, то відповідно [2], вони також не є константою і мають динаміку, що показана на рис. 1.

На рис. 1 показано часовий відрізок з 2000 по 2014 роки. Як можна побачити, середньосвітове значення втрат електричної енергії знижується. Що засвідчує загально світову тенденцію – зменшення втрат електричної енергії. І це зрозуміло, бо втрати енергії – це здорожчання самої електричної енергії і, як наслідок, здорожчання продукції, зниження конкурентоздатності. Так сталося, що Україна вибивається із загально світової тенденції. Коли переважна більшість країн світу знижує втрати, то в Україні спостерігається протилежна динаміка. І це вкрай небезпечна тенденція.

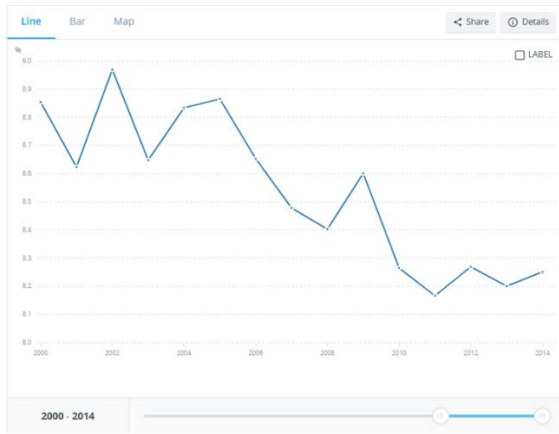


Рис. 1. Середньосвітова динаміка втрат електричної енергії у відсотках до від відпущеної

Якщо розглянути тільки країни із найбільшими втратами електроенергії (рис. 2), то можна провести паралель із економічним станом в таких країнах – Нігер 42 %, Венесуела 36 %, Гондурас 35 %.

Country	Most Recent Year	Most Recent Value
Togo	2014	71
Libya	2014	70
Benin	2008	61
Haiti	2014	60
Iraq	2014	51
Congo, Rep.	2014	45
Niger	2014	42
Namibia	2014	36
Venezuela, RB	2014	36
Honduras	2014	35

Рис. 2. Перелік країн із найбільшими відсотками втрат електричної енергії

В той же час країни із найменшими втратами електричної енергії – це країни із найбільш сталими економіками (рис. 3): Сінгапур 2 %, Німеччина 4 %, Фінляндія 4 %.

В чому полягає основна причина значних втрат електричної енергії? Більшість авторів [1, 3–5] схильються, що величина втрат пов'язана із технічним станом енергетичного обладнання, розвитком систем управління, часткою оновлення обладнання енергетичних систем, використання сучасних технологій в енергетичній сфері, низькою якістю електричної енергії.

#### Структура втрат електричної енергії.

Структура втрат електричної енергії розглядалася різними авторами із різною метою [6–11]. Наприклад, відокремлення втрат за якимось впливом або залежність втрат від неякості електроенергії. Є моменти формалізації структури втрат в залежності від використовуваних технологічних процесів генерування і передачі електричної енергії. Тому структура втрат, запропонована різними авторами,

тракується ними не як загальна, а як така, що підкреслює деякі фізичні процеси, або технологічні особливості.

Country	Most Recent Year	Most Recent Value
Singapore	2014	2
Trinidad and Tobago	2014	2
Slovak Republic	2014	2
Iceland	2014	3
Israel	2014	3
Gibraltar	2014	3
Korea, Rep.	2014	3
Germany	2014	4
Bahrain	2014	4
Cyprus	2014	4
Finland	2014	4

Рис. 3. Перелік країн із найменшими відсотками втрат електричної енергії

Зрозуміло, щоб визначити втрати необхідно виконати заміри обсягів потужності електричної енергії.

Електрична енергія має деякі особливості:

- весь обсяг виробленої електричної енергії буде витрачено;
- споживачі можуть використати тільки стільки енергії, скільки її вироблено;
- накопичення енергії в мережі не розглядається.

Електрична мережа має значну протяжність і розгалуженість. Для обліку електричної енергії в мережі використовують відповідні прилади обліку. І за умови складної схеми електричної мережі використовується значна кількість приладів обліку і до того ж вони рознесені в просторі. Виходячи з того, що швидкість передавання електричної енергії дуже висока і становить майже швидкість світла, і, за умови, що накопичення в мережі не розглядається, то показання приладів обліку мають бути синхронізовані за часом проведення замірів. Прилади обліку встановлюють на межі балансової відповідальності. Спрощене представлення електричної мережі показано на рис. 4, з відмітками меж відповідальності.



Рис. 4. Спрощене представлення електричної мережі від електростанції до споживача

Перша межа відповідальності знаходиться на підстанції електричної станції, що виконує генерацію електричної енергії. За показанням приладів, що знаходяться на цій межі відповідальності, контролюється весь обсяг відпущеної електричної



енергії в мережу ( $W_e$ ). Електрична енергія, що поступила в мережу, передається магістральними мережами на значні відстані і після транспортування по локальній мережі розподіляється і подається споживачам, де і споживається. У кожного споживача на межі відповідальності встановлюється прилад обліку, який і фіксує обсяги електричної енергії, що використані споживачем ( $W_{si}$ ). Всі показання приладів обліку споживачів сумуються:

$$W_s = W_{s1} + W_{s2} + \dots + W_{sn}$$

Отримане значення віднімається від того значення, що було відпущено в мережу електричною станцією. Слід звернути увагу, що показання приладів обліку мають бути синхронізовані в часі і записані за певний однаковий проміжок часу і для генерації і для споживання, що вимагають особливості електричної енергії. Якщо синхронізація за часом не збережена, то показання приладів не будуть виводити дійсності:

$$W_d = W_e - W_s$$

Ми розглядаємо спрощений випадок, коли джерелом електричної енергії виступає тільки електрична станція. Тоді обсяг спожитої електричної енергії ( $W_s$ ) не може бути більше, ніж відпущеної в мережу ( $W_e$ ). Тобто завжди  $W_e > W_s$ , і, відповідно, втрачена електрична енергія ( $W_d$ ) буде більше нуля  $W_d > 0$ . Що для наочності представлено на рис. 5.

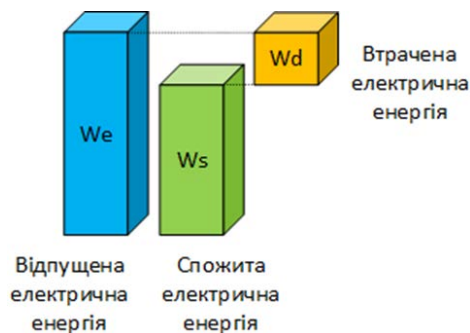


Рис. 5. Втрачена електрична енергія

Якщо розглядати електричну енергію як товар, то стає зрозумілим бажання всіх виробників зменшити втрати товарів. Електроенергія була вироблена, але не поступила до споживача.

Розглянемо структуру втраченої електроенергії ( $W_d$ ).

Під час передачі і розподілу електричної енергії обов'язково будуть мати місце витрати енергії на підтримку технологічного процесу передавання і розподілу електроенергії. Функціонування приладів та обладнання, що дозволяє забезпечити необхідні режими роботи системи, використовують саме електричну енергію. Тому такі трати мають назву технологічних втрат ( $W_t$ ). Без таких технологічних втрат робота системи неможлива. Тому технологічні втрати є зрозумілими. І їх рівень залежить від рівня розвитку технологій. Але в реальних умовах втрачена енергія ( $W_d$ ) це не тільки технологічні втрати ( $W_t$ ), а ще якісь не прогнозовані втрати ( $W_c$ ). Оплата технологічних втрат вноситься в собівартість електричної енергії. А от не прогнозовані втрати має

хтось сплатити, і вони напряму зменшують результат від комерційної діяльності, тому їх називають комерційні втрати (рис. 6).



Рис. 6. Структура втраченої електричної енергії

До комерційних втрат відносяться крадіжки електроенергії і системні неможливості урахування витоку електроенергії.

В той же час технологічні втрати можна об'єднати в три групи:

- втрати в енергетичному обладнанні;
- витрати енергії на підтримку технологічного процесу передавання і розподілу електричної енергії;
- недосконалість обліку.

Запропоноване загальне представлення втрат, відображено на діаграмі (рис. 7), де розглядаються два види втрат електричної енергії: технологічні і комерційні.



Рис. 7. Структура втрат електричної енергії

Розглянемо більш детально групи втрат в розділі технологічні втрати.

Втрати в енергетичному обладнанні. До яких ми віднесемо всі втрати, що призвели до нагріву струмопровідних елементів і місць їх з'єднання, розігрів обладнання за рахунок Джоулевого тепла, енергію, що витрачається під час стикання струму на землю за рахунок проблем ізоляції, втрати енергії на гасіння дуги і втрати під час перемикання. До технологічних також віднесемо втрати енергії під час аварій, бо кількість втраченої енергії під час аварій залежить від обладнання і рівня технологій самого обладнання.

Витрати, пов'язані із технологією передавання і розподілу електричної енергії. Ми розглядаємо втрати електроенергії, а в розділі представлені витрати на підтримку технологічного процесу. Така енергія не може бути продана або передана, бо вона необхідна для підтримання технологічного процесу транспортування та розподілу електричної енергії. Тому частку енергії, яка безповоротно втрачається

після її генерування, можна віднести до втрат. Хоча формально вона не втрачена, а витрачена на підтримання технологічного процесу. До цих втрат віднесемо витрати на підтримання самого технологічного процесу передавання електричної енергії. А саме: енергію, що витрачається в приладах вимірювання і керування; енергію на зв'язок, на обробку даних, на енергозабезпечення персоналу. Загалом такі витрати мають назву – витрати на власні потреби. Але є ще й ті, що витрачаються на узгодження різних елементів енергосистеми, їх підключення й відключення. Ці витрати також віднесемо до цього розділу.

Недосконалість приладів обліку електричної енергії. Облік електричної енергії провадиться на межі балансової відповідальності різних підприємств енергосистеми або різних її часток (елементів). За умови, що енергія, яка згенерована і відпущена в мережу, не може бути накопичена і вся і відразу споживається, то показання приладів обліку за часовими мітками мають повністю збігатися. Зрозуміло, що такий стан можливий тільки для ідеальних умов.

Прилад обліку електричної енергії, не зважаючи на його поширеність, є складним приладом. Тобто він не дешевий. Існують різні вимоги до вимірюваних величин, тому є різні види таких приладів (на різні напруги, на різну кількість фаз, на різні типи енергії – реактивна, активна і таке інше).

Відповідно до норм [13] регламентується точність приладів обліку (0,5; 1; 2).

На точність приладів обліку впливають різні фактори, які зазначені в [13]:

- зміна навколишньої температури;
- зміна напруги  $\pm 10\%$ ;
- зміна частоти  $\pm 2\%$ ;
- зворотня послідовність фаз;
- асиметрія напруги;
- гармонічні складники у колах напруги та струму;
- постійний струм та парні гармоніки у колі змінного струму;
- неспрані гармоніки у колі змінного струму;
- субгармоніки у колі змінного струму;
- індукція зовнішнього неперервного магнітного поля;
- індукція зовнішнього магнітного поля 0,5 мТл;
- радіочастотні електромагнітні поля;
- функціонування допоміжних пристроїв;
- кондуктивні завади, наведені радіочастотними полями;
- швидкі перехідні процеси (пакети імпульсів);
- загасні коливальні хвилі.

Для енергопостачальних компаній виникає економічна вимога між вартістю, точністю та строком окупності приладу обліку. Є ще інші критерії: строк експлуатації, частота перевірок, ремонтпридатність.

Для зменшення втрат при проведенні вимірювань. Точність приладу обліку призводить до необхідності дробити споживача на великі і малі об'єкти енергоспоживання і використовувати окремі прилади обліку для різних об'єктів. Це призводить до

удорожчання системи обліку.

Первинні кроки по зменшенню втрат електричної енергії найвірогідніше має сенс проводити там, де втрати є найбільшими.

Розглянемо енергетичні потоки в Україні (рис. 8).

За даними національного статистичного управління динаміка вироблення і споживання електричної енергії в Україні [14] має такий розподіл (рис. 9, 10).

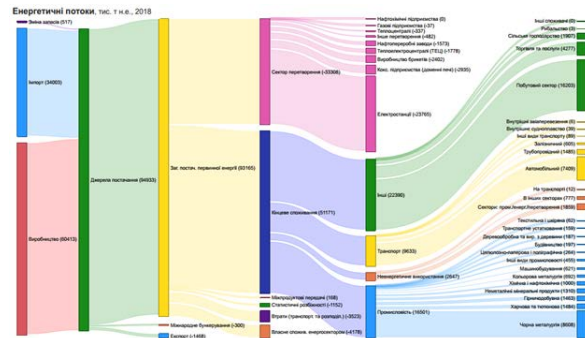


Рис. 8. Енергетичні потоки в Україні

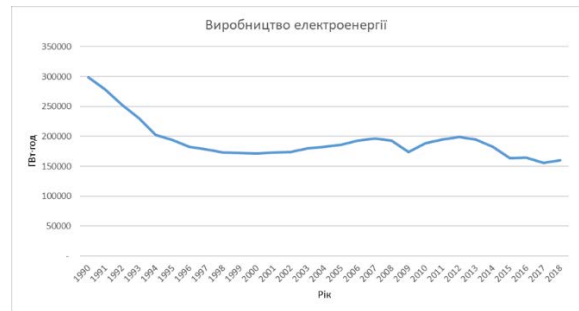


Рис. 9. Виробництво електроенергії в Україні по роках

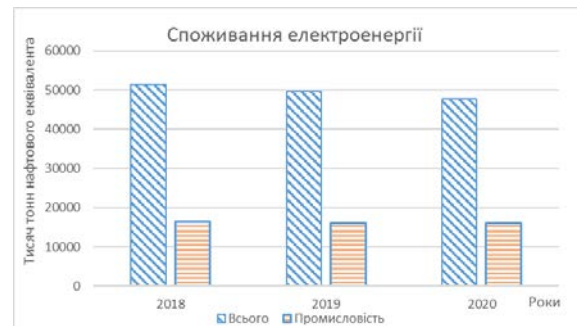


Рис.10. Споживання електроенергії в Україні по роках

В реальних умовах згенерована електрична енергія витрачається на ті самі втрати, що показані на рис. 7, як технологічні втрати.

Для технологічних втрат можна вираховувати деякі залежності, і вони можуть бути розраховані із певною точністю. Так для енергетичної системи України вираховування рівня технологічних втрат виконується за «Методичними рекомендаціями визначення технологічних витрат електричної енергії в трансформаторах і лініях електропередавання» [12]. Проте за класифікацією авторів таке визначення не є повним і більше відповідає втратам в енергетичному обладнанні (рис. 11). А от визначення витрат на власні потреби задається деяким нормативом споживання, а

не вираховується наприклад відповідно до стану зношеності обладнання, або інших змінних параметрів.



Рис. 11. Окремі позиції втрат електроенергії в Україні по роках

Автори в [1] наводять такі дані «понад 70 % електричних мереж в Україні застаріли та перебувають в аварійному стані. За кількістю та тривалістю відключень споживачів Україна є лідером серед країн Європи».

Зрозуміло, що стан зношеності обладнання електроенергетичної системи України продовжує збільшуватися. Відповідно можна провести паралель рівень зношеності і рівень втрат електроенергії. Тобто вочевидь, щоб зменшити втрати, необхідно оновити обладнання. Але енергетична система включає в себе різні елементи і є дуже розгалуженою і її можна виміряти не тільки значною кількістю елементів обладнання але й вартістю цих елементів. І провести енергопереоснащення можливо тільки поетапно. І це все одно можливе тільки за наявності дуже значних фінансових ресурсів. Потрібно визначитися із найчутливішими елементами енергосистеми з точки зору їх впливу на втрати.

Ще раз звернемо увагу, що наведена структура втрат не включає втрати, що виникають в результаті дії людини (крадіжки, руйнування обладнання, неплатежі і тощо). Такі втрати погано прогнозуються і боротьба із ними здебільшого залежить не від обладнання, а від організаційних і соціальних заходів.

Як видно із діаграми (рис. 12) найбільший відсоток витрат пов'язаний із втратами в високовольтних лініях електропередач 64 %. На другому місці є втрати на коронний розряд 17 %. Для значного зменшення втрат необхідно в першу чергу зменшити втрати саме по цих позиціях.



Рис. 12. Середньостатистичний розподіл втрат енергокомпанії рівня облэнерго, (%)

Питанням займалися різні вчені [2, 17, 18]. Висновок по зменшенню втрат було запропоновано в заміні змінного струму на постійний струм в низьковольтних схемах електропостачання. Тобто від 0,4 кВ до 10 кВ перевести електричні мережі на постійний струм (DC). Для виконання такої задачі в рамках європейських наукових досліджень Horizon Europe були виділені гранти на розробку методики поступового переходу зі змінного струму на постійний струм [18, 19]. Такі дослідження охоплюють понад 14 європейських університетів із сумарним бюджетом понад 6,656 млн. євро.

**Висновки.** Розуміючи, що енергосистема України зношена, і, до того ж, постраждала в наслідок руйнівних дій військової агресії російської федерації, виникає необхідність відновлення елементів енергосистеми України. Авторі пропонують при плануванні відновлення енергосистеми відразу прийняти найперспективніший напрям, а саме – переобладнання мереж на систему постійного струму в низьковольтних мережах до 10 кВ включно. Використання постійного струму в мережі дозволить зменшити втрати, підвищити керованість, підвищити якість електричної енергії.

#### Список літератури

- Гурковська Н. *Втрахи електроенергії в українських мережах у 2020 році перевищили 10 %*. URL: <https://www.rbc.ua/rus/news/poteri-elektroenergi-ukrainskih-setyah-2020-1627646052.html> (дата звернення: 08.08.2023).
- Electric power transmission and distribution losses (% of output)*. URL: <https://data.worldbank.org/indicator/EG.ELC.LOSS.ZS?end=2014&start=2000&view=chart> (дата звернення: 08.08.2023).
- Онищенко В. А., Самойленко І. А., Гриб О. Г., Жаркин А. Ф., Васильченко В. І., Ущуповский К. В., Сендерович Г. А., Светелик А. Д., Кондратенко К. І., Довгалюк О. Н., Щербакова П. Г., Захаренко Н. С. *Анализ и оценка экономических ущербов от низкого качества электрической энергии*. Харьков: ИП «Граф-Ікс», 2013. 329 с.
- Зниження втрат електроенергії в мережах на її транспортування. Заходи щодо покращання роботи зі споживачами. *Новини енергетики*. 2002. № 7. С. 1–59.
- Гриб О. Г., Сокол Е. І., Жаркин А. Ф., Васильченко В. І., Тесик Ю. Ф. *Качество электрической энергии. Том 2. Контроль качества электрической энергии*. Харьков: ИП «Граф-Ікс», 2014. 244 с.
- Дерзкий В. Г. *Экспертиза структуры потерь электроэнергии в распределительных сетях Минтопэнерго. Энергетика та електрифікація*. 2002. № 4. С. 18–22.
- Железко Ю. С., Артемьев А. В., Савченко О. В. *Расчет технологических потерь электроэнергии в электрических сетях. Энергетик*. 2003. № 2. С. 29–33.
- Железко Ю. С. *Потери электроэнергии. Реактивная мощность. Качество электроэнергии: руководство для практических расчетов*. 2009. 456 с.
- Красовський П. Ю., Ципленков Д. В. *Методи та засоби зниження технічних втрат електроенергії в елементах систем електропостачання. Електротехніка та електроенергетика*. 2015. № 1. С. 77–82.
- Шкрабец Ф. П., Красовський П. Ю. *Расчет технологических потерь электроэнергии в воздушных ЛЭП с учетом срока эксплуатации. Гірнична електромеханіка та автоматика*. 2014. Вип. 93. С. 48–50.
- Красовський П. Ю. *Расчет технологических потерь электроэнергии в силовых трансформаторах с учетом срока эксплуатации. Електрифікація транспорту*. 2015. № 10. С. 74–80.
- Методичні рекомендації визначення технологічних витрат електричної енергії в трансформаторах і лініях електропередавання. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0399732-13#Text> (дата звернення: 09.08.2023).

13. ДСТУ ІЕС 62053-21:2012. Засоби вимірювання електричної енергії змінного струму. Спеціальні вимоги. Частина 21. Лічильники активної енергії статичні (класів точності 1 та 2) (61232) / Нац. стандарт України. Київ: Мінекономрозвитку України, 2013. 16 с.
14. Динамічні ряди показників енергетичних балансів за 1990–2018 роки. URL: [https://ukrstat.org/uk/operativ/operativ2019/ener/drpeb/dr\\_u.htm](https://ukrstat.org/uk/operativ/operativ2019/ener/drpeb/dr_u.htm) (дата звернення: 05.08.2023).
15. Жежеленко І. В., Сасенко Ю. Л. Показники якості електроенергії та їхній контроль на промислових підприємствах. 2000. 252 с.
16. IEEE Recommended Practice for Monitoring Electric Power Quality, in IEEE Std 1159-1995. 70 p. doi: 10.1109/IEEESTD.1995.79050
17. Can we eliminate these 3 types of line losses in transmission systems? URL: <https://www.cencepower.com/blog-posts/line-losses-power-transmission-3-types> (дата звернення: 09.08.2023).
18. HVDC-WISE. URL: <https://hvdc-wise.eu/> (дата звернення: 09.08.2023).
19. D8.8: Visual identity, project website and social media networks. HVDC-WISE, 2022.
- [Calculation of technological losses of electric power in electric networks]. *Enerhetyk*. 2003, no. 2, pp. 29–33.
8. Zhelezko Yu. S. *Poteri elektroenergii. Reaktivnaya moshchnost'. Kachestvo elektroenergii: rukovodstvo dlya prakticheskikh raschetov* [Power losses. Reactive power. Electricity quality: guide for practical calculations]. 2009. 456 с.
9. Krasovs'kyy P. Yu., Tsyplyenkov D. V. Metody ta zasoby znyzhennya tekhnichnykh vtrat elektroenerhiyi v elementakh system elektropostachannya [Methods and means of reducing technical power losses in elements of power supply systems]. *Elektrotehnika ta elektroenerhetyka*. 2015, no. 1, pp. 77–82.
10. Shkrabets F. P., Krasovs'kyy P. Yu. Raschet tekhnologicheskikh poter' elektroenergii v vozduzhnykh LEP s uchetom stroka ekspluatatsii [Calculation of technological losses of electric power in overhead power lines taking into account service life]. *Hirnycha elektromekhanika ta avtomatyka*. 2014, issue 93, pp. 48–50.
11. Krasovs'kyy P. Yu. Raschet tekhnologicheskikh poter' elektroenergii v silovykh transformatorakh s uchetom stroka ekspluatatsii [Calculation of technological losses of electric power in power transformers with regard to service life]. *Elektryfikatsiya transportu*. 2015, no. 10, pp. 74–80.
12. *Metodychni rekomendatsiyi vyznachennya tekhnologichnykh vytrat elektrychnoyi enerhiyi v transformatorakh i liniyakh elektroperedavannya* [Methodological recommendations for determining the technological consumption of electricity in transformers and power lines]. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0399732-13#Text> (accessed 09.08.2023).
13. DSTU IEC 62053-21:2012. Zasoby vymiryuvannya elektrychnoyi enerhiyi zminnoho strumu. Spetsial'ni vymohy. Chastyna 21. Lichyl'nyky aktyvnoyi enerhiyi statychni (klasiv tochnosti 1 ta 2) (61232) [State Standard 62053-21:2012. Electricity metering equipment (a.c.). Particular requirement. Part 21: Static meters for active energy (classes 1 and 2)]. Kyiv: Ministry of Economic Development and Trade of Ukraine Publ., 2013. 16 p.
14. *Dynamichni ryady pokaznykiv enerhetychnykh balansiv za 1990–2018 roky* [Time series of energy balance indicators for 1990–2018]. Available at: [https://ukrstat.org/uk/operativ/operativ2019/ener/drpeb/dr\\_u.htm](https://ukrstat.org/uk/operativ/operativ2019/ener/drpeb/dr_u.htm) (accessed 05.08.2023).
15. Zhezhelenko I. V., Sayenko Yu. L. *Pokaznyky yakosti elektroenerhiyi ta yikhniy kontrol' na promyslovykh pidpryyemstvakh* [Electricity quality indicators and their control at industrial enterprises]. 2000. 252 p.
16. IEEE Recommended Practice for Monitoring Electric Power Quality, in IEEE Std 1159-1995. 70 p. doi: 10.1109/IEEESTD.1995.79050
17. Can we eliminate these 3 types of line losses in transmission systems? Available at: <https://www.cencepower.com/blog-posts/line-losses-power-transmission-3-types> (accessed 09.08.2023).
18. HVDC-WISE. Available at: <https://hvdc-wise.eu/> (accessed 09.08.2023).
19. D8.8: Visual identity, project website and social media networks. HVDC-WISE, 2022.

## References (transliterated)

1. Hurkovs'ka N. *Vraty elektroenerhiyi v ukraïns'kykh merezhakh u 2020 rotsi perevyschly 10 %* [Electricity losses in Ukrainian grids exceeded 10% in 2020]. Available at: <https://www.rbc.ua/rus/news/poteri-elektroenergii-ukraïnskih-setyah-2020-1627646052.html> (accessed 08.08.2023).
2. *Electric power transmission and distribution losses (% of output)*. Available at: <https://data.worldbank.org/indicator/EG.ELC.LOSS.ZS?end=2014&start=2000&view=chart> (accessed 08.08.2023).
3. Onishchenko V. A., Samoilenko I. A., Grib O. G., Zharkin A. F., Vasil'chenko V. I., Ushchapovskiy K. V., Senderovich G. A., Svetelik A. D., Kondratenko K. I., Dovgalyuk O. N., Shcherbakova P. G., Zakharenko N. S. *Analiz i otsenka ekonomicheskikh ushcherbov ot nizkogo kachestva elektricheskoy energii* [Analysis and assessment of economic damage from poor quality electricity]. Kharkov, PP "Graf-Iks" Publ., 2013. 329 p.
4. Znyzhennya vtrat elektroenerhiyi v merezhakh na yiyi transportuvannya. Zakhody shchodo pokrashchannya roboty zi spozhyvachamy [Reducing electricity losses in the grid due to transmission. Measures to improve customer relations]. *Novyny enerhetyky*. 2002, no. 7, pp. 1–59.
5. Grib O. G., Sokol E. I., Zharkin A. F., Vasil'chenko V. I., Tesik Yu. F. *Kachestvo elektricheskoy energii. Tom 2. Kontrol' kachestva elektricheskoy energii* [Quality of electrical energy. Vol. 2. Quality control of electrical energy]. Kharkov, PP "Graf-Iks" Publ., 2014. 244 p.
6. Derzskiy V. G. *Ekspertiza struktury poter' elektroenergii v raspredelitel'nykh setyakh Mintopenergo* [Expertise of the structure of electricity losses in distribution grids of the Ministry of Fuel and Energy]. *Enerhetyka ta elektryfikatsiya*. 2002, no. 4, pp. 18–22.
7. Zhelezko Yu. S., Artem'ev A. V., Savchenko O. V. *Raschet tekhnologicheskikh poter' elektroenergii v elektricheskikh setyakh*

Надійшло (received) 20.08.2023

## Відомості про авторів / About the Authors

**Гриб Олег Герасимович (Grib Oleg)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4758-8350>; e-mail: [oleg47gryb@gmail.com](mailto:oleg47gryb@gmail.com)

**Карпалюк Ігор Тимофійович (Karpaliuk Igor)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5634-6807>; e-mail: [humpway@gmail.com](mailto:humpway@gmail.com)

**Швець Сергій Вікторович (Shvets Sergey)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3716-141X>; e-mail: [se55sh32@gmail.com](mailto:se55sh32@gmail.com)

**Донецька Тетяна Сергіївна (Donetska Tetiana)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0925-1001>; e-mail: [iierusalimovtat@gmail.com](mailto:iierusalimovtat@gmail.com)

**Дяченко Олександр Васильович (Diachenko Oleksandr)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7232-6585>; e-mail: [diachenko.a.v@ukr.net](mailto:diachenko.a.v@ukr.net)



**М. І. ЧЕРПАКОВ****АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ШЛЯХУ ТА МЕТОДІВ СИНТЕЗУ СХЕМ ГІДРОПНЕВМОАГРЕГАТІВ**

Метою цієї статті є визначення основних методів синтезу схем гідропневмоагрегатів та побудовання шляху, якого можна дотримуватись при побудові схем із управляючими автоматами. Завдяки визначенню основних підходів структурного синтезу, а саме елементний, агрегатний та їх комбінація, була побудована структурна організація цих підходів. Розглянуто основні методи синтезу схем гідропневмоагрегатів, які починаються з формалізованого опису завдання. Розглянуті принципи побудови схем на першій ланці містять у собі стандартну позиційну структуру. Розглянута сутність позиційної структури та перехід до мінімізованої структури. Визначені аспекти синтезу мінімізованої структури та стандартної позиційної структури у контексті систем лінійних рівнянь. Розглянуті методи із застосуванням систем логічних рівнянь та матриць відповідностей. Розглянуті методи синтезу логічних рівнянь та їх подальша мінімізація з урахуванням станів системи, елементів пам'яті та вихідних пристроїв. Визначені рамки застосування теорії графів та її роль у синтезі схем гідропневмоагрегатів. Розглянуті основні положення застосування методів декомпозиції. Розглянутий метод синтезу схем із позиціонуванням гідропневмоагрегатів шляхом реалізації на датчиках та несилкових упорах. Звернена увага на застосування промислових логічних контролерів та їх роль у сучасних методах реалізації схем на практиці. Підкреслені переваги та недоліки цих методів, а також надані деякі алгоритми роботи.

**Ключові слова:** синтез схем, гідропневмоагрегат, методи декомпозиції, стандартна позиційна структура, позиціонування, управляючий автомат.

**М. CHERPAKOV****ANALYTICAL REVIEW OF THE WAY AND METHODS OF SYNTHESIS OF HYDROPNEUMATIC UNITS SCHEMES**

The purpose of this article is to determine the main methods of synthesizing hydropneumatic units circuits and to build a path that can be followed when building circuits with control machines. Thanks to the definition of the main approaches of structural synthesis, namely elemental, aggregate and their combination, the structural organization of these approaches was built. The article discusses the main methods of synthesizing schemes of hydropneumatic units, which begin with a formalized description of the task. The considered principles of building schemes on the first link contain a standard positional structure. The essence of the positional structure and the transition to a minimized structure are considered. Aspects of the synthesis of the minimized structure and the standard positional structure in the context of systems of linear equations are determined. Considered methods using systems of logical equations and correspondence matrices. The methods of synthesis of logic equations and their subsequent minimization taking into account the states of the system, memory elements and output devices are considered. The framework of the application of graph theory and its role in the synthesis of schemes of hydropneumatic units are defined. The main provisions of the application of decomposition methods are considered. The method of synthesis of schemes with positioning of hydropneumatic units by implementation on sensors and non-power stops is considered. Attention is drawn to the application of industrial logic controllers and their role in modern methods of implementation of schemes in practice. The advantages and disadvantages of these methods are highlighted, as well as some work algorithms are provided.

**Keywords:** synthesis of schemes, hydropneumatic unit, decomposition methods, standard positional structure, positioning, control machine.

**Вступ.** У проектуванні схем гідропневмоагрегатів важливо розуміти який шлях розробник має пройти від початку своєї роботи до її здачі. Це базове розуміння принципів роботи, інструментів та методів синтезу схем. Грунтуючись на [1] можна виділити наступний шлях та методи у синтезі схем гідропневмоагрегатів.

Одним з перших та основних питань під час проектування схем є формалізація опису роботи системи управління. Формалізація опису роботи системи гідро- або пневмоприводів технологічного об'єкта дозволяє перейти від вербального до математичного опису роботи системи, тобто перетворити першоджерело у математичну модель, яка дозволить синтезувати необхідну схему системи управління.

Етап формалізації опису тісно пов'язаний з етапом структурного синтезу, оскільки спосіб опису багато в чому визначає метод структурного синтезу. Можна визначити два методи для структурного синтезу гідро- і пневмоприводів різноманітних промислових роботів та автоматичних систем. Це елементний та агрегатний методи. [1]

Елементний підхід до логічного проектування [1, 2] включає такі основні етапи: складання

формалізованого опису роботи управляючого апарата (наприклад, у вигляді таблиць вмикань); послідовне введення елементів пам'яті з перевірками реалізації; одержання системи логічних рівнянь та її мінімізація; реалізація системи рівнянь засобами автоматики.

Вхідні сигнали 1 (від зовнішніх джерел) і 2 (які контролюють положення виконавчих пристроїв) подаються на входи блока пам'яті П, який містить тригери з роздільними входами. Додатково, сигнали 3, отримані з виходу блока логіки Л, що містить логічні елементи, подаються на входи блока пам'яті, а також використовуються для включення виконавчих пристроїв. На входи блока логіки Л поступають вхідні сигнали 2, що контролюють положення виконавчих пристроїв, вхідні сигнали 1 від зовнішніх джерел і сигнали 4 з виходів блока пам'яті П. Схема представлена на рис. 1, а.

При структурному синтезі спочатку визначається послідовність роботи виконавчих пристроїв (наприклад,  $\Pi_1^+ \Pi_2^+ \Pi_2^- \Pi_1^-$ , де  $\Pi^+$  позначає переміщення штоку циліндра у кінцеву позицію,  $\Pi^-$  – переміщення штоку в початкову позицію), визначаються методи перемикання позиції циліндрів (перемикач, тощо) і на основі цього будується циклограма, яка є втіленням формалізованого опису.

© М. І. Черпаков, 2023



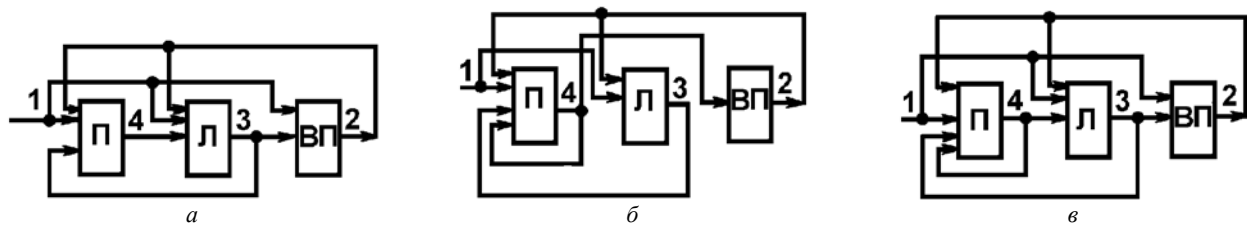


Рис. 1. Структурная організація систем гідро- і пневмоприводів:  
 а – елементний підхід; б – агрегатний підхід; в – симбіоз підходів

На основі даних такої таблиці-циклограми проводиться аналіз, який дозволяє визначити, в яких переходах з'являються однакові вхідні набори, які приводять до введення елемент пам'яті для даного циклу. Крім того, при складанні логічних рівнянь для даного циклу слід виконати інтуїтивну перевірку на відсутність помилкових спрацювань виконавчих пристроїв. Мінімізацію логічних рівнянь можна виконати з використанням відомих карт Карно.

Елементний принцип побудови (порівняно з агрегатним) помітно збільшує швидкодію схем; він використовується на практиці у швидкодіючих об'єктах автоматизації.

Агрегатний підхід [1, 3] дозволяє створити схему системи управляючого апарату шляхом компонування окремих блоків. Це спрощує процес побудови системи та скорочує час, потрібний для її проектування. Структурна організація агрегатного підходу представлена на рис. 1, б.

На входи блока пам'яті П подаються такі сигнали: вхідні сигнали 1 від зовнішніх джерел, сигнали 2, що відповідають за контроль положення виконавчих пристроїв, а також сигнали з виходів 3 блока логіки і сигнали з виходів 4 блока пам'яті. Блок логіки Л отримує на входи сигнали 1 і сигнали 2. Сигнали 4 для активації виконавчих пристроїв надходять з виходу блока пам'яті. Наявність блока пам'яті дозволяє вимкнути різні неприпустимі стани системи.

Цей опис може бути переведений на формалізовані мови для початкового аналізу. Під час структурного синтезу системи він використовується безпосередньо, і кількість тригерів у визначається кількістю переходів між технологічними операціями, а кількість логічних елементів – кількістю кон'юнкцій, що дорівнює числу тригерів плюс число блокувань, та ін.

Основним недоліком агрегатного підходу є надмірність структури, що ускладнює схему. Розвиток агрегатних методів проектування наклав відбиток і на формалізацію опису роботи управляючих автоматів великої розмірності. Були розроблені компактні форми опису у вигляді логічних схем алгоритмів і графів, а також методи їх мінімізації. Граф – це безліч яких-небудь елементів, зв'язаних між собою співвідношеннями [4]. Слід відзначити: логічні схеми алгоритмів (алгебраїчна форма) можуть бути подані у вигляді графів переходів (рис. 2 – приклад графа переходів).

Найбільш доцільними є методи проектування, які ґрунтуються на симбіозі двох існуючих підходів, з

урахуванням їх позитивних особливостей (рис. 1, в). При цьому як формалізований опис був прийнятий граф операцій, повна мінімізація якого дозволяє одержати мінімальний блок пам'яті (мінімальне число елемент пам'яті), що використовується при агрегатному підході. З елементного підходу взята ідея подовження вхідних наборів, що викликають переходи між технологічними операціями. Для реалізації такого підходу слід користуватись математичною моделлю – матрицею відповідностей, розмірність якої, на відміну від таблиць переходів і вмикань, залежить не від кількості входів і виходів, а лише від кількості станів.

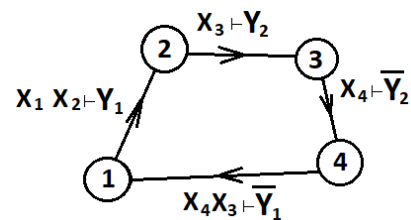


Рис. 2. Граф операцій для функцій переходів

**Стандартна позиційна структура.** Після складання формалізованого опису є не менш важливий – структурний синтез. Вибір методу структурного синтезу визначається багатьма факторами, наприклад складністю структури, швидкодією схеми та ін.

В основу принципу побудови схем з використанням стандартної позиційної структури покладено метод побудови схеми безпосередньо по графу операцій [1]. Тут використовується командоапаратний спосіб побудови. Число елементів пам'яті командоапарата вибирається таким, що дорівнює числу вершин графа операцій. У такий спосіб здійснюється одиничне кодування внутрішніх станів системи, а число внутрішніх станів збігається із числом операцій технологічного процесу. Функції включення елемент пам'яті  $S = f(p, y)$  залежать від вхідного сигналу та від значення виходу попереднього елемента пам'яті:

$$S_i = p_i y_{i-1},$$

де  $S_i$  – сигнал включення  $i$ -го елемент пам'яті;  $p_i$  – вхідний набір сигналів, що переводить систему від одного стану в інший в  $i$ -му переході;  $y_{i-1}$  – вихідний сигнал елемента пам'яті у попередньому переході ( $i - 1$ ). Наступним за останнім переходом є перший.

Функції виходів у цьому випадку  $z = f(y)$  залежать лише від внутрішніх станів і не залежать від

вхідних наборів:

$$z_m = y_i,$$

де  $z_m$  – функція виходу  $m$ .

**Мінімізована структура. Метод М. Черкашенко.** Після визначення структури її треба мінімізувати, тобто визначити число внутрішніх станів, які дорівнюють числу елементів пам'яті блока пам'яті. За наступним алгоритмом [1, 5–7] на виході отримуємо мінімізований граф операцій:

1. Вибираємо число вершин графа  $G$ , яке дорівнює числу підмножин  $|B|$  розбиття, яке має найбільше число блоків.

2. Однакові елементи блоків відносимо до однієї петлі й суміжної з нею наступної дуги графа  $G$  (якщо такі існують).

3. Розміщуємо на дугах, які не є петлями, останні елементи підмножин. Якщо на одній дузі, що не є петлею, виявляються неоднакові елементи (секвенції), то вони відзначаються номером контуру, до якого вони належать.

4. Записуємо (зверху вниз) на петлях упорядковані підмножини розбивки (без останніх елементів). Різні елементи, які належать до різних контурів, визначаються відповідними номерами.

**Синтез логічних рівнянь.** Наступним кроком йде синтезування безпосередньо логічних рівнянь. Метод структурного синтезу управляючих автоматів пневмо- і гідроприводів поєднує агрегатний та елементний підходи та дозволяє одержати систему лінійних рівнянь (СЛР), що описує схему управляючого автомата. У гідро- і пневмоприводах є різноманітні вузли, виконавчі пристрої, що отримують робочу рідину від пневморозподільників з дво- й однобічним управлінням.

Структурний синтез логічної схеми дозволяє одержати СЛР, що математично описує цю схему. СЛР містить рівняння для вмикання і вимикання кожного елемента пам'яті і кожного виконавчого пристрою. Мінімізація СЛР забезпечує на етапі побудови схеми скорочення кількості елементів, вибраних як базисні. Таким чином, забезпечивши при структурному синтезі одержання мінімального числа елементів пам'яті, ми, тим самим, скорочуємо число рівнянь, що входять до СЛР, а мінімізуючи кожне рівняння, скорочуємо число базисних пристроїв.

**Метод скорочення числа рівнянь.** Скорочення числа рівнянь досягається двома шляхами: зменшенням кількості рівнянь вмикання елементів пам'яті або зменшення кількості рівнянь вмикання та вимикання виконавчих пристроїв при невикористанні елементів пам'яті у вихідному блоці управляючого апарату [1].

Запропонований метод зменшує кількість рівнянь, синтезованих внаслідок подовження наборів. У зв'язку з цим мінімізується число стовпців матриці відповідностей. Подовження знаходимо за наступним алгоритмом.

1. Для секвенції подовжується набором (де для того, щоб з переміщенням виконавчих пристроїв не відбулося їх непередбачене перемикавання. Якщо

подовження не "усунуло" одиниці, зображені курсивом, то переходимо до п. 2, якщо "усунуло", то до п. 3.

2. Набір, подовжений за п. 1, подовжуємо сигналами з набору; переходимо до п. 3.

3. Якщо подовжений за пп. 1, 2 набір не входить до всіх наборів на часовому інтервалі дії, то переходимо до п. 5. Якщо входить, то до п. 4.

4. Одержуємо остаточне подовження набору, переходимо до п. 6.

5. Функцію формуємо диз'юнкцією вхідних наборів для переходів часового інтервалу їх дії.

6. Кінець процедури.

При подовженні слід враховувати можливості елемента пам'яті внутрішньої пам'яті.

**Декомпозиція логічних рівнянь.** Наступним після структурного синтезу етапом логічного проектування є побудова у вибраному апаратному базисі схеми управляючого апарату за логічними рівняннями, одержаними при структурному аналізі. [1, 2]. Таким чином, це безпосереднє підбирання модулів, які можуть виконувати функції синтезованих логічних рівнянь. До такого модуля може відноситись пропорційний гідророзподільник із специфічно визначеним управлінням або характеристиками, що комбінують у собі інші функції [8]. Тобто при застосуванні цього методу для вирішення задачі береться готовий модуль, що виконує декілька більш простих функцій всередині одного корпусу. Також ці модулі можуть виконувати різні задачі, замінювати декілька елементів на один, тощо.

**Позиціонування.** Одна з основних вимог, що висуваються до гідропневмоагрегатів – це можливість позиціонування, тобто зупинки вихідної ланки виконавчого механізму в ряді проміжних позицій. Є декілька варіантів реалізації цього методу. Один з них – це застосування електронних, індукційних датчиків положення, які контролюються вищезгаданими контролерами, а регулюються через положення у просторі. Інший метод – застосування несилового упору у гідропневмосистемі. Перевага таких систем – відсутність датчиків зворотного зв'язку та електронної системи управління, безударна зупинка і висока повторюваність позиціонування [2]. Таким чином, використовується вихідна ланка управляючого пристрою (гідро- або пневмоциліндру), яка забезпечує рівновагу у системі шляхом взаємодії із кінцевими перемикачами. Тобто позиціонування досягається почерговим комбінуванням натиску датчиків так, щоб на кожну позицію системи була своя кількість натиснутих або відкритих датчиків з урахуванням їх точок спрацьовування [9–12]. Одним із можливих методів реалізації схеми полягає у використанні програмованих систем. Серед них найбільше розповсюдження одержали мікропроцесорні електронні системи управління. При застосуванні цього методу елементи пам'яті переходять з фізичної форми у вигляді гідро- та пневморозподільників до форми електронної у вигляді осередків пам'яті в середині контролера. Таким чином, зростає функціональна можливість, але і зростає вартість

системи, бо така система потребує управляючі елементи із електромагнітним керуванням, а у сучасних реаліях для забезпечення більшої точності та позиціонування з використанням мінімальної кількості елементів, використовується пропорційна гідро- та пневмоапаратура.

#### Список літератури

1. Черкашенко М. В. *Автоматизація проектування систем гідро- і пневмоприводів з дискретним управлінням*. Харків: НТУ «ХПІ», 2001. 182 с.
2. Rohner P. Pneumatische Schaltkombinatorik für den Praktiker. *Olhydraulik and pneumatik*. 1980. No. 9. P. 693–698.
3. Pessen D. W. Fast design of pneumatic sequencing circuits. Part 1: Introduction and fundamentals. *Hydraulics and pneumatics*. 1983. No. 8. P. 63–65. Part 2: Example 1 – one cylinder counting circuits. *Hydraulics and pneumatics*. 1983. No. 10. P. 57–58.
4. Harary F. *Graph Theory*. Boston: Addison-Wesley, 1971. 274 p.
5. Cherkashenko M. *Synthesis of minimum control systems of hydraulic and pneumatic drives*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2022. 125 p.
6. Cherkashenko M. Synthesis of discrete control systems of industrial robots. *Automation and Remote Control (USA)*. 1981. Vol. 42, no. 5. P. 676–680.
7. 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.
8. 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.
9. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
10. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. Germany: GmbH & Co, 2018. 214 p.
11. Mygushchenko R., Vurye B., Cherkashenko M., Kropachek O., Rezvaya K. *Logic devices of systems of electronic, hydraulic and pneumoautomatics*. Germany: GmbH & Co, 2021. 185 p.
12. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідравлічні машини*.

Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 534 с.

#### References (transliterated)

1. Cherkashenko M. V. *Avtomatyzatsiya proektivannyya 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. Rohner P. Pneumatische Schaltkombinatorik für den Praktiker. *Olhydraulik and pneumatik*. 1980, no. 9, pp. 693–698.
3. Pessen D. W. Fast design of pneumatic sequencing circuits. Part 1: Introduction and fundamentals. *Hydraulics and pneumatics*. 1983, no. 8, pp. 63–65. Part 2: Example 1 – one cylinder counting circuits. *Hydraulics and pneumatics*. 1983, no. 10, pp. 57–58.
4. Harary F. *Graph Theory*. Boston, Addison-Wesley Publ., 1971. 274 p.
5. Cherkashenko M. *Synthesis of minimum control systems of hydraulic and pneumatic drives*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2022. 125 p.
6. Cherkashenko M. Synthesis of discrete control systems of industrial robots. *Automation and Remote Control (USA)*. 1981, vol. 42, no. 5, pp. 676–680.
7. 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.
8. 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.
9. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
10. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. Germany, GmbH & Co Publ., 2018. 214 p.
11. Mygushchenko R., Vurye B., Cherkashenko M., Kropachek O., Rezvaya K. *Logic devices of systems of electronic, hydraulic and pneumoautomatics*. Germany, GmbH & Co Publ., 2021. 185 p.
12. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankovskyy V., Hasyuk O., Hryb O. *Hidroenerhetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny* [Hydropower engineering. Vol. 2. Hydraulic machines]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020. 534 p.

Надійшла (received) 14.09.2023

#### Відомості про автора / About the Author

**Черпаков Микита Ігорович (Cherpakov Mykyta)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8801-1489>; e-mail: [mykyta.cherpakov@gmail.com](mailto:mykyta.cherpakov@gmail.com)

**Ю. М. КУХТЕНКОВ, С. О. НАЗАРЕНКО**

## **МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ВЗАЄМОДІЇ КОНСТРУКЦІЙ З РІДИНОЮ ТА РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ І РЕЗОНАНС ЛОПАТЕВИХ ГІДРОМАШИН**

Аналіз складної взаємодії «рідина – конструкція» (Fluid Structure Interaction, FSI) є актуальною науковою проблемою для багатьох галузей промисловості, таких як гідротурбобудування, суднобудування, будівництво тощо, рішення якої присвячено значну кількість теоретичних досліджень. У роботі здійснений аналіз праць з проблем підходів, моделей, методів дослідження та найвідоміших моделюючих програмних систем FSI. Попри значні існуючі теоретичні розробки аналіз деформування високонавантажених конструкцій, включаючи гідротурбіни та насоси, потребує розвитку та адаптації відповідних моделей і програмних систем. У результаті низки виконаних досліджень була розроблена математична модель напружено-деформованого стану та виконане чисельне моделювання лопатевих гідромашин. Для відтворення руху як елементів конструкцій, так і рідини використані співвідношення механіки суцільних середовищ. При розрахунках можна визначити поля переміщень, напруг та деформацій; власні частоти коливань елементів гідротурбін та насосів, а також їх чутливість до зміни конструктивних параметрів. При цьому забезпечується комплекс заходів при створенні та удосконаленні лопатевих гідромашин із підвищеними технічними характеристиками, а також визначаються такі проектні та експлуатаційні параметри, які задовольняють умовам підвищення міцності. Розроблена методика дозволяє цілеспрямовано проводити відбудову від резонансів на стадії проектування лопатевих гідромашин різних конструктивних форм і оцінювати вплив хиб виготовлення і експлуатації. Зниження вібрації насосів, будівельних конструкцій та трубопроводів в 5–10 разів на Харківській станції біоочистки, на якій встановлені відцентрові насоси типу СДВ-9000/45,  $n = 500 \text{ хв}^{-1}$  було досягнуто шляхом встановлення додаткових опор на напірних трубопроводах після вібраційних випробувань і розрахунку трубопроводів на резонанс, також надані рекомендації для подальшої експлуатації станції.

**Ключові слова:** рідина, конструкція, методи граничних та скінченних елементів, гідротурбіна, резонанс, вібрація, відцентровий насос.

**Y. KUKHTENKOV, S. NAZARENKO**

## **MATHEMATICAL MODELS OF THE INTERACTION OF STRUCTURES WITH LIQUID AND CALCULATIONS ON THE STRENGTH AND RESONANCE OF BLADE HYDRAULIC MACHINES**

The analysis of the complex interaction "fluid – structure" (Fluid Structure Interaction, FSI) is an actual scientific problem for many industries, such as hydroturbobuilding, shipbuilding, construction, etc., the solution of which is devoted to a significant amount of theoretical research. The paper analyzes works on the problems of approaches, models, research methods and the most famous FSI modeling software systems. Despite significant existing theoretical developments, the analysis of deformation of highly loaded structures, including hydroturbines and pumps, requires the development and adaptation of appropriate models and software systems. As a result of a series of studies, a mathematical model of the stress-strain state was developed and numerical modeling of blade hydraulic machines was performed. To reproduce the movement of elements of structures and fluids, the relations of the mechanics of continuous media are used. During calculations, it is possible to determine the fields of movements, stresses and deformations; natural frequencies of oscillations of elements of hydroturbines and pumps, as well as their sensitivity to changes in structural parameters. At the same time, a set of measures is provided for the creation and improvement of blade hydraulic machines with increased technical characteristics, as well as such design and operational parameters are determined that satisfy the conditions for increased strength. The developed technique makes it possible to purposefully carry out reconstruction from resonances at the design stage of blade hydraulic machines of various structural forms and to evaluate the impact of manufacturing and operational errors. Reduction of vibration of pumps, building structures and pipelines by 5–10 times at the Kharkiv bioremediation station, which is equipped with centrifugal pumps of the FDV-9000/45 type,  $n = 500 \text{ min}^{-1}$ , was achieved by installing additional supports on pressure pipelines after vibration tests and calculation of pipelines for resonance, recommendations for further operation of the station are also provided.

**Keywords:** fluid, structure, boundary and finite element method, hydro turbine, resonance, vibration, pipelines, centrifugal pumps.

**Вступ.** Проблеми розрахункових досліджень взаємодії конструкцій з рідиною актуальні при вирішенні прикладних завдань для багатьох галузей промисловості, таких як гідротурбобудування, будівництво, суднобудування тощо [1–12]. Істотна складність моделювання полягає у необхідності отримання спільного розв'язання рівнянь руху рідини та динаміки конструкції. При цьому основні співвідношення механіки суцільних середовищ використовуються для опису руху як пружних конструкцій, так і рідин [1–8]. У моделях суцільного середовища передбачені методи оцінки полів напружень та деформацій, переміщень, тиску та щільності залежно від часу. При використанні аналітичних та напівемпіричних методів у розрахункових моделях присутня значна кількість припущень для об'єктів із найпростішою геометрією.

При розрахунку реальних конструкцій подібні спрощення суттєво знижують точність одержуваних

результатів. Тому потрібне використання методів та засобів чисельного моделювання [1–8]. Універсальний потенціал віртуального тестування дозволяє істотно зменшити трудомісткі етапи експериментальних досліджень дорогих макетів (Physical Prototyping) і перейти до більш оперативної, дешевої та надійної апробації конструктивних реалізацій із застосуванням цифрових прототипів (Digital Mock-Up) і відповідних методів комп'ютерного моделювання.

Для дослідження завдань FSI розроблено багато обчислювальних методів. Розроблені на їхній основі методики інтенсивно інтегруються у програмні комплекси. Це метод скінченних елементів (найвідоміші моделюючі програмні системи ANSYS Fluent, OpenFOAM, STAR-CCM+, ANSYS CFX, COMSOL Multiphysics, ADINA); ґраткових рівнянь Больцмана (XFlow, PowerFLOW), граничних елементів та дискретних особливостей (Linflow, 3DynaFS-Bem) [1, 2, 4, 6–8]. Спільне застосування

програм розрахунку гідродинаміки та міцності є складним завданням через відмінності у формуванні розрахункових областей та підходи до дискретизації рівнянь. Гідродинамічні пакети зазвичай використовують скінчено-об'ємний підхід, тоді як міцності – скінчено-елементний (СЕ). Один з відомих способів об'єднання кодів гідродинаміки і міцності полягає в організації обміну даними через проміжні структури, які інтерполують і передають дані з однієї сітки на іншу. Наприклад, зв'язок між модулями ANSYS CFX та ANSYS Structural здійснюється з використанням технології міжпроцесорних комунікацій засобами ANSYS Workbench.

**Дослідження взаємодії рідин і конструкцій** з метою вирішення загальної проблеми потребує одночасного моделювання комбінації різних взаємодіючих фізичних явищ (гідродинаміка та механіка) з урахуванням їхнього взаємного впливу. При цьому пов'язаність може бути послідовною (при односторонній дії), сильною (повною), слабкою з урахуванням зворотних зв'язків (при двосторонній взаємодії) [1–8].

Гідродинамічний аналіз використовується для визначення параметрів руху рідкого середовища, таких як перепад тиску, розподіл швидкостей, напрямок течії, підйомна сила та лобовий опір, вплив нагрівання та охолодження. Компоненти швидкості, значення тиску та температури визначаються на основі законів збереження маси, імпульсу та енергії.

Система рівнянь для пов'язаної задачі руху суцільного середовища має вигляд:

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{xz} & -B_x & 0 \\ K_{yx} & K_{yy} & K_{yz} & -B_y & 0 \\ K_{zx} & K_{zy} & K_{zz} & -B_z & 0 \\ B_x^T & B_y^T & B_z^T & 0 & 0 \\ K_{Tx} & K_{Ty} & K_{Tz} & 0 & K_{TT} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \\ P \\ T \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ 0 \\ F_T \end{Bmatrix},$$

де вектори  $V_x, V_y, V_z, P, T$  являють собою п'ять основних ступенів свободи у вузлах: компоненти швидкості потоку, тиску та температури. У глобальній матриці коефіцієнтів підматриця  $K$  відображає взаємовплив процесів адвекції (механічного перенесення середовища) і дифузії.

Підматриці  $B$  утворені операторами градієнтів тиску, підматриці  $B^T$  – операторами дивергенції швидкості. Складові вектора  $F$  обумовлюють внесок поверхневих потоків, об'ємних сил, а у разі нестационарного перебігу – вплив попередньої історії трансформації параметрів потоку.

У моделі міцності можна докласти механічні сили, обумовлені рухом середовища і отримані на етапі гідродинамічного аналізу, і знайти відповідні деформації і напруги. При двосторонній взаємодії в гідродинамічному аналізі необхідно врахувати деформацію конструктивних елементів і повторити розрахунок параметрів руху середовища для нової геометрії. При цьому виконуються ітерації між різними дисциплінарними аналізами доти, доки не буде досягнуто необхідного рівня збіжності.

Для випадку аналізу сильнопов'язаної задачі звичайно-елементне формулювання взаємодії потоку рідини з конструкцією за умови малості зміни середньої щільності середовища набуває вигляду:

$$\begin{aligned} [K_F] \bar{p} + [C_F] \dot{\bar{p}} + [M_F] \ddot{\bar{p}} + \rho [R] \ddot{\bar{d}} &= 0; \\ [K_S] \bar{d} + [C_S] \dot{\bar{d}} + [M_S] \ddot{\bar{d}} - [R]^T \bar{p} &= \bar{F}_S(t), \end{aligned} \quad (1)$$

де  $[K_S], [C_S], [M_S]$  – матриці жорсткості (може включати додатково матрицю геометричної жорсткості, яка залежить від попереднього напруженого стану, що визначається гідростатичним тиском), демпфування та мас конструкції;  $[M_F], [C_F], [K_F]$  – матриці мас, демпфування та жорсткості рідини;  $\{d\}, \{\dot{d}\}, \{\ddot{d}\}$  – вектори переміщень, швидкостей та прискорень конструкції;  $\{p\}, \{\dot{p}\}, \{\ddot{p}\}$  – вектори тиску та його похідних за часом;  $[R]$  – матриця взаємозв'язку "тиск-переміщення", що визначається з умови спільності на межі конструкції з рідиною;  $\{F_S\}$  – вектор сил, що подається до конструкції.

У разі низьких частот збудження, коли довжина хвилі значно перевищує характерний розмір конструкції, може використовуватися модель рідини, що не стискається. Відкинувши члени першого рівняння (1) рівні нулю, отримаємо такий вираз (2):

$$\bar{p} = -\rho [K_F]^{-1} [R] \ddot{\bar{d}}. \quad (2)$$

Підставивши його в друге рівняння (1), отримаємо звичайне динамічне рівняння конструкції, в якому до  $[M_S]$  додано матрицю приєднаних мас. При модальному аналізі, що використовується для визначення власних частот і форм коливань конструкції і є базою даних для різних видів динамічного відгуку (наприклад, аналізу перехідних процесів) рівняння має вигляд:

$$[K_S] \bar{d} - \omega^2 [M_S] \bar{d} - \omega^2 \rho [R]^T [K_F]^{-1} [R] \bar{d} = 0.$$

У ряді задач, коли межа конструкції з рідиною варіюється, що призводить до зміни матриці приєднаних мас рідини, корисним є застосування математичного апарату аналізу чутливості [5, 6].

Розглянемо оболонкову систему гідролокації з метою діагностики чи локації (рис. 1). Прийомно-передавальний пристрій параболічної форми, закріплений в центрі, під впливом потужного негармонічного імпульсу, здійснює нестационарні, коливання, що швидко погасають з в'язким демпфуванням, обумовленим зануренням в рідину. Якість випромінювача багато в чому визначає головний коефіцієнт посилення (максимальний за часом тиск гідроакустичної хвилі, що створюється у напрямку головного максимуму діаграми спрямованості). У разі нестационарного режиму після розкладання за власними формами коливань та використання інтеграла Дюамеля рішення задачі оптимального проектування зводиться до управління функціоналом, що залежить від кількох частот, що



"резонують" (залучаються), і форм. На рис. 1 наведено приклад розподілу коефіцієнтів чутливості власних частот оболонкової системи до зміни наведених інерційних характеристик.

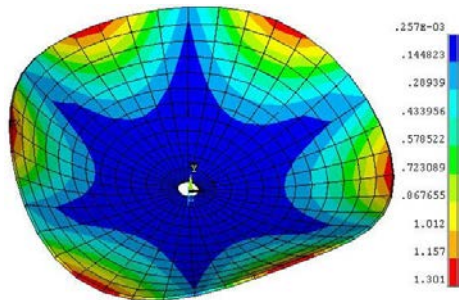


Рис. 1. Поле коефіцієнтів чутливості 6-ї власної частоти до зміни наведених інерційних характеристик

**Результати досліджень лопатей поворотно-лопатних гідротурбін**, що виконувалися по завданню АТ "Турбоатом" (м. Харків). Основним робочим органом гідротурбіни, в якому відбувається перетворення механічної енергії води в енергію валу є робоче колесо, при проектуванні якого повинні виконуватися міцності обмеження і відбудова від основних резонансів у нижній частині спектру власних частот. Розроблений математичний апарат розрахунку і аналізу чутливості використовувався як на етапі проектування лопатей гідротурбін (наприклад, марка ПЛ 20/811-500), так і на етапі дослідження причин експлуатаційних пошкоджень (наприклад, для гідротурбіни ПЛ 70/3164-410) і ПЛ 60/1075-В-600).

Лопаті мають складну конфігурацію і відносяться до оболонок середньої товщини, які можна вважати жорстко закріпленими по частині внутрішнього контуру і вільними по іншому контуру. Розрахунок і аналіз чутливості лопатей проводився з використанням суперпараметричних СЕ, оснований на гіпотезах Тимошенко [3]. Інтенсивність напруг на вході лопаті гідротурбіни ПЛ70 приблизно в три рази більше, ніж на виході. Відзначимо, що гідрравлічні напруги на вході і виході мають різні знаки. Рівень напруг від тиску рідини в робочому режимі нижче, ніж від відцентрових навантажень.

В табл. 1 наведені результати розрахунків власних частот (в Гц) лопатей різноманітних конструкцій поворотно-лопатних гідротурбін. Перша власна форма коливань лопаті гідротурбіни ПЛ70 є крутильною (якщо використати стрижневу аналогію). Переміщення на вхідній кромці на два порядку менші, ніж на вихідній. Друга і третя власні форми коливань є крутильними (відповідно з однією і двома вузловими лініями). Перша власна форма коливань лопаті гідротурбіни ПЛ60 є вигинною, друга – крутильною (вузлова лінія біля вихідної кромки), третя – теж крутильною (одна вузлова лінія біля вихідної кромки, інша – приблизно посередині лопаті). Для лопаті гідротурбіни ПЛ 60 зони максимальних динамічних напруг знаходяться на другій власній формі коливань. Відзначимо, що лінія, проведена через зони максимальних динамічних напруг на третій власній

формі коливань співпадає з лінією обриву пера лопаті 7 гідротурбіни ПЛ 60.

Для лопаті гідротурбіни ПЛ 20 зони максимальних динамічних напруг знаходяться на першій власній формі коливань практично посередині кореневого перерізу. На рис. 2 і 3 наведено результати аналізу чутливості 1-ї та 2-ї власної частоти коливань до зміни розподілу товщини лопаті гідротурбіни ПЛ 20.

Таблиця 1–Результати розрахунків власних частот (в Гц) лопатей ПЛ гідротурбін

Частоти, Гц	1	2	3	4	5	6
ПЛ60/1075-В-600	64	82	123	166	181	208
ПЛ 70/3164-410	114	158	214	284	324	344
ПЛ 20/811-500	58	74	111	153	167	190

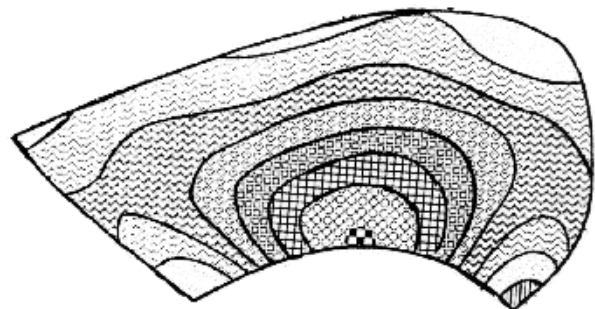


Рис. 2. Аналіз чутливості першої власної частоти до зміни розподілу товщини лопаті гідротурбіни ПЛ 20-811

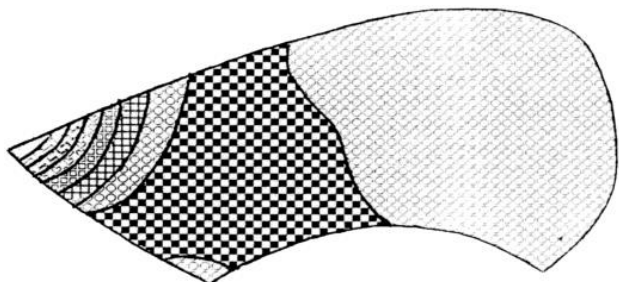


Рис. 3. Аналіз чутливості другої власної частоти до зміни розподілу товщини лопаті гідротурбіни ПЛ 20/811-500

Найбільший вплив на основну власну частоту лопаті гідротурбіни ПЛ 20 має зміна товщини в серединній зоні кореневого перерізу, на другу – в зоні, яка прилягає до вихідної кромки; на третю і четверту – в зоні на периферії, яка прилягає до вхідної кромки. На третю власну частоту лопаті гідротурбіни ПЛ 60 найбільше впливає зміна товщини в зоні, яка прилягає до вхідної кромки. Якщо ефекти зняття (додання) матеріалу на робочій і тильних поверхнях в зонах екстремальних «мінусових» коефіцієнтів чутливостей приблизно однакові, то в зонах максимальних «плюсових» коефіцієнтів чутливостей можна виділити більш «впливові» поверхні: для першої, третьої і шостої власних частот – робоча; для другої, четвертої і п'ятої – тильна (у лопаті гідротурбіни ПЛ 70 для 4 власної частоти – робоча).

На рис. 4 наведено приклад розрахунку оборотної гідромашини високонапірної ГАЕС. Кришка гідротурбіни є багатокомпонентною несучою

просторовою поворотно-симетричною конструкцією, що складається з об'єднаних  $N$  ребрами оболонок обертання. Отвори призначені для розміщення механізмів і зменшення ваги, а також для ремонту без повного розбирання направляючого апарату і демонтажу окремих лопаток. У якості форми ілюстрації результатів наведено розподіл динамічних напруг на відповідній формі коливань 4-ї власної частоті гідромашини. Червоним кольором представлена зона екстремальних динамічних напруг, синім – близьких до нуля.

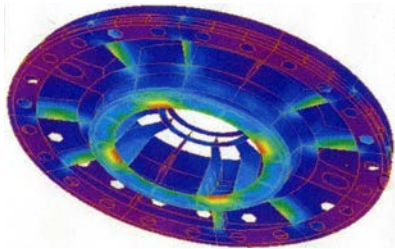


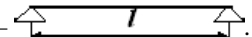
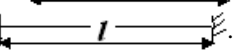
Рис. 4. Розподіл динамічних напруг на відповідній формі коливань 3-ї власної частоті гідромашини

**Оцінка можливості резонансу насосів та трубопроводів насосної станції та рекомендації по зниженню вібрації.** Важливою задачею в насосних станціях є регулювання потужності в енергетичній системі. При зміні навантаження гідроагрегати неодноразово проходять через нерозраховані режими роботи. З нестійкістю закрученого потоку пов'язане виникнення інтенсивних гідродинамічних пульсацій тиску і вібрацій, що становлять загрозу надійності конструкції гідроагрегату. Підвищення стійкості роботи конструкції «насос-напірний трубопровід» неможливо без вивчення фізичних механізмів гідродинамічних процесів, істотну роль серед яких відіграють нестационарні явища, пов'язані з утворенням вихрових структур за насосним колесом з оборотною та лопатевою частотами [9–12]. Якщо напірні трубопроводи за насосом, що підіймають рідину, погано закріплені, то у зв'язку з потужними вібраціями потоку, це приводить до сильної вібрації насосу і трубопроводів і в разі резонансу може привести до руйнування обладнання і перекриття будівлі станції. На Харківській станції біоочистки встановлені відцентрові насоси типу СДВ-9000/45,  $n = 500 \text{ хв}^{-1}$ . Для виявлення значних резонансних явищ і шляхів зменшення вібрації обладнання на станції біоочистки були проведені пульсаційні і вібраційні випробування для двох напірних трубопроводів. За їх результатами були проведені розрахунки на резонанс та надані рекомендації щодо міст встановлення додаткових опор та зменшення вібраційного стану.

У спектральному розкладанні сумарного коливання головними були виявлені дві частоти – оборотна (8,3 Гц) та подвійна оборотна (16,6 Гц). Зважаючи на високі значення сумарної вібрації до 450 мкм з частотами 8,3 Гц і 16,6 Гц (для трубопроводу насосу № 1) і до 300 мкм з частотою 16,6 Гц для трубопроводу насосу № 2, які одночасно є основними збуджуючими частотами (оборотною та подвійною оборотною), була проведена оцінка

можливості виникнення резонансу трубопроводів. Для цього необхідно було визначити власну частоту конструкції. Розрахунок проводився згідно [9, 10].

Трубопровід розглядався як стрижнева система із заданими граничними умовами:

- 1) Шарнірне опирання – 
- 2) Жорстка закладка – 

Очевидно, що реальніше відображає умови перша схема. Власні частоти стрижневої системи визначаються за формулою:

$$f = \frac{(\alpha_k l_k)^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI}{m_c + m_t}}, \quad (3)$$

де  $k$  – номер форми коливань (1, 2, ...,  $n$ );  $\alpha_k$  –  $k$ -й корінь частотного рівняння;  $l$  – довжина ділянки;  $EI$  – згинальна жорсткість перетину;  $m_c, m_t$  – погонна маса стрижня і теплоносія;  $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кг/см}$ ;  $I = \pi(D^4 - d^4)/64 = 743914 \text{ см}^4$ ;  $D = 1120 \text{ см}$ ;  $d = 1106 \text{ см}$ ;  $m_t = \gamma_c \pi d^2/4 = 9,366 \text{ кг/см}$  (для води),  $m_c = \gamma_c \pi (D^2 - d^2)/4 = 3,794 \text{ кг/см}$  (для сталі  $\gamma_c = 7,8 \cdot 10^4 \text{ кг/м}$ ). Підставив вагу у (3) отримаємо:

$$f = \frac{(\alpha_k l_k)^2}{l^2} \cdot 5,4848 \cdot 10^4. \quad (4)$$

Розглядаючи дві нижчі форми коливань (відомо, що в реальних конструкціях вони найбільш небезпечні), отримуємо (5):

$$\left. \begin{matrix} \alpha_{k1} = 3,142 \\ \alpha_{k2} = 6,283 \end{matrix} \right\} \text{– опирання, } \left. \begin{matrix} \alpha_{k1} = 4,73 \\ \alpha_{k2} = 7,853 \end{matrix} \right\} \text{– закладка.} \quad (5)$$

Тепер, використовуючи (4), можна отримати умови резонансу трубопроводів (тобто яка повинна бути довжина між опорами). Результати зведено до табл. 2.

Таблиця 2 – Умови резонансу трубопроводів

Резонансна частота, Гц	Опирання, м		Закладка, м	
	$k = 1$	$k = 2$	$k = 1$	$k = 2$
8,3	2,55	5,10	3,84	6,38
16,6	1,80	3,60	2,70	4,50

Тепер, використовуючи (4), можна отримати умови резонансу – довжина між опорами: – для частоти 8,3 Гц – 2,55 м та 5,1 м; – для частоти 16,6 Гц – 1,8 м та 3,6 м; отже, за прийнятої системи опор, які забезпечують жорстку передачу навантаження, довжина прольоту 3-поміж них має перевищувати 1,5 м. На основі розрахунків були визначені місця розташування додаткових опор та надані рекомендації до зниження вібрації та подальшої експлуатації обладнання станції.

**Висновки.** 1. У роботі здійснений аналіз праць з проблем підходів, моделей, методів дослідження та моделюючих систем FSI.

2. Чисельне моделювання напружено-деформованого стану та коливань гідротурбін реалізовано із залученням методу скінченних елементів. Розроблена методика дозволяє цілеспрямовано проводити відбудову від резонансів на стадії проектування лопатевих гідромашин різних конструктивних форм і оцінювати вплив хиб

виготовлення і експлуатації.

З. Як показали додаткові випробування, проведені заходи на Харківській станції біоочистки, призвели до значного зниження у 5–10 разів вібраційного стану насосів, будівельних конструкцій та трубопроводів. Для запобігання ушкоджень (утворення тріщин) будівельних конструкцій рекомендовано провести такі заходи щодо зменшення зазначеного динамічного впливу: зменшити вібрації опор шляхом встановлення гумових, пружинних чи інших амортизаторів – пружних прокладок промислової розробки [9, 10]; збільшити жорсткість трубопроводів шляхом встановлення (приварювання) кільцевих ребер жорсткості 150x10–12 мм, при цьому, по можливості, дотримуватися симетрії установки жорсткості, усунути причини підвищеної вібрації насосів; контроль вібрації насосної станції в подальшому проводити до та після кожного капітального ремонту насосних агрегатів, але не рідше одного разу на рік.

#### Список літератури

- Gnitko V., Martynenko O., Vierushkin I., Kononenko Y., Degtyarev K. Coupled Finite and Boundary Element Methods in Fluid-Structure Interaction Problems for Power Machine Units. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. 2022. P. 283–293. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1\_29
- Li Y., Zhang L., Chen J., Zhang Z., Jia K., Feng K., Wang X. Influence of rotational speed on performance of low specific speed hydraulic turbine in turbine mode. *Advances in Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 14, no. 5. P. 1–13. doi: 10.1177/16878132221100652
- Bogomolov S. I., Lutsenko S. S., Nazarenko S. A. Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations. *Strength of Materials*. 1982. Vol. 14, issue 6. P. 796–799.
- 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
- Nazarenko S. A. Most important phases of development optimization of complex structure. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. Vol. 57, no. 1166. P. 87–90.
- Amaechi C. V., Wang F., Ye J. Investigation on hydrodynamic characteristics, wave-current interaction and sensitivity analysis of submarine hoses attached to a CALM buoy. *Journal of marine science and engineering*. 2022. Vol. 10, no. 120. P. 87–90. doi: 10.3390/jmse10010120
- Kong L., Cao J., Li X., Zhou X., Hu H., Wang T., Gui S., Lai W., Zhu Z., Wang Z., Liu Y. Numerical analysis on the hydraulic thrust and dynamic response characteristics of a turbine pump. *Energies*. 2022. Vol. 15, issue 4. P. 1–15.
- Hu J., Su X., Huang X., Wu K., Jin Y., Chen C., Chen X. Hydrodynamic Behavior of a Pump as Turbine under Transient Flow Conditions. *Processes*. 2022. Vol. 10, issue 2. P. 408–424. doi: 10.3390/pr10020408
- Нагорний В. М. *Введення в технічну діагностику машин: навч. посіб.* Суми: СумДУ, 2011. 483 с.
- Панченко В. О., Гусак О. Г., Папченко А. А., Хованський С. О. *Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів: навч. посіб.* Суми: СумДУ, 2015. 151 с.
- Jones C. M., Bosserman B. E., Sanks R. L. *Pumping station design*. Oxford: Elsevier, 2006. 719 p.
- Кухтенков Ю. М. Пристрої та заходи щодо зменшення низькочастотних джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючих трубах жорстколопатевої гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 74–79.

#### References (transliterated)

- Gnitko V., Martynenko O., Vierushkin I., Kononenko Y., Degtyarev K. Coupled Finite and Boundary Element Methods in Fluid-Structure Interaction Problems for Power Machine Units. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. 2022, pp. 283–293. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1\_29
- Li Y., Zhang L., Chen J., Zhang Z., Jia K., Feng K., Wang X. Influence of rotational speed on performance of low specific speed hydraulic turbine in turbine mode. *Advances in Mechanical Engineering*. 2022, vol. 14, no. 5, pp. 1–13. doi: 10.1177/16878132221100652
- Bogomolov S. I., Lutsenko S. S., Nazarenko S. A. Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations. *Strength of Materials*. 1982, vol. 14, issue 6, pp. 796–799.
- Holubyev S. O., Lebid' O. H., Cherniy D. I. Zasoby kompyuternoho modelyuvannya v haluzi obchyslyval'noyi hidrodynamiky [Computer modelling tools in the field of computational fluid dynamics]. *Matematychnye modelyuvannya v ekonomitsi*. 2019, no. 2, pp. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
- Nazarenko S. A. Most important phases of development optimization of complex structure. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, vol. 57, no. 1166, pp. 87–90.
- Amaechi C. V., Wang F., Ye J. Investigation on hydrodynamic characteristics, wave-current interaction and sensitivity analysis of submarine hoses attached to a CALM buoy. *Journal of marine science and engineering*. 2022, vol. 10, no. 120, pp. 87–90. doi: 10.3390/jmse10010120
- Kong L., Cao J., Li X., Zhou X., Hu H., Wang T., Gui S., Lai W., Zhu Z., Wang Z., Liu Y. Numerical analysis on the hydraulic thrust and dynamic response characteristics of a turbine pump. *Energies*. 2022, vol. 15, issue 4, pp. 1–15.
- Hu J., Su X., Huang X., Wu K., Jin Y., Chen C., Chen X. Hydrodynamic Behavior of a Pump as Turbine under Transient Flow Conditions. *Processes*. 2022, vol. 10, issue 2, pp. 408–424. doi: 10.3390/pr10020408
- Nahornyy V. M. *Vvedennya v tekhnichnu diahnostyku mashyn* [Introduction to technical diagnostics of machines]. Sumy, SumDU Publ., 2011. 483 p.
- Panchenko V. O., Husak O. H., Papchenko A. A., Khovans'kyi S. O. *Montazh, ekspluatatsiya ta remont hidromashyn i hidropnevmoприводів* [Installation, operation and repair of hydraulic machines and hydraulic pneumatic drives]. Sumy, SumDU Publ., 2015. 151 p.
- Jones C. M., Bosserman B. E., Sanks R. L. *Pumping station design*. Oxford, Elsevier Publ., 2006. 719 p.
- 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.

Надійшла (received) 21.04.2023

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Кухтенков Юрій Михайлович (Kukhtenkov Yurii)** – 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/0000-0001-9210-7486>; e-mail: [kuhtenkov.um@gmail.com](mailto:kuhtenkov.um@gmail.com)

**Назаренко Сергій Олександрович (Nazarenko Sergiy)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; e-mail: [nazarenkoserzh7@gmail.com](mailto:nazarenkoserzh7@gmail.com)

*О. Г. ГРИБ, І. Т. КРАПАЛЮК, О. В. ЛУКА, Є. О. КАУРКІН*

## **ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНИХ ОБ'ЄКТІВ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ БЕЗПЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ**

Розглядається питання щодо підвищення надійності роботи об'єктів в енергетичній системі України. Показано, що електроенергетичний комплекс України має значні рівні зносів, що в свою чергу призводить до зростання кількості аварійних станів, збільшення часу післяаварійних відновлень, і, як наслідок, зменшення надійності електропостачання в цілому. Відповідно і втрати електричної енергії будуть тим більше, чим вище знос систем і обладнання. Для підтримання електроенергетичної системи в межах нормативних вимог для обладнання із більшим зносом витрати на обслуговування також мають збільшуватися. Застаріле і зношене обладнання призводить до зростання втрат енергії, зростання витрат на підтримання стану працездатності і, як наслідок, втрат фінансових. Зменшення втрат електроенергії на зношеному обладнанні не може бути виконано одночасно і кардинально, в силу неможливості економіки України оновити енергетичне обладнання за короткий строк. Автори пропонують зменшення фінансових втрат провести за рахунок зменшення витрат на обслуговування існуючого обладнання. І зробити це пропонується за умови використання сучасних технологій, а саме використання БПЛА для моніторингу енергетичного обладнання. Пропонується звернути увагу тільки на один параметр, а саме на безперебійність функціонування енергооб'єктів. Так для мережевих компаній моніторинг технічного стану ліній і контроль засобів ізоляції є основним типом моніторингу. Щільність відмов побудована в графічному вигляді, де представлена нормована кількість оглядів, яка виходить із вимог надійності. Розрахунок кількості оглядів виконують за нормативними документами. В роботі показано, що графік зміни ймовірності безвідмовної роботи не є прямою. Тому регулярність оглядів не може використовувати періодичність не пов'язану із зносом обладнання. І для підтримання рівня надійності необхідно збільшувати кількість оглядів для забезпечення нормативного рівня надійності. Зменшення витрат на збільшену кількість оглядів автори пропонують виконати за допомогою БПЛА. Наведені економічні розрахунки показують високу економічну ефективність такої пропозиції.

**Ключові слова:** втрати електричної енергії, надійність, безвідмовна робота, частота відключень повітряних ліній, зменшення аварійності, поверхові огляди, БПЛА.

*O. GRUB, I. KRAPALYUK, O. LUKA, Y. KAURKIN*

## **INCREASING THE RELIABILITY OF ELECTRIC POWER FACILITIES THROUGH THE USE OF UNMANNED AERIAL VEHICLES**

The issue of increasing the reliability of the operation of facilities in the energy system of Ukraine is being considered. It is shown that the electric power complex of Ukraine has significant levels of depreciation, which, in turn, leads to an increase in the number of emergency conditions, an increase in the time of post-accident recovery, and as a result, a decrease in the reliability of power supply in general. Accordingly, the loss of electrical energy will be the more, the higher the wear of systems and equipment. Maintenance costs must also increase to keep the power system within regulatory requirements for high wear equipment. Outdated and worn-out equipment leads to an increase in energy losses, an increase in the cost of maintaining the state of working capacity and, as a result, financial losses. Reduction of electricity losses on worn-out equipment cannot be carried out instantly and radically due to the impossibility of the Ukrainian economy to upgrade power equipment in a short time. The authors propose to reduce financial losses by reducing the cost of maintaining existing equipment. And it is proposed to do this through the use of modern technologies, namely the use of UAVs for monitoring power equipment. It is proposed to pay attention to only one parameter, namely the uninterrupted operation of power facilities. Thus, for network companies monitoring the technical condition of lines and control of isolation means is the main type of monitoring. Density of failures of equipment operation is built in graphical form, where a normalized number of inspections is presented, based on reliability requirements. The number of inspections is calculated according to regulatory documents. The paper shows that the graph of the change in the probability of failure-free operation is not straight. Therefore, the frequency of inspections cannot use the frequency that is not related to the wear and tear of the equipment. And to maintain the level of reliability, it is necessary to increase the number of inspections to ensure the standard level of reliability. Therefore, the authors propose to reduce costs with an increased number of inspections using UAVs. The above economic calculations show the high economic efficiency of such a proposal.

**Keywords:** losses of electrical energy, reliability, trouble-free operation, frequency of outages of overhead lines, reduction of accidents, surface inspections, UAVs.

**Постановка проблеми.** Електроенергетичний комплекс України має значні рівні зносів, що призводить до зростання кількості аварійних станів збільшення часу післяаварійних відновлень, зменшення надійності електропостачання. Всі ці події можна завести в одну групу – якість електропостачання. Зрозуміло, що якість електропостачання має прямо пропорційну залежність від рівня зношеності обладнання. Відповідно і втрати електричної енергії будуть тим більше, чим вище знос систем і обладнання. Для підтримання електроенергетичної системи в межах нормативних вимог для обладнання із більшим зносом витрати на обслуговування також мають збільшуватися. Для електроенергетичної системи України така ситуація є природньою. І виправити її за умови значної розгалуженості енергосистеми і її значного зносу за короткі терміни не можливо. Ще треба зазначити, що

застаріле і зношене обладнання призводить до зростання втрат енергії і, як наслідок, втрат фінансових. Цілком істотно, що в Україні величина втрат за останні роки змінюється в сторону збільшення. «Втрати електричної енергії в електромережах у 2020 році зросли до 10,4 %, що коштувало країні та споживачам десятки мільярдів гривень» [1]. За останні два роки величина втрат електроенергії в мережах збільшилася майже на 2 % [1], що для деяких країн світу становить не рівень зміни, а величину втрат за рік, так, наприклад, рівень втрат в країнах за рік: Сінгапур 2 %, Німеччина 4 %, Фінляндія 4 % [2].

Якщо зменшення втрат на зношеному обладнанні не може бути виконано одночасно і кардинально, в силу неможливості економіки України оновити енергетичне обладнання за короткий строк [1, 3–5]. То авторами пропонується зменшити витрати на

обслуговування існуючого обладнання за рахунок використання сучасних технологій, а саме використання БПЛА для моніторингу енергетичного обладнання.

**Забезпечення безперебійності через кількість оглядів энергооб'єктів.** В економічному розрахунку стаття моніторингу за технічним станом об'єкту в системі електропостачання включена в операційні витрати і в загальнопромислові витрати. Тому для вирахування сум витрат необхідно дослідити наступні:

- витрати на управління виробництвом;
- витрати на утримання, експлуатацію та ремонт, страхування, операційну оренду основних засобів, інших необоротних активів загальнопромислового призначення;
- витрати на вдосконалення технології й організації виробництва;
- витрати на обслуговування виробничого процесу;
- витрати на охорону праці, техніку безпеки і охорону навколишнього природного середовища;
- інші витрати.

Слід звернути увагу на те, що розподіл витрат на моніторинг технічного стану об'єктів буде відрізнятися для різних типів підприємств енергетики. Так для генеруючих підприємств моніторинг має включати заходи по контролю за технологічними циклами виробництва електроенергії. Для підприємств, що займаються перетворенням енергії (перетворювальні підстанції), то для таких компаній є необхідність поза контролем технічного стану засобів ще й виконувати моніторинг режимів роботи енергетичної системи. Для мережевих компаній моніторинг технічного стану ліній і контроль засобів ізоляції є основним типом моніторингу. Тому загальні витрати на моніторинг можна вирахувати за наступною формулою:

$$V_{\text{мон}} = V1 + V2 + V3,$$

де V1 – витрати пов'язані із моніторингом стану основних фондів і технологічних режимів на генеруючих об'єктах;

V2 – витрати на моніторинг станцій перетворення електричної енергії;

V3 – витрати на моніторинг мережевих компаній.

У відповідності до розрахунків витрат розглядаються тільки такі складові, розміри яких мають бути затверджені відповідними рішеннями комісії, міністерством або урядом. І самі суми на відрахування беруться із доходів зазначених компаній. Причому стан зносу обладнання не враховується у величині відрахувань. Наприклад, за регламентами, обхід ліній має бути проведено один раз на рік (для дозволених періодів експлуатації). В такому випадку не береться до уваги, що зношене обладнання потребує додаткового моніторингу. Тому виникнення відмови може настати «несподівано». В непередбачуваний час. Зафіксуємо терміни відмова, діагностика і ресурс роботи обладнання у відповідності до стандартів.

Відмова: це подія, що полягає в порушенні працездатного стану об'єкту, тобто у втраті об'єктом

здатності виконувати необхідну функцію.

Ресурсний (визначальний) параметр: параметр (характеристика), досягнення яким деякого критичного (граничного) значення призводить до відмови об'єкту.

Діагностичний параметр: параметр (характеристика), який може бути виміряний в процесі експлуатації об'єкту і який побічно характеризує витрачання ресурсу об'єкту.

Залишковий ресурс: сумарне напрацювання об'єкту від моменту контролю його технічного стану до переходу в граничний стан. Залишковий ресурс (залишкове напрацювання до відмови, залишковий термін служби) є індивідуальними показниками безвідмовності (довговічності), що відбивають фактичну тривалість експлуатації певного об'єкту до моменту, коли об'єкт досягне граничного стану, відмовить або подальша експлуатація об'єкту недоцільна. Правила доцільності будуються за економічними критеріями і критеріями безпеки.

Граничний стан об'єкту може характеризуватися:

- переходом невідновного об'єкту в непрацездатний стан;
- зниженням ефективності використання об'єкту внаслідок погіршення надійності;
- економічною недоцільністю подальшої експлуатації;
- моральним старінням апаратури і устаткування.

Для обрахування напрацювання до граничного стану використовують DM-розподіл:

$$F(t) = DM(t; \mu, \nu) = \Phi\left(\frac{t - \mu}{\nu\sqrt{\mu t}}\right),$$

де  $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^z \exp\left(-\frac{U^2}{2}\right) dU$  – нормований нормальний розподіл.

Щільність розподілу залишкового ресурсу:

$$r(t) = \frac{(t + \mu) \exp\left[-\frac{(t - \mu)^2}{2\nu^2 \mu t}\right]}{2\nu t \sqrt{2\pi \mu t} \Phi\left(\frac{\mu - \tau}{\nu\sqrt{\mu \tau}}\right)}$$

при  $t \geq \tau$ .

Математичне очікування залишкового ресурсу:

$$\pi(\tau) = \frac{\left[\mu\left(1 + \frac{\nu^2}{2}\right) - \tau\right] \Phi\left(\frac{\mu - \tau}{\nu\sqrt{\mu \tau}}\right) + \frac{\mu \nu^2}{2} \exp\left(\frac{2}{\nu^2}\right) \Phi\left(-\frac{\mu + \tau}{\nu\sqrt{\mu \tau}}\right) + \frac{\nu\sqrt{\mu \tau}}{\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(\tau - \mu)^2}{2\nu^2 \mu t}\right]}{\Phi\left(\frac{\mu - \tau}{\nu\sqrt{\mu \tau}}\right)}$$

Побудована в графічному вигляді щільність відмов [6] відповідає моделі (рис. 1).

За нормативами є необхідна кількість оглядів і ремонтів для обладнання. Нормована кількість оглядів виходить із вимог надійності.

З цих нормованих трудовитрат вираховується необхідна кількість обслуговуючого персоналу на певну систему або обладнання. Розрахунок кількості оглядів виконують за нормативними документами (наприклад, ГОСТ 27.502-83).

При розрахунку визначають мінімальний обсяг



статистичної інформації, за яким з необхідною вірогідністю можна одержати показники надійності елементів СЕП. Відповідно до ГОСТ 27.502-83 методи визначення мінімального числа об'єктів спостережень можуть бути параметричними (при відомому виді закону розподілу досліджуваної випадкової величини) і непараметричними (вид закону розподілу невідомий).



Рис. 1. Класифікація відмов за трьома етапами

Якщо відомий закон розподілу шуканої величини, варто задатися відносною (або абсолютною) похибкою з довірчою ймовірністю  $\beta$ . Крім того, необхідно мати оцінку випадкової величини  $x_{\text{досл}}$ , отриману на підставі дослідів або по вибірках з множини значень випадкової величини. Для двопараметричних законів розподілу необхідно також вибіркове середнє квадратичне відхилення  $\sigma_{\text{досл}}$ .

Так, при експонентному законі, коли функція щільності ймовірності задана в вигляді  $f(t) = \lambda e^{-\lambda t}$  при  $t \geq 0$ .

Число  $N$  об'єктів спостереження залежить від відносної похибки  $\delta$  визначення середнього значення  $t_{\text{ср}}$  досліджуваної випадкової величини  $t$  з довірчою ймовірністю  $\beta$ .

Відносну помилку визначають як

$$\delta = \frac{(t^B - t_{\text{ср}})}{t_{\text{ср}}},$$

де  $t^B$  – верхня однобічна довірча границя.

Рекомендується використовувати довірчі ймовірності  $\beta$ , рівні 0,80; 0,90; 0,95; 0,99.

Число  $N$  об'єктів спостережень визначають з формули:

$$\delta + 1 = \frac{2N}{\chi^2_{1-\gamma}(2N)},$$

де  $\chi^2_{1-\gamma}(2N)$  – квантиль розподілу  $\chi^2$  при числі ступенів свободи  $2N$ , що відповідає ймовірності  $1-\gamma$ .

В зазначеній формулі відсутні повторні випадки і терміни відліку урахування вірогідності. Такий підхід виправдано в умовах заміни і глибокої реконструкції систем і обладнання дає сталі значення значень спостережень.

Ймовірність безвідмовної роботи – це ймовірність того, що виріб не відмовить протягом заданого проміжку часу  $t$  в заданих умовах експлуатації.

Ймовірність безвідмовної роботи виражається через щільність ймовірності  $f(t)$  у такий спосіб:

$$\text{Над}(t) = \int_0^{\infty} f(t) dt \cdot$$

Подія протилежна ймовірності безвідмовної роботи називається ймовірністю відмови протягом заданого проміжку часу  $t$  в заданих умовах експлуатації

$$\text{Авар}(t) = \int_0^t f(t) dt \cdot$$

Як події протилежні і представляють повну групу подій

$$\text{Над}(t) + \text{Авар}(t) = 1.$$

Розглянемо вірогідність відмови виробу за проміжок часу  $t$ , вважаючи, що відмови підкоряються нормальному закону розподілу

$$\text{Авар}(t) = \int_0^t f(t) dt = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{(t_i - t_{\text{ср}})^2}{2\sigma^2}} \cdot dt.$$

Після введення заміни і підстановки отримуємо

$$\text{Авар}(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^{z_0} e^{-\frac{z_0^2}{2}} \cdot dz_0.$$

Цей інтеграл можна представити у вигляді двох інтегралів

$$\text{Авар}(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^0 e^{-\frac{z_0^2}{2}} \cdot dz_0 + \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{z_0} e^{-\frac{z_0^2}{2}} \cdot dz_0.$$

Перший інтеграл суми дорівнює 0,5 тобто

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^0 e^{-\frac{z_0^2}{2}} \cdot dz_0 = 0,5.$$

Другий інтеграл суми аналітичними методами не береться, а обчислюється чисельними методами і найчастіше позначається як  $\hat{O}(z_0)$ , тобто

$$\hat{O}(z_0) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{z_0} e^{-\frac{z_0^2}{2}} \cdot dz_0 - \text{Інтеграл Лапласа.}$$

Тоді пропонується ймовірність відмови за проміжок часу висловити як:

$$\text{Авар}(t) = 0,5 + \hat{O}(z_0).$$

На графіку показана зміна ймовірності безвідмовної роботи системи в залежності від часу експлуатації (рис. 2). По графіку отримуємо, ймовірність відмов нарощується поступово. Технічними показниками зростання ймовірності відмови є поступове погіршення надійності блоків системи. І при навантаженні, яке перевищує межовості зношеного елемента, настає відмова елемента (ланки) і, в наслідок чого, погіршення роботи, або відмова всієї системи.

Для варіантів, коли обладнання не досягло стану групи 3 (рис. 1), якщо поверхневий огляд проводять один раз на рік, то можливо оцінити стан і передбачити слабко плинні процеси зносу обладнання. Але частіше просто зафіксувати нормальний робочий стан обладнання.

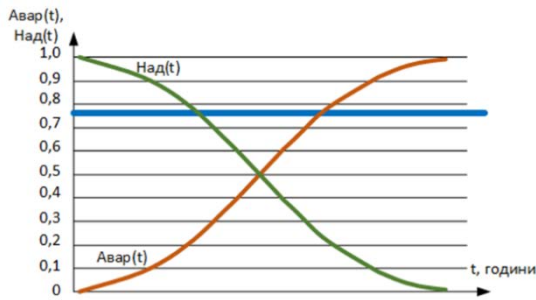


Рис. 2. Графік зміни ймовірності безвідмовної роботи

Зрозуміло, що огляди призначені виявити різке зростання  $\Delta\text{Авар}(t)$  або виявити рівень  $\text{Авар}(t)$ , який може відповідати величинам аварійності. Таким чином, необхідно збільшити частоту річних оглядів для досягнення необхідних значень  $\Delta\text{Авар}(t)$ . Чим більш зношене обладнання тим частіше мають проводитися огляди (рис. 3, 4).

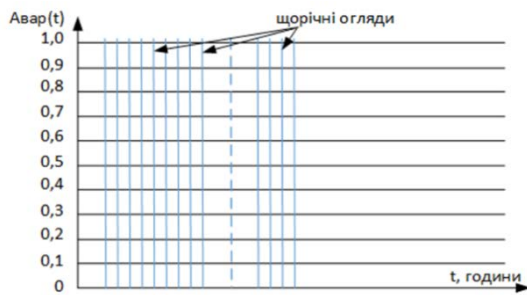


Рис. 3. Графік відмов обладнання і періодичні огляди на обладнанні нормального періоду експлуатації

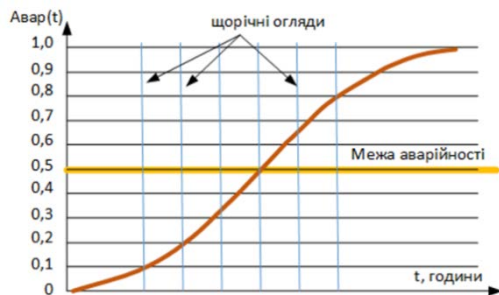


Рис. 4. Графік відмов обладнання і періодичні огляди на обладнанні із значним зносом

$$N = f(\text{Авар}(t))$$

Визначаємо необхідну кількість осмотров для забезпечення надійності по попередженню відмов.

Проміжок часу між оглядами (частота оглядів) має забезпечити прирощення функції відмов на певну величину  $\Delta Q(t) \leq \text{const}$ .

Запишемо прирощення функції відмов для початкового часу  $t_0$ :

$$\Delta\text{Авар}(t_0) = \text{Авар}(t_0 + \Delta t) - \text{Авар}(t_0) .$$

Але це прирощення має відбутися за певний проміжок часу  $\Delta t$

$$\frac{\Delta\text{Авар}(t_0)}{\Delta t} = \frac{\text{Авар}(t_0 + \Delta t) - \text{Авар}(t_0)}{\Delta t} .$$

То отримаємо похідну від функції  $\text{Авар}(t)$ .

Якщо не задавати  $\Delta t$  якимось конкретним (рік або місяць), а спрямувати його до нуля, то отримаємо

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left( \frac{\Delta\text{Авар}(t_0)}{\Delta t} \right) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left( \frac{\text{Авар}(t_0 + \Delta t) - \text{Авар}(t_0)}{\Delta t} \right) .$$

Таким чином отримуємо, що кількість оглядів має бути залежною від похідної функції відмов:

$$N = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left( \frac{\text{Авар}(t_0 + \Delta t) - \text{Авар}(t_0)}{\Delta t} \right) = \text{Авар}'(t) .$$

В графічному представленні кількість оглядів матиме вигляд представлений на рис. 5.

Зрозуміло, що кількість оглядів для підтримання (попередження) відмов на заданому рівні має зростати у відповідності до зростання функції відмов. І кількість оглядів значно перевищує нормативні значення для зношеного обладнання.

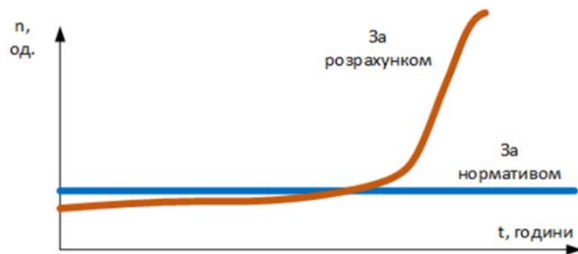


Рис. 5. Графік оглядів за нормативом і за розрахунком

Українська енергосистема має значний знос обладнання [7, 8]. Тобто система оглядів в теперішній час не дозволяє забезпечити необхідний рівень безвідмовної роботи.

Вихід із даної ситуації пропонується введенням моніторингу ЛЕП за рахунок БПЛА. Частота обльотів лінії може бути значно частішою аніж обходи бригадами лінійного персоналу, чим зменшується  $\Delta\text{Авар}(t)$  і досягається необхідний рівень безперебійності системи.

**Забезпечення зменшення аварійності через попередження механічних пошкоджень.** Показниками зносу елементів можуть бути різні параметри:

- електричні;
- механічні;
- хімічні.

В електричних системах контроль електричних параметрів виконують за допомогою датчиків систем релейного захисту або додатковим протиаварійним обладнанням. А контроль механічного стану виконують тільки поверхневим оглядом. Хімічні параметри оцінюють тільки під час аналізу виникнення аварії. Хімічні показники для поточного моніторингу нами не розглядаються.

Контроль механічних показників є вкрай необхідним як на нових, так і на зношених електричних системах. Основні причини аварій на ЛЕП:

- порив кабелів повітряних ліній облуденням;
- руйнування проводів і тросів від вібрації біля затискачів;
- вітрове навантаження (порив проводів,

перекидання опор);

- руйнування опор (вітер, вода, діяльність людини);

- часті випадки коротких замикань або тривала дія струмів коротких замикань;

- комутаційне перевищення напруги (пробої ізоляції);

- перевищення напруги (блискавка);

- хімічна дія забрудненого повітря.

Частота відключень повітряних ліній в залежності від причин розглядалася різними дослідниками. В [7] наведено розподіл відключень з наступним простом ЛЕП більше години внаслідок різних причин (рис. 6).

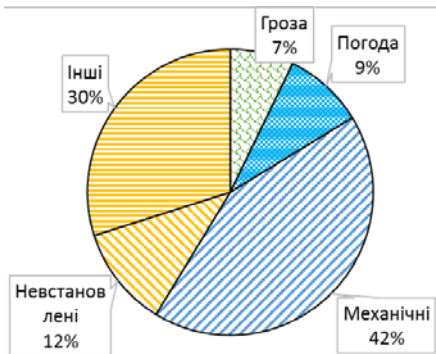


Рис. 6. Розподіл автоматичних відключень ЛЕП з простом більше години

З наведених даних зрозуміло, що механічні причини відключення ЛЕП є основними.

**Розрахунок економічного ефекту від впровадження використання БПЛА.** Розрахунок проведемо за наступним алгоритмом, вирахуємо збиток від відключень і відокремимо ту частку, яку може попередити введення БПЛА її вважатимемо за дохідну (Д) частину економічного ефекту:

$$D = Z_{\text{п}} \cdot 0,42,$$

де  $Z_{\text{п}}$  – повний збиток від відключень, грн;

0,42 – пояснена частка відключень, які можна попередити введенням БПЛА, од.

**Розрахуємо витрати на впровадження комплексу БПЛА ( $V_{\text{зах}}$ ):**

$$V_{\text{зах}} = V_{\text{БПЛА}} + V_{\text{річ}}.$$

де  $V_{\text{БПЛА}}$  – витрати на придбання комплектів БПЛА, тис.грн.;

$V_{\text{річ}}$  – річні витрати на підтримання роботи комплексів, тис. грн. в рік.

Після пошуку точки беззбитковості визначимо економічний ефект від впровадження комплексу БПЛА в електроенергетичній системі для однієї енергокомпанії.

**Визначення дохідної частини від впровадження заходу.** Відповідно до статистичних даних на балансі енергокомпанії перебуває мережеве і станційне обладнання [9, 10]. Опишемо ситуацію із станом обладнання на прикладі реальної енергетичної компанії: енергокомпанія має на своєму балансі повітряні і кабельні лінії (табл. 1).

На балансі енергокомпанії є підстанції, кількість яких представлена в табл. 2.

Таблиця 1 – Повітряні лінії, що знаходяться на балансі енергокомпанії на 2020 р.

№	Повітряна лінія	Довжина, км
1	ПЛ 154 кВ	16,600
2	ПЛ 110 кВ	3505,993
3	ПЛ 35 кВ	3478,679
4	ПЛ 10 кВ	12975,375
5	ПЛ 6 кВ	1020,861
6	ПЛ 0,4 кВ	19448,058

Таблиця 2 – Кількість підстанцій по напрузі станом на 2020 р.

№	Підстанція	Кількість, од
1	110	93
2	35	195
3	6–10	11159

Електрообладнання енергокомпанії має значний експлуатаційний знос, що в середньому становить 60 %.

**Збиток енергокомпаній від недоотриманого прибутку.** Розрахунок проводили за даними АК Харківобленерго. У відповідності до статистики по енергогалузі за 2020 рік на електричних мережах відбулося 139 випадків відключення різних ділянок мережі. Дані відключень приведені в таблицях (табл. 3–5).

Якщо відокремити тільки лінії напругою 110 кВ, які здебільшого постачають енергії для промислових підприємств, а серед них розглянути тільки відключення внаслідок механічних пошкоджень то втрати будуть наступні (табл. 6).

Таблиця 3 – Причини відключення високовольтних ліній за 2020 р.

№	Причина відключення	Кількість відключень, од
1	Погодні умови (опад, вітер)	74
2	Механічні пошкодження	65
	Всього відключень	139

Таблиця 4 – Час відключення в залежності від напруги лінії і причини

№	Напруга ділянки, кВ	Кількість відключень, од	Час відключення, хв.	Причина відключення
1	110	38	5702	Опади
2	110	41	6065	Механіч.
3	35	37	14510	Опади
4	35	23	8894	Механіч.
	Всього	139	34340	

Таблиця 5 – Обсяг недовідпущеної електричної енергії внаслідок відключень

№	Напруга ділянки, кВ	Обсяг недовідпуску, МВт·год	Причина відключ.
1	110	5,702	Опади
2	110	7,721	Механічні
3	35	38,387	Опади
4	35	8,623	Механічні
5	Всього	59,891	

Таблиця 6 – Наслідки відключень ліній 110 кВ від механічних пошкоджень

№	Кількість відключень, од	Час відключення, хв.	Обсяг невідпуску, МВт·год
1	41	6065	7,721

Враховуючи що середня вартість кіловат часу електричної енергії за 2023 рік становить [11] 2,64 грн. з ПДВ. Тоді збитки в грошовому вимірі безпосередньо від невідпуску електричної енергії становлять:

$$7721 \cdot 2,64 = 20,4 \text{ тис. грн.}$$

Тобто збитки енергетичної компанії від недоотриманого прибутку:  $Z_k = 20,4$  тис.грн.

**Збиток споживача від знищення, пошкодження основних фондів і майна третіх осіб.** За статистичними даними кількість відключень на лініях 110 кВ становить 41 відключення за рік (табл. 6). 11 відключень припадає на відключення мереж що живлять відповідальні підприємства.

В розрахунок було обрано підприємства, які використовують складні науково-технологічні виробничі цикли, фінансові установи, ІТ компанії, телекомунікаційні фірми, виробники із безперервними циклами.

Збиток для кожних груп компаній представлено в табл. 7.

Збитки споживачів:  $Z_{\text{оф}} = 130,6$  млн. грн.

**Повні збитки.** Повні збитки становлять:

$$Z_n = Z_k + Z_{\text{оф}} = 20,4 + 130640,0 = 130,66 \text{ млн. грн.}$$

Розраховуємо дохідну частину заходів:

$$D = 130,66 \cdot 0,42 = 54,88 \text{ млн. грн.}$$

Таблиця 7 – Розраховані збитки споживачів від провалів і невідпуску електричної енергії

№	Назва групи компаній	Сума, млн. грн.
1	Підприємства із складними науково-технологічними виробничими циклами	63,80
2	Фінансові установи	34,77
3	ІТ компанії	9,79
4	Телекомунікаційні фірми	14,03
5	Виробники із безперервними циклами	8,25
	Всього	130,64

**Визначення витрат на придбання комплектів БПЛА.** У відповідності до запланованого обсягу обслуговування ЛЕП розрахункова потреба в БПЛА становить 1 комплекс на 150 км ЛЕП (табл. 8).

Таблиця 8 – Розрахунок кількості комплектів БПЛА

№	Повітряна лінія, кВ	Довжина, км	Кількість БПЛА, од
1	ПЛ 154	16,6	0,1
2	ПЛ 110	3505,993	23,4

Вартість одного комплексу БПЛА Квадрокоптер DJI Matrice 210 RTK V2 Combo (рис. 7) за даними [12] становить 326,4 тис. грн.



Рисунок 7 – Квадрокоптер DJI Matrice 210 RTK V2 Combo

Загальна вартість для 23 комплектів:

$$V_{\text{БПЛА}} = V_{\text{БПЛА1}} \cdot N,$$

де  $V_{\text{БПЛА1}}$  – вартість одного комплексу БПЛА, тис. грн.

$N$  – кількість комплектів, од.

$$V_{\text{БПЛА}} = 326,4 \cdot 23 = 7637,6 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на придбання комплектів БПЛА:

$$V_{\text{БПЛА}} = 7,65 \text{ млн. грн.}$$

**Визначення витрат на поточні витрати підтримання БПЛА.** Для виконання робіт за допомогою БПЛА необхідно найняти (перепідготувати) працівника із навичками пілотування і обслуговування такого обладнання.

Фонд заробітної плати (ФЗП) інженера-оператора БПЛА становитиме (з урахуванням податків) 16,78 тис. грн. за місяць.

ФЗП за рік відповідно  $16,78 \cdot 12 = 201,36$  тис. грн.

Планується до придбання 23 комплекти БПЛА, звідси ФЗП за всьома інженерами-операторами БПЛА становитиме:

$$201,36 \cdot 23 = 4711,82 \text{ тис. грн. на рік;}$$

$$V_{\text{річ}} = 4,71 \text{ млн. грн. на рік.}$$

**Визначення ефективності впровадженого заходу на п'ять років.** Відповідно до технічних регламентів БПЛА має ресурс 10000 годин роботи, що відповідає п'яти рокам експлуатації.

Тоді витрати на комплекси БПЛА за п'ять років становитимуть:

$$V_5 = V_{\text{річ}} \cdot 5 + V_{\text{БПЛА}};$$

$$V_5 = 7,64 + 4,71 \cdot 5 = 31,19 \text{ млн. грн.}$$

Дохідна частина за п'ять років (на прикладі однієї області) становитиме:

$$D_5 = D \cdot 5 \text{ років;}$$

$$D_5 = 54,88 \cdot 5 = 274,38 \text{ млн. грн.}$$

**Висновки.** Запропонована технологія проведення моніторингу об'єктів енергосистеми України за допомогою БПЛА має значний потенціал. І можливості від його використання далеко не використані в енергетиці нашої країни. Наведений приклад використання БПЛА тільки для поверхневих оглядів високовольтних ліній електропередач, навіть за приведеними не дуже детальними економічними розрахунками показав, що така технологія має дуже



короткі терміни окупності. За п'ять років не тільки можливо окупити проект, але й отримати прибуток. Для багатьох типів енергетичного обладнання п'ять років дуже короткий термін. Тому автори вважають, що використання БПЛА для систем моніторингу елементів енергетичної системи України має і технічні і економічні переваги. Тому роботу по розробці і впровадженню різних систем діагностики і моніторингу за допомогою БПЛА необхідно продовжити.

#### Список літератури

1. Гурковська Н. *Втрати електроенергії в українських мережах у 2020 році перевищили 10 %*. URL: <https://www.rbc.ua/rus/news/poteri-elektroenergi-ukrainskih-setyah-2020-1627646052.html> (дата звернення: 08.08.2023).
2. *Electric power transmission and distribution losses (% of output)*. URL: <https://data.worldbank.org/indicator/EG.ELC.LOSS.ZS?end=2014&start=2000&view=chart> (дата звернення: 08.08.2023).
3. Онищенко В. А., Самойленко І. А., Грив О. Г., Жаркин А. Ф., Васильченко В. И., Ушаповский К. В., Сендерович Г. А., Светелик А. Д., Кондратенко К. И., Довгалюк О. Н., Щербаклова П. Г., Захаренко Н. С. *Анализ и оценка экономических ущербов от низкого качества электрической энергии*. Харьков: ПП «Граф-Ікс», 2013. 329 с.
4. Зниження втрат електроенергії в мережах на її транспортування. Заходи щодо покращання роботи зі споживачами. *Новини енергетики*. 2002. № 7. С. 1–59.
5. Грив О. Г., Сокол Е. И., Жаркин А. Ф., Васильченко В. И., Тесик Ю. Ф. *Качество электрической энергии. Том 2. Контроль качества электрической энергии*. Харьков: ПП «Граф-Ікс», 2014. 244 с.
6. Bindra A. *Best Practices for Boosting Reliability in Power Supplies*. URL: <http://www.digikey.com/en/articles/techzone/2014/jul/best-practices-for-boosting-reliability-in-power-supplies> (дата звернення: 15.02.2023).
7. *Аналитичний центр досліджень енергетики*. URL: <http://eircenter.com/> (дата звернення: 16.02.2023).
8. Дячук О., Чепелев М., Подолець Р., Трипольська Г., Венгер В., Саприкіна Т., Юхимець Р. *Перехід України на відновлювану енергетику до 2050 року*. Київ: АРТ КНИГА, 2017. 88 с.
9. *План розвитку системи розподілу АТ «Харківобленерго» на 2020-2024 роки*. URL: [http://www.oblenergo.kharkov.ua/sites/default/files/pdf/plan\\_rozvytku\\_2020-2024.pdf](http://www.oblenergo.kharkov.ua/sites/default/files/pdf/plan_rozvytku_2020-2024.pdf) (дата звернення: 01.06.2023).
10. Артемчук В. О., Білан Т. Р., Блінов І. В. та ін. *Теоретичні та прикладні основи економічного, екологічного та технологічного функціонування об'єктів енергетики*. Київ: Білан, 2017. 312 с.
11. *Ціни на електроенергію для споживачів з 01 вересня 2023 року*. URL: <https://ukrstat.gov.ua/> (дата звернення: 01.08.2023).
12. *Квадрокоптери України*. URL: [http://store.drone.ua/product/kvadrokopter-matrice-210-rtk-v2-combo/?gclid=Cj0KCQiA-bjyBRcSARIsAFboWg1qESIws2Vba0YddnfxHFr3EdLcJiEEuhmLKFZ93UEhRUearpiKfvAaAhJCEALw\\_wcB](http://store.drone.ua/product/kvadrokopter-matrice-210-rtk-v2-combo/?gclid=Cj0KCQiA-bjyBRcSARIsAFboWg1qESIws2Vba0YddnfxHFr3EdLcJiEEuhmLKFZ93UEhRUearpiKfvAaAhJCEALw_wcB) (дата звернення: 10.08.2023).

#### References (transliterated)

1. Hurkov's'ka N. *Vtraty elektroenerhiyi v ukrayins'kykh merezhakh u 2020 rotsi perevyschly 10 %* [Electricity losses in Ukrainian grids exceeded 10% in 2020]. Available at: <https://www.rbc.ua/rus/news/poteri-elektroenergi-ukrainskih-setyah-2020-1627646052.html> (accessed 08.08.2023).
2. *Electric power transmission and distribution losses (% of output)*. Available at: <https://data.worldbank.org/indicator/EG.ELC.LOSS.ZS?end=2014&start=2000&view=chart> (accessed 08.08.2023).
3. Onishchenko V. A., Samoylenko I. A., Grib O. G., Zharkin A. F., Vasil'chenko V. I., Ushchapovskiy K. V., Senderovich G. A., Svetelik A. D., Kondratenko K. I., Dovgalyuk O. N., Shcherbakova P. G., Zakharenko N. S. *Analiz i otsenka ekonomicheskikh ushcherbov ot nizkogo kachestva elektricheskoy energii* [Analysis and assessment of economic damage from poor quality electricity]. Kharkov, PP "Graf-Iks" Publ., 2013. 329 p.
4. Znyzhennya vtrat elektroenerhiyi v merezhakh na yiyi transportuvannya. Zakhody shchodo pokrashchannya roboty zi spozhyvachamy [Reducing electricity losses in the grid due to transmission. Measures to improve customer relations]. *Novyni enerhetyky*. 2002, no. 7, pp. 1–59.
5. Grib O. G., Sokol E. I., Zharkin A. F., Vasil'chenko V. I., Tesik Yu. F. *Kachestvo elektricheskoy energii. Tom 2. Kontrol' kachestva elektricheskoy energii* [Quality of electrical energy. Vol. 2. Quality control of electrical energy]. Kharkov, PP "Graf-Iks" Publ., 2014. 244 p.
6. Bindra A. *Best Practices for Boosting Reliability in Power Supplies*. Available at: <http://www.digikey.com/en/articles/techzone/2014/jul/best-practices-for-boosting-reliability-in-power-supplies> (accessed 15.02.2020).
7. *Analitychnyy tsentr doslidzhen' enerhetyky* [Analytical Centre for Energy Studies]. Available at: <http://eircenter.com/> (accessed 16.02.2023).
8. Dyachuk O., Chepelyev M., Podolets' R., Trypol's'ka H., Venher V., Saprykina T., Yukhymets' R. *Perekhid Ukrayiny na vidnovlyuvanu enerhetyku do 2050 roku* [Ukraine's Transition to Renewable Energy by 2050]. Kyiv, ART KNYHA Publ., 2017. 88 p.
9. *Plan rozvytku systemy rozpodilu AT "Kharkivoblenerho" na 2020-2024 roky* [Distribution system development plan of JSC "Kharkivoblenergo" for 2020-2024]. Available at: [http://www.oblenergo.kharkov.ua/sites/default/files/pdf/plan\\_rozvytku\\_2020-2024.pdf](http://www.oblenergo.kharkov.ua/sites/default/files/pdf/plan_rozvytku_2020-2024.pdf) (accessed 01.06.2023).
10. Artemchuk V. O., Bilan T. R., Blinov I. V. ta in. *Teoretychni ta prykladni osnovy ekonomichnoho, ekolohichnoho ta tekhnolohichnoho funkcionuvannya ob'yektiv enerhetyky* [Theoretical and applied bases of economic, ecological and technological functioning of energy objects]. Kyiv, Bilan Publ., 2017. 312 p.
11. *Tsiny na elektroenerhiyu dlya spozhyvachiv z 01 veresnya 2023 roku* [Electricity prices for consumers from 01 September 2023]. Available at: <https://ukrstat.gov.ua/> (accessed 01.08.2023).
12. *Kvadrokoptery Ukrayiny* [Quadcopters in Ukraine]. Available at: [http://store.drone.ua/product/kvadrokopter-matrice-210-rtk-v2-combo/?gclid=Cj0KCQiA-bjyBRcSARIsAFboWg1qESIws2Vba0YddnfxHFr3EdLcJiEEuhmLKFZ93UEhRUearpiKfvAaAhJCEALw\\_wcB](http://store.drone.ua/product/kvadrokopter-matrice-210-rtk-v2-combo/?gclid=Cj0KCQiA-bjyBRcSARIsAFboWg1qESIws2Vba0YddnfxHFr3EdLcJiEEuhmLKFZ93UEhRUearpiKfvAaAhJCEALw_wcB) (accessed 10.08.2023).

Надійшла (received) 25.08.2023

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Грив Олег Герасимович (Grib Oleg)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4758-8350>; e-mail: [oleg47gryb@gmail.com](mailto:oleg47gryb@gmail.com)

**Карпалюк Ігор Тимофійович (Karpaliuk Igor)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5634-6807>; e-mail: [humpway@gmail.com](mailto:humpway@gmail.com)

**Лука Олексій Володимирович (Luka Oleksiy)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4178-8856>; e-mail: [oleksiy luka141@gmail.com](mailto:oleksiy luka141@gmail.com)

**Кауркін Євген Олексійович (Kaurkin Yevgen)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5878-128X>; e-mail: [yevgenkaurkin141@gmail.com](mailto:yevgenkaurkin141@gmail.com)



## ЗМІСТ

<b>Фундаментальні дослідження</b> .....	3
<i>Korzhov I., Mygushchenko K.</i> Development of a virtual device for controlling the condition of industrial units nodes using LabView tools .....	4
<i>Cherkashenko M.</i> Synthesis of minimal schemes of systems control of hydraulic and pneumatic drives.....	12
<i>Шубенко О. Л., Голощанов В. М., Котульська О. В., Парамонова Т. М., Сенецька Д. О.</i> Тепловий стан робочих лопаток ЦНТ теплофікаційної турбіни Т-250/300-240 .....	18
<i>Роговий А. С., Азаров А. С., Демчук Р. М.</i> Удосконалення характеристик робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР.....	25
<i>Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Ярошенко М. А.</i> Модернізація робочого колеса високонапірної гідротурбіни на задані параметри.....	31
<i>Аврунін Г. А., Подригало М. А., Закапко О. Г., Мороз І. І., Разарьонов Л. В., Холодов А. П., Холодов М. П.</i> Аналіз динаміки об'ємного гідропривода рульового керування самохідного тракторного шасі .....	35
<i>Hasiuk O.</i> Hydro turbine speed control system.....	43
<i>Krupa Y., Demchuk R., Volobuiev A., Kis S.</i> Comparative analysis of software systems for hydraulic turbine flow simulation.....	49
<i>Fat'ieieva N., Fat'yeyev O., Poliakov V.</i> Reliability of hydropneumodrives for metal cutting equipment .....	56
<i>Шевченко Н. Г., Калюжний В. В., Андрієвська В. С.</i> Чисельне моделювання течії технологічної рідини у трубах колтнубінгової установки .....	60
<i>Роговий А. С., Шудрик О. Л., Лук'янець С. І., Нескорожений А. О., Лебединець Д. В.</i> Характеристики відцентрового насоса при перекачуванні Бінгамівської рідини із різними значеннями початкових напруг зсуву .....	66
<b>Прикладні дослідження</b> .....	71
<i>Гриб О. Г., Крапалюк І. Т., Швець С. В., Донецька Т. С., Дяченко О. В.</i> Втрати електричної енергії в енергетичній системі України та їх зниження за рахунок впровадження постійного струму.....	72
<i>Черпаков М. І.</i> Аналітичний огляд шляху та методів синтезу схем гідропневмоагрегатів.....	78
<i>Кухтенков Ю. М., Назаренко С. О.</i> Математичні моделі взаємодії конструкцій з рідиною та розрахунки на міцність і резонанс лопатевих гідромашин .....	82
<i>Гриб О. Г., Крапалюк І. Т., Лука О. В., Кауркін Є. О.</i> Підвищення надійності електроенергетичних об'єктів за рахунок використання безпілотних літальних апаратів.....	87

## CONTENTS

<b>Fundamentals</b> .....	3
<i>Korzhov I., Mygushchenko K.</i> Development of a virtual device for controlling the condition of industrial units nodes using LabView tools .....	4
<i>Cherkashenko M.</i> Synthesis of minimal schemes of systems control of hydraulic and pneumatic drives .....	12
<i>Shubenko O., Goloshchapov V., Kotulska O., Paramonova T., Senetska D.</i> Thermal state of the low-pressure cylinder working blades of the cogeneration turbine T-250/300-240.....	18
<i>Rogovyi A., Azarov A., Demchuk R.</i> Improving characteristics of the impeller of a high-pressure centrifugal compressor by designing with the help of CAD.....	25
<i>Myronov K., Dmytriienko O., Yaroshenko M.</i> Modernization of the runner of a high-head hydraulic turbine to the specified parameters .....	31
<i>Avrunin G., Podrigalo M., Zakapko O., Moroz I., Razaryonov L., Kholodov A., Kholodov M.</i> Analysis of dynamics of volume hydraulic power steering self-propelled tractor chassis .....	35
<i>Hasiuk O.</i> Hydro turbine speed control system .....	43
<i>Krupa Y., Demchuk R., Volobuiev A., Kis S.</i> Comparative analysis of software systems for hydraulic turbine flow simulation .....	49
<i>Fatieieva N., Fatyeyev O., Poliakov V.</i> Reliability of hydropneumodrives for metal cutting equipment .....	56
<i>Shevchenko N., Kaliuzhnyi V., Andriievska V.</i> Numerical simulation of process fluid flow in the pipes of a coiled tubing installation .....	60
<i>Rogovyi A., Shudryk O., Lukianets S., Neskorozenyi A., Lebedynets D.</i> Characteristics of centrifugal pump for pumping Bingham liquid with different values of yield stresses.....	66
<b>Applied research</b> .....	71
<i>Grub O., Krapalyuk I., Shvets S., Donetska T., Diachenko O.</i> Losses of electric energy in the energy system of Ukraine and their reduction due to the introduction of direct current .....	72
<i>Cherpakov M.</i> Analytical review of the way and methods of synthesis of hydropneumatic units schemes .....	78
<i>Kukhtenkov Y., Nazarenko S.</i> Mathematical models of the interaction of structures with liquid and calculations on the strength and resonance of blade hydraulic machines.....	82
<i>Grub O., Krapalyuk I., Luka O., Kaurkin Y.</i> Increasing the reliability of electric power facilities through the use of unmanned aerial vehicles .....	87

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХП»  
СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

**Збірник наукових праць**

№ 1'2023

Головний редактор: Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХП», Україна  
Відповідальний секретар: Крупа Є. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХП», Україна  
Технічні редактори: Фатєєва Н. М., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХП», Україна  
Резва К. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХП», Україна

**АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ:** 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХП»  
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 15.09.2023 р. Формат 60x84/8. Обкладинка – мел 250 г/м,  
4+0, + матовий ламінат. Блок – 96 стр., офсет 80 г/м, 1+1.  
Палітурка клей. Наклад 40. Ціна договірна.

