

## Synchronous PWM Regulation of Inverters of Drive Installation with Two Stator Windings of Electrical Motor

Oleschuk V.

Institute of Power Engineering of Moldova  
Kishinau, Republic of Moldova

**Abstract.** The aim of this work is to modernize schemes and algorithms of synchronous control and modulation for two-inverter based system for ac drive with dual stator windings of electric motor, in order to provide improved harmonic composition of its stator winding voltage. This goal is achieved by including in the control scheme of the system of functional dependencies linking voltage magnitude on stator windings of motor with the corresponding pole voltages of two inverters controlled by algorithms of synchronous multi-zone pulsewidth modulation (PWM), as well as by including in control scheme of current values of specialized phase shift between control signals of two inverters. It has been shown (and it is one of the basic contribution) that in two-inverter-based system with the developed control strategy voltage at stator windings of electric motor is characterized by a quarter-wave symmetry, and even-order harmonics, as well as subharmonics (of the fundamental frequency of system), are lacking in its spectra, including cases of control modes with fractional relationships between the switching frequency of converters and the output frequency of system. Results of determination of weighted total harmonic distortion factor of voltage waveforms show that at low and average values of modulation index of converters algorithms of continuous multi-zone modulation assure better integral spectral characteristics of voltage at stator windings of motor. In the case of increased values of modulation index of converters, improved spectral characteristics of voltage at stator windings of motor are achieved by the using of algorithms of discontinuous multi-zone modulation.

**Keywords:** inverter, electric motor with two stator windings, PWM schemes and algorithms, voltage harmonic composition.

**DOI:** 10.5281/zenodo.4316617

**UDC:** 621.314.572

### Dirijare sincronă PWM al invertoarelor unui sistem electric de acționare cu două înfășurări statorice ale unui motor electric

Olesciuk V.

Institutul de Energetica, Chișinău, Republica Moldova

**Rezumat.** Caracteristicile sistemelor acționari electrice reglabile bazate pe convertoare de putere depind în mare măsură de legile de control utilizate și de strategiile, metodele, circuitele și algoritmi de modulare a lățimii impulsurilor (PWM) utilizate pentru controlul parametrilor de ieșire ai convertoarelor. Scopul acestei lucrări constă în modernizarea schemei de control sincron al sistemului de convertizor pentru o acționare electrică bazată pe două invertoare, care alimentează un motor electric cu două înfășurări statorice, în care invertoarele sunt comandate pe baza algoritmilor specializați a dirjării PWM multizonale de tip vector. Acest obiectiv este atins prin includerea dependențelor funcționale în circuitul de control al sistemului, legând valoarea tensiunii pe înfășurările statorului motorului electric (conectate între ele conform schemei dublu triunghi) cu tensiunile polare corespunzătoare ale celor două invertoare, precum și prin includerea valorilor curenți ale diferenței unghiului de fază a semnalelor de control a invertoarelor întru asigurarea îmbunătățirii componenței spectrale ale tensiunii aplicate la înfășurările statorice ale motorului electric. Unul dintre cele mai semnificative rezultate ale lucrării constă în aceea, că e într-un sistem cu două invertoare cu algoritmi de control și modulație modificate, tensiunea pe înfășurările statorice a unui motor electric este caracterizată printr-o simetrie cu un sfert de undă, iar în spectrul său nu există armonici de ordin egal, precum și subarmonici, inclusiv în regimurile de control cu raport fracționar dintre frecvența de comutare a dispozitivelor de comutație ale invertoarelor și frecvența de ieșire a sistemului, care este deosebit de importantă pentru acționările de mare putere. Important și semnificativ se prezintă rezultatul, că la valori mici și medii ale coeficientului de modulație al invertoarelor, algoritmi de modulație sincrone continue fac posibilă asigurarea celor mai bune caracteristici spectrale integrale ale tensiunii pe înfășurările statorice ale motorului electric.

**Cuvinte cheie:** invertoare de tensiune, motor electric cu două înfășurări statorice, circuite și algoritmi de modulare a lățimii impulsului, componența spectrului armonic al tensiunii.

## Синхронное ШИМ-регулирование инверторов системы электропривода с двумя статорными обмотками электрического двигателя

Олещук В.И.

Институт энергетики Молдовы, Кишинев, Республика Молдова

**Аннотация.** Характеристики систем регулируемого электропривода на базе силовых преобразователей в значительной степени зависят от используемых в системах законов управления и от стратегий, способов, схем и алгоритмов широтно-импульсной модуляции (ШИМ), используемых для регулирования выходных параметров преобразователей. Целью данной работы является модернизация схемы синхронного управления преобразовательной системой для электропривода на базе двух инверторов, питающих электродвигатель с двумя статорными обмотками, при котором регулирование инверторов осуществляется на базе специализированных алгоритмов синхронной многозонной ШИМ векторного типа. Достижение поставленной цели осуществляется за счет включения в схему управления системой функциональных зависимостей, связывающих величину напряжения на статорных обмотках электродвигателя (соединенных между собой по схеме двойного треугольника) с соответствующими полярными напряжениями двух инверторов, а также за счет включения в схему управления значениями специализированного фазового сдвига между управляющими сигналами инверторов, благодаря чему обеспечивается улучшенный спектральный состав напряжения на статорных обмотках электродвигателя. Один из наиболее существенных результатов работы заключается в том, что в двухинверторной системе с модифицированными алгоритмами управления и модуляции напряжение на статорных обмотках электродвигателя характеризуется четвертьволновой симметрией, и в его спектре отсутствуют гармоники четного порядка, а также субгармоники, в том числе при режимах управления с дробным соотношением между частотой переключения вентилей инверторов и выходной частотой системы, что является особенно важным для электроприводов повышенной мощности. Также, важным и значимым является установление такого факта, что при пониженных и средних значениях коэффициента модуляции инверторов алгоритмы непрерывной синхронной модуляции позволяют обеспечить лучшие интегральные спектральные характеристики напряжения на статорных обмотках электродвигателя. При повышенных значениях коэффициента модуляции инверторов улучшенные спектральные характеристики напряжения на статорных обмотках электродвигателя достигаются при использовании модифицированных алгоритмов прерывистой многозонной синхронной модуляции.

**Ключевые слова:** инвертор напряжения, электродвигатель с двумя статорными обмотками, схемы и алгоритмы широтно-импульсной модуляции, гармонический состав напряжения.

### ВВЕДЕНИЕ

Системы регулируемого электропривода переменного тока, включающие в свой состав электронные (силовые) преобразователи параметров электрической энергии, при помощи которых обеспечиваются рациональные и экономичные режимы функционирования электродвигателей насосных, компрессорных, и вентиляторных установок, систем тягового электропривода, а также многочисленных технологических устройств, являются одними из наиболее эффективных средств значительной экономии электрической энергии.

Параметры и характеристики систем регулируемого электропривода переменного тока, регулируемых на базе силовых электронных преобразователей параметров электрической энергии, в значительной степени зависят как от используемых в системе законов управления, так и от стратегий, способов, схем и алгоритмов широтно-импульсной модуляции (ШИМ), используемых для регулирования выходного напряжения и тока силовых пре-

образователей. Развитие теории и практики широтно-импульсной модуляции применительно к новым перспективным структурам и топологиям преобразовательных устройств для систем регулируемого электропривода является поэтому актуальной задачей в области электропривода, промышленной электроники, и силовой электроники [1-5].

Одними из перспективных структур регулируемых электроприводов переменного тока повышенной мощности являются электроприводы на базе двух инверторов напряжения, выходы которых подключены к двум статорным обмоткам асинхронного электродвигателя, характеризующегося специализированным соединением статорных обмоток двигателя между собой по схеме двойного треугольника [6-7].

Преобразователи параметров электрической энергии для систем электропривода повышенной мощности характеризуются относительно низкими частотами переключения полупроводниковых силовых ключей (вентилей). Одной из важных проблем для такого рода систем является обеспечение

улучшенного спектрального состава выходного напряжения на выходе преобразователей, в спектре которого отсутствуют субгармоники (основной частоты преобразовательной системы), являющиеся чрезвычайно нежелательными в системах асинхронного регулируемого электропривода повышенной мощности [8-10].

Одним их наиболее распространенных видов широтно-импульсной модуляции (ШИМ) сигналов инверторов напряжения для систем регулируемого электропривода является векторная ШИМ. Известно, что использование стандартных алгоритмов векторной ШИМ приводит к асимметричным формам выходного напряжения инверторов, в спектрах которых появляются нежелательные гармоники низкого порядка, в том числе субгармоники (основной частоты) [5, 8, 11-12].

С целью улучшения спектрального состава выходных напряжений и токов инверторов напряжения с пониженными частотами переключения силовых вентилях, разработаны модифицированные алгоритмы векторной ШИМ, обеспечивающие симметрию основных форм выходного напряжения инверторов путем модификации стандартной методики расчета параметров управляющих импульсных сигналов инверторов [13-16]. При этом при некоторых режимах управления стандартные схемы синхронной векторной модуляции не могут обеспечить непрерывную синхронизацию форм выходного напряжения в преобразователях инверторного типа (в частности, при нестандартных или дробных соотношениях между частотой коммутации силовых вентилях инверторов и выходной частотой системы электропривода).

В то же время, разработаны альтернативные, более универсальные, схемы синхронной векторной ШИМ для преобразователей инверторного типа для электропривода и для фотопреобразовательных систем.

С целью обеспечения улучшенного гармонического состава напряжения (без четных гармоник и субгармоник) на статорных обмотках электродвигателя двухинверторной системы при любых (нестандартных и дробных) соотношениях между частотой коммутации вентилях инверторов и выходной частотой системы в данной работе выполнена соответствующая модификация схем и алгоритмов управления и модуляции инверторов для электропривода с двумя статорными обмотками электродвигателя.

## I. СИСТЕМА ЭЛЕКТРОПРИВОДА С \*ДВУМЯ СТАТОРНЫМИ ОБМОТКАМИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

Для регулируемых электроприводов переменного тока повышенной мощности одной из перспективных структур являются системы на базе двух инверторов напряжения, выходные цепи которых подключены соответственно к двум статорным обмоткам асинхронного электродвигателя, характеризующегося специализированным соединением статорных обмоток двигателя между собой по схеме двойного треугольника (Рис. 1 [7]). На рис. 2 показана схема соединения между собой статорных обмоток электродвигателя представленной системы [6]. При этом мгновенные значения напряжения на статорных обмотках электродвигателя (рис. 1-2) определяются в функции полярных напряжений двух ШИМ-инверторов **VSI1** и **VSI2** в соответствии с (1)-(6):

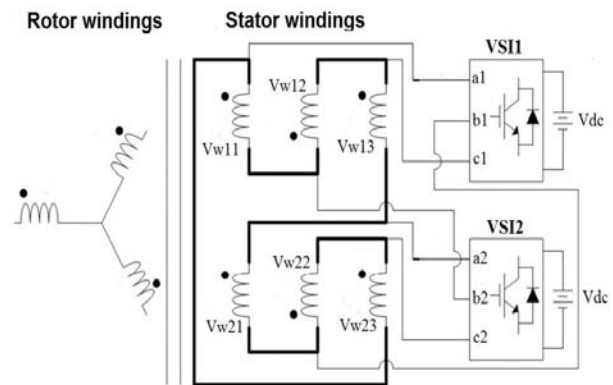


Рис. 1. Силовые цепи системы на базе двух инверторов.<sup>1</sup>

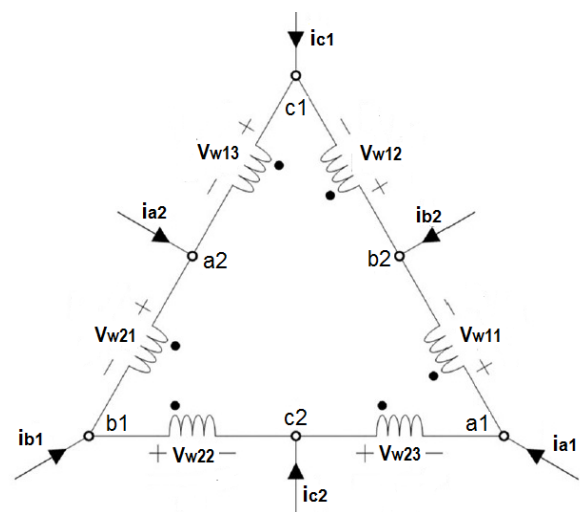


Рис. 2. Статорные обмотки электродвигателя.<sup>2</sup>

$$V_{w11} = (2V_{a1} - V_{b1} - V_{c1})/3 - (V_{a2} - 2V_{b2} + V_{c2})/3 \quad (1)$$

$$V_{w12} = (V_{a1} + V_{b1} - 2V_{c1})/3 - (-V_{a2} + 2V_{b2} - V_{c2})/3 \quad (2)$$

$$V_{w13} = (-V_{a1} - V_{b1} + 2V_{c1})/3 - (-2V_{a2} + V_{b2} + V_{c2})/3 \quad (3)$$

$$V_{w21} = (V_{a1} - 2V_{b1} + V_{c1})/3 - (2V_{a2} - V_{b2} - V_{c2})/3 \quad (4)$$

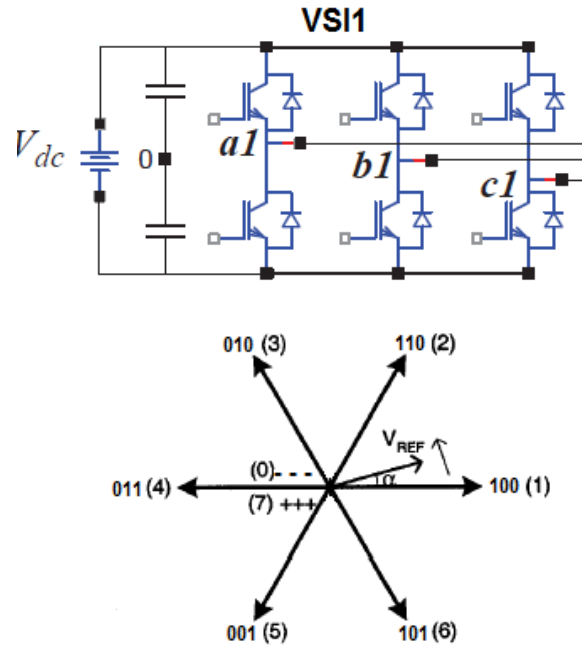
$$V_{w22} = (-V_{a1} + 2V_{b1} - V_{c1})/3 - (V_{a2} + V_{b2} - 2V_{c2})/3 \quad (5)$$

$$V_{w23} = (-2V_{a1} + V_{b1} + V_{c1})/3 - (-V_{a2} - V_{b2} + 2V_{c2})/3 \quad (6)$$

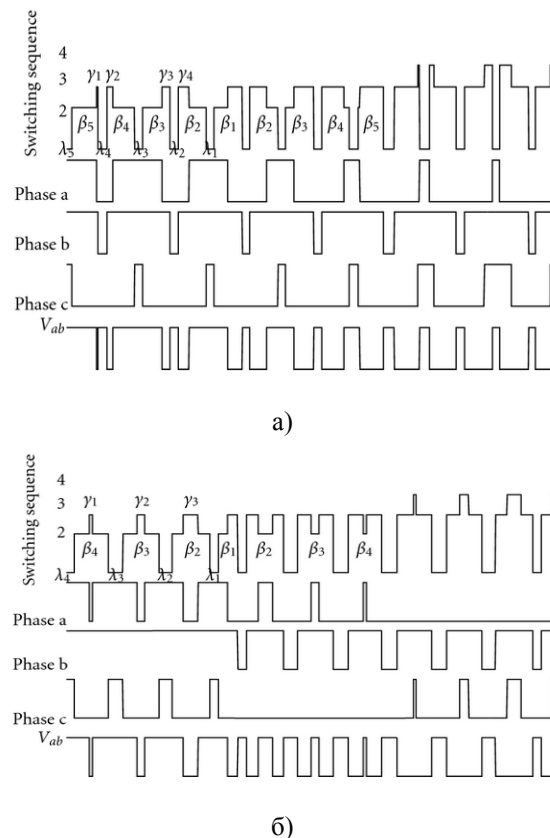
**II. ТРЕХФАЗНЫЕ ИНВЕРТОРЫ С СИНХРОННОЙ ВЕКТОРНОЙ ШИМ**

На рис. 3 показана базовая топология трехфазного двухуровневого инвертора напряжения, а также векторная диаграмма выходного напряжения инвертора. На рис. 4 представлены соответственно (на интервале  $0^0-90^0$ ) последовательность переключения вентилей инвертора (switching sequence) в соответствии со стандартными обозначениями, и кривые полярных напряжений трех фаз инвертора, и линейного напряжения инвертора, регулируемого на базе алгоритмов синхронной непрерывной (PWMC, рис. 4,а) и прерывистой (PWMD, рис. 4,б) многозонной модуляции. Также, на рис. 4, на диаграммах последовательности переключения вентилей, обозначены соответствующие управляющие сигналы, как активные сигналы управления, обеспечивающие включение соответствующих ключей инвертора, так и пассивные управляющие сигналы, за счет которых обеспечиваются паузы (нулевого уровня) в кривых выходного напряжения инверторов.

Принцип синхронного многозонного регулирования выходного напряжения инверторов базируется при этом на последовательном определении величин граничных частот между отдельными зонами (подзонами) регулирования  $F_i = \frac{1}{6(2i-1)\tau}$  и  $F_{i-1} = \frac{1}{6(2i-3)\tau}$  в функции величины коммутационного интервала  $\tau$ , и в вычислении значения коэффициента синхронизации  $K_s = [1 - (F - F_i)/(F_{i-1} - F_i)]$ , являющегося важным компонентом системы уравнений для вычисления параметров управляющих сигналов инверторов с синхронной модуляцией.



**Fig. 3. Трехфазный инвертор, и векторная диаграмма его выходного напряжения.<sup>3</sup>**



**Fig. 4. Последовательность переключения вентилей инвертора (switching sequence), кривые полярных (Phases a, b, c) напряжений, и линейного ( $V_{ab}$ ) напряжения инвертора с синхронной непрерывной (а) и прерывистой (б) ШИМ.<sup>4</sup>**

Система уравнений для вычисления параметров управляющих сигналов инверторов с синхронной многозонной ШИМ, работающих в режиме скалярного управления с рабочей частотой  $F$  и с максимальной выходной частотой  $F_{max}$ , в том числе в зоне сверхмодуляции, включает в свой состав шесть базовых соотношений (7)-(12), в том числе функциональные соотношения (7)-(10) для определения параметров активных управляющих сигналов:

$$\beta_j = \beta_1 \cos[(j-1.25)\tau K_{ov1}] \quad (7)$$

$$\gamma_j = \beta_{i-j+1} \{0.5 - 0.87 \tan[(i-j-0.25)\tau]\} K_{ov2} \quad (8)$$

$$\beta_i = \beta'' = \beta_1 \cos[(i-1.25)\tau K_{ov1}] K_s \quad (9)$$

$$\gamma_1 = \beta'' \{0.5 - 0.9 \tan[(i-2.2)\tau + (\beta'' + \lambda_{i-1})/2]\} K_s K_{ov2} \quad (10)$$

$$\lambda_j = \tau - (\beta_j + \beta_{j+1})/2 \quad (11)$$

$$\lambda_i = \lambda' = (\tau - \beta'') K_{ov1} K_s, \quad (12)$$

где  $m = F/F_{max}$  – коэффициент модуляции инверторов, первый коэффициент сверхмодуляции  $K_{ov1} = 1$  если  $0.907 > m > 0$ , второй коэффициент сверхмодуляции  $K_{ov2} = 1$  если  $0.952 > m > 0$ ,  $\beta_1 = 1.1m$  если  $0.907 \geq m > 0$ , и  $\beta_1 = \tau$  если  $m \geq 0.952$ .

### III. СИНХРОННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА НА БАЗЕ ДВУХ ШИМ-ИНВЕРТОРОВ

Синхронное регулирование двухинверторной системы электропривода с двумя статорными обмотками электродвигателя базируется на специфических фазовых сдвигах между сигналами управления двух инверторов, в каждом из которых обеспечивается синхронизация фазных и линейных напряжений на выходе инвертора.

На рис. 5 – рис. 10 представлены результаты моделирования процессов в преобразовательной системе на базе двух инверторов с синхронной векторной модуляцией, выходные цепи которых связаны с соответствующими статорными обмотками электродвигателя. В частности, на рис. 5-7

приведены диаграммы базовых напряжений, а также спектрограммы двух базовых напряжений, для инверторной системы, регулируемой на базе модифицированных алгоритмов непрерывной синхронной модуляции (PWMC). При этом на рис. 5 – рис. 7 показаны относительные величины полярных напряжений и линейного напряжения ( $V_{a1}$ ,  $V_{b1}$ ,  $V_{a2}$ ,  $V_{b2}$ , и  $V_{ab1}$ ) первого инвертора системы **VSII**, а также результирующее напряжение  $V_{w11}$  на статорной обмотке электродвигателя. Рабочая частота системы равна  $F=32.5\text{Гц}$ , коэффициент модуляции инверторов равен при этом  $m=0.65$ . Усредненная частота коммутации вентиля инверторов равна  $F_k=1.05\text{кГц}$ .

Временные диаграммы на рис. 5 соответствуют периоду выходной частоты системы ( $0^\circ-360^\circ$ ), на рис. 6 базовые формы напряжения показаны более детально, на одной шестой части периода выходной частоты, внутри временного интервала  $0^\circ-60^\circ$ .

На рис. 8 – рис. 10 представлены аналогичные диаграммы и спектрограммы, иллюстрирующие работу преобразовательной системы на базе инверторов с алгоритмами прерывистой синхронной многозонной модуляции (PWMD [17], прерывистая синхронная ШИМ с 30-градусными интервалами неперывающего состояния вентиля).

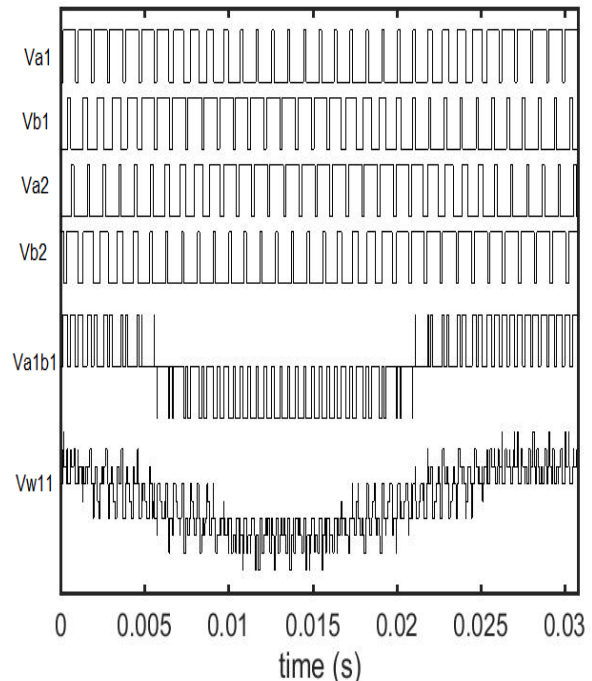


Рис. 5. Базовые напряжения в системе с синхронной непрерывной ШИМ (PWMC-ШИМ,  $F=32.5\text{Гц}$ ,  $m=0.65$ ,  $F_k=1.05\text{кГц}$ ).<sup>5</sup>

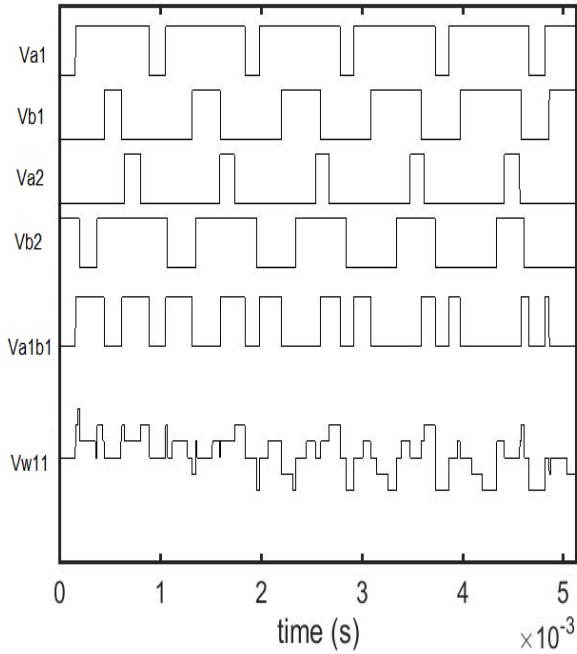


Рис. 6. Базовые напряжения в системе с синхронной непрерывной ШИМ (PWMС-ШИМ,  $F=32.5\text{Гц}$ ,  $m=0.65$ ,  $F_k=1.05\text{кГц}$ ).<sup>6</sup>

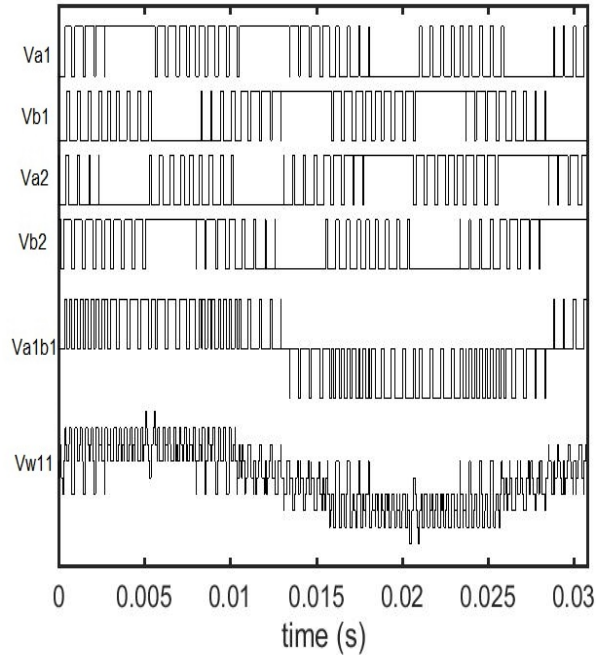


Рис. 8. Базовые напряжения в системе с синхронной прерывистой ШИМ (PWMD-ШИМ,  $F=32.5\text{Гц}$ ,  $m=0.65$ ,  $F_k=1.05\text{кГц}$ ).<sup>8</sup>

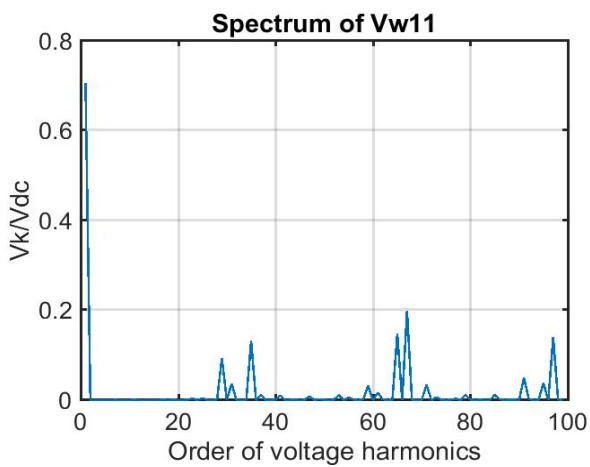
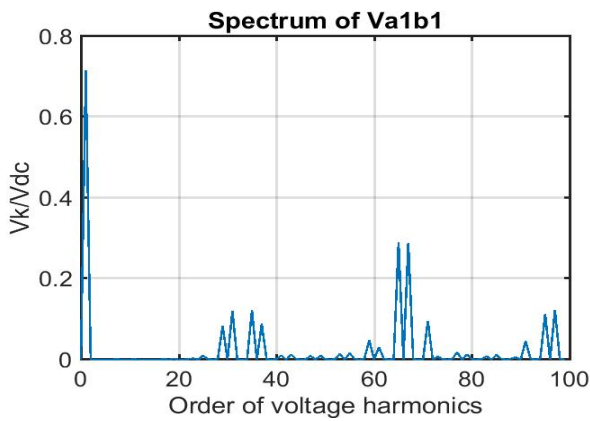


Рис. 7. Спектры напряжений (PWMС-ШИМ,  $F=32.5\text{Гц}$ ,  $m=0.65$ ,  $F_k=1.05\text{кГц}$ ).<sup>7</sup>

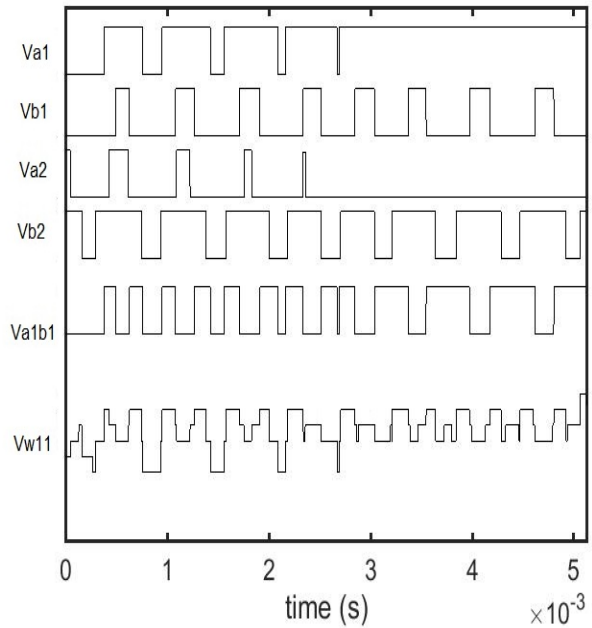
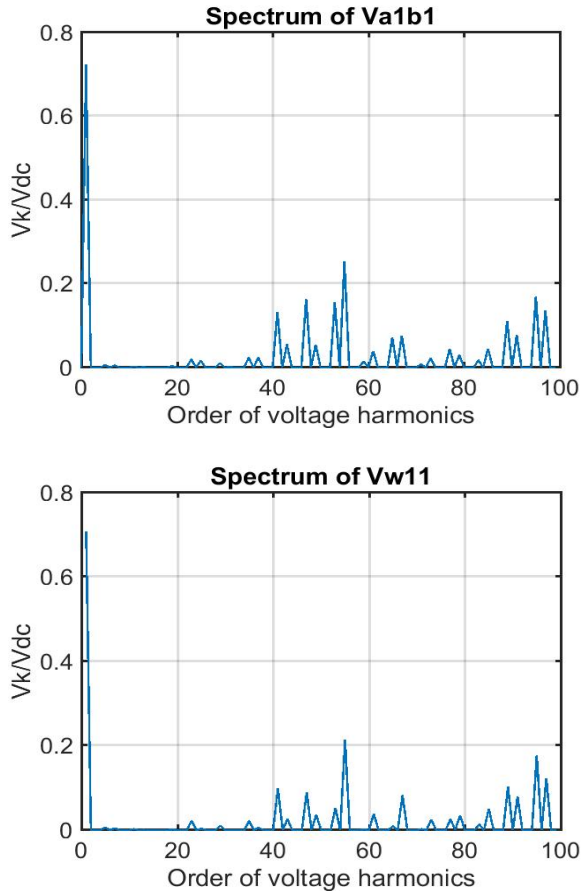


Рис. 9. Базовые напряжения в системе с синхронной прерывистой ШИМ (PWMD-ШИМ,  $F=32.5\text{Гц}$ ,  $m=0.65$ ,  $F_k=1.05\text{кГц}$ ).<sup>9</sup>

Следует специально отметить, что для проанализированных режимов работы двухинверторной системы было выбрано дробное соотношение между частотой коммутации вентиля инверторов  $F_k$  и выходной частотой системы  $F$  ( $F_k/F=1050\text{Гц}/32.5\text{Гц}=32.31$ ). Результаты анализа приведенных спектрограмм



**Рис. 10. Спектры напряжений (PWMD-ШИМ,  $F=32.5\text{Гц}$ ,  $m=0.65$ ,  $F_k=1.05\text{кГц}$ ).**<sup>10</sup>

(рис. 7, рис. 10) подтверждают тот факт, что и для режимов работы с дробным соотношением между частотой коммутации вентилях инверторов и выходной частотой системы модифицированные алгоритмы синхронной многозонной ШИМ позволяют обеспечить улучшенный гармонический состав напряжения на статорных обмотках электродвигателя, в спектре которого отсутствуют четные гармоники, а также нежелательные (для систем повышенной мощности) субгармоники (основной частоты системы).

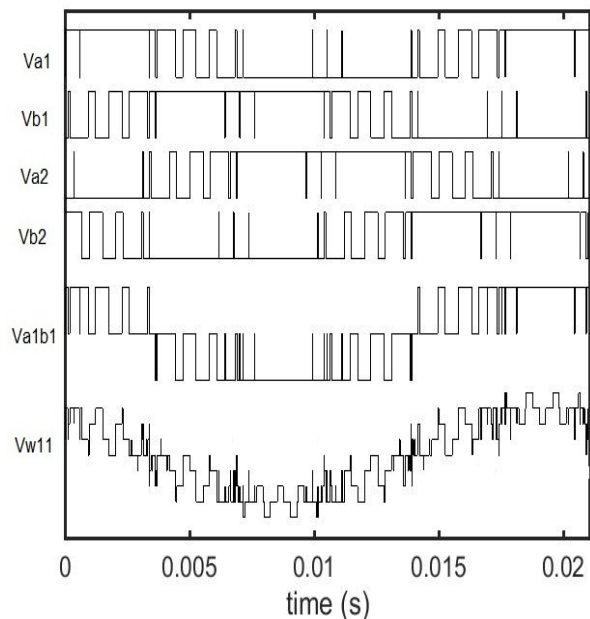
Для линейного регулирования величины первой гармоники выходного напряжения инверторов с синхронной ШИМ в зоне повышенных выходных частот (в зоне сверхмодуляции) необходимо обеспечить специализированную коррекцию базовых управляющих соотношений в этой зоне [8-9]. Стратегия рационального скалярного регулирования инверторов в этой зоне базируется на использовании двухступенчатой схемы управления в зоне сверхмодуляции с двумя граничными частотами  $F_{ov1} = 45.35\text{Гц}$  (коэффициент модуляции инверторов равен

$m=0.907$  для этой частоты), и  $F_{ov2}=47.6\text{Гц}$  (коэффициент модуляции инверторов равен  $m=0.952$  для этой частоты) для преобразовательных систем для регулируемого электропривода переменного тока с максимальной выходной частотой  $F_{max}=50\text{Гц}$  [8-9]. ШИМ-процесс регулирования инверторов состоит из двух частей в зоне сверхмодуляции, и базируется на использовании корректирующих коэффициентов (13)-(14) в базовых управляющих соотношениях (7)-(9), (12):

$$K_{ov1} = 1 - (F - F_{ov1}) / (F_{ov2} - F_{ov1}) \quad (13)$$

$$K_{ov2} = 1 - (F - F_{ov2}) / (F_{max} - F_{ov2}) \quad (14)$$

На рис. 11-14 представлены базовые формы напряжений (а также спектрограммы линейного выходного напряжения инвертора и напряжения на статорных обмотках электродвигателя) преобразовательной системы с двумя статорными обмотками электродвигателя, работающей в зоне сверхмодуляции ( $F=47.5\text{Гц}$ ,  $m=0.95$ ). Регулирование инверторов осуществляется на базе модифицированных алгоритмов непрерывной (рис. 11-12) и прерывистой (рис. 13-14) синхронной многозонной широтно-импульсной модуляции. Усредненная частота переключения вентилях инверторов равна  $1.05\text{кГц}$ .



**Рис. 11. Базовые напряжения в системе с синхронной непрерывной ШИМ (PWMS-ШИМ,  $F=47.5\text{Гц}$ ,  $m=0.95$ ,  $F_k=1.05\text{кГц}$ ).**<sup>11</sup>

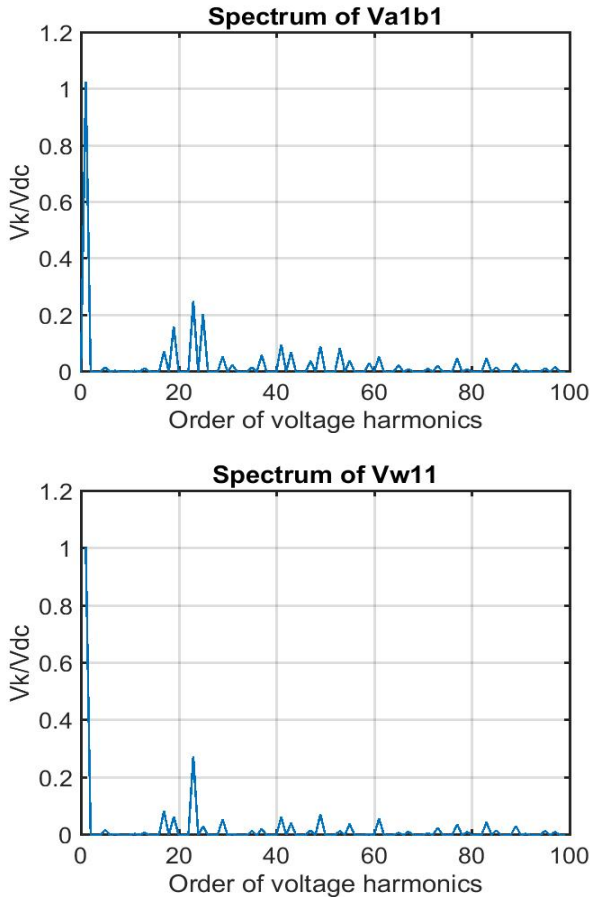


Рис. 12. Спектры напряжений (PWM-ШИМ,  $F=47.5\text{Гц}$ ,  $m=0.95$ ,  $F_k=1.05\text{кГц}$ ).<sup>12</sup>

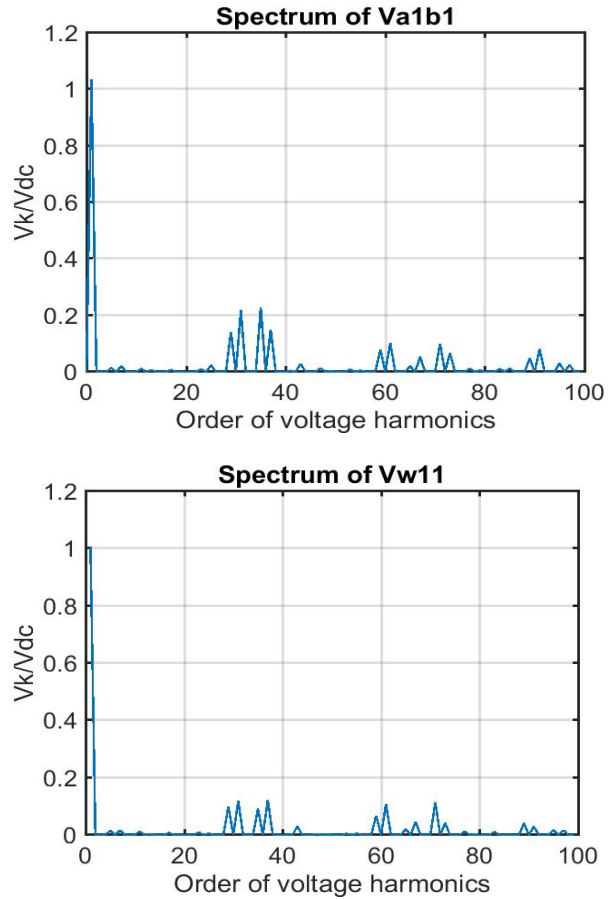


Рис. 14. Спектры напряжений (PWM-DШИМ,  $F=47.5\text{Гц}$ ,  $m=0.95$ ,  $F_k=1.05\text{кГц}$ ).<sup>14</sup>

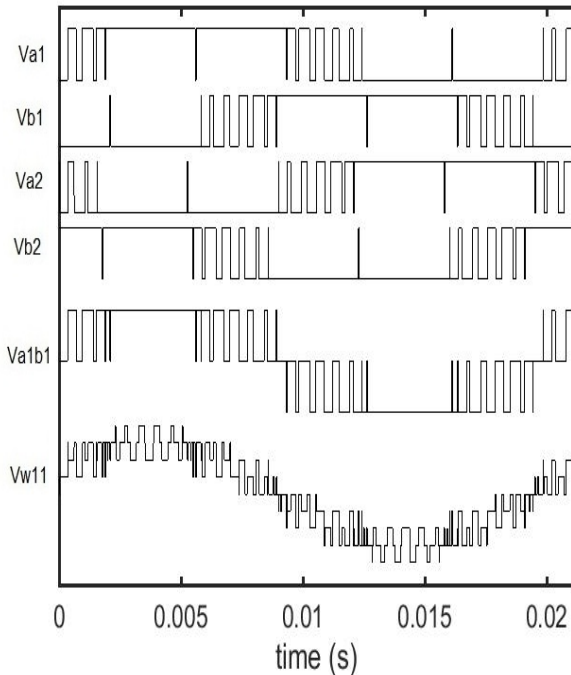


Рис. 13. Базовые напряжения в системе с синхронной прерывистой ШИМ (PWM-DШИМ,  $F=47.5\text{Гц}$ ,  $m=0.95$ ,  $F_k=1.05\text{кГц}$ ).<sup>13</sup>

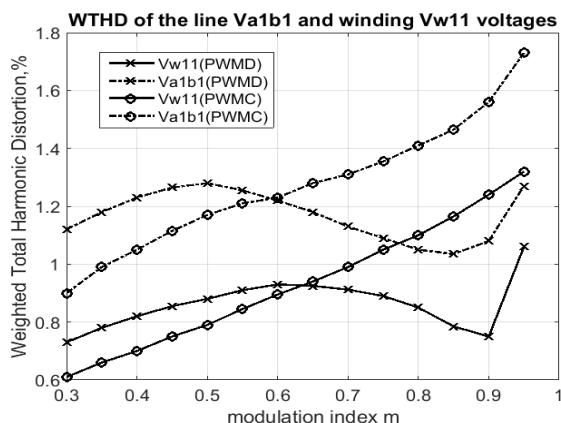
Представленные на рис. 11-14 результаты моделирования преобразовательной системы для электропривода с двумя статорными обмотками электродвигателя, работающей в зоне повышенных выходных частот (в зоне сверхмодуляции), показывают, что и в этой специфической зоне управления напряжение на статорных обмотках электродвигателя обладает четвертьволновой симметрией, и в его спектрограммах отсутствуют гармоники четного порядка и субгармоники основной частоты системы.

На рис. 15 представлены результаты определения взвешенного коэффициента искажения базовых напряжений  $V_{albl}$  и  $V_{w11}$  в системе на базе двух инверторов с синхронной многозонной ШИМ (Weighted Total Harmonic Distortion factor

$$(WTHD = (1/V_{w11}) \sqrt{\sum_{i=2}^{1000} (V_{w11i}/i)^2})),$$

работающей в режиме скалярного управления, в функции коэффициента модуляции инверторов  $m$  при частоте коммутации вентилей инверторов равной  $1.05\text{кГц}$ .





**Рис. 15.** Взвешенный коэффициент искажения *WTHD* базовых напряжений в функции коэффициента модуляции инверторов *m*.<sup>15</sup>

Представленные на рис. 15 результаты определения взвешенного коэффициента искажения базовых напряжений показывают, что при пониженных и средних значениях коэффициента модуляции инверторов ( $m < 0.65$ ), алгоритмы непрерывной синхронной модуляции позволяют обеспечить лучшие интегральные спектральные характеристики напряжения  $V_{w11}$  на статорных обмотках электродвигателя. При повышенных значениях коэффициента модуляции инверторов ( $m > 0.65$ ) улучшенные спектральные характеристики напряжения на статорных обмотках электродвигателя достигаются при использовании при регулировании инверторов модифицированных алгоритмов прерывистой синхронной модуляции.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Модифицированные алгоритмы управления и синхронной многозонной векторной модуляции, используемые для синхронного регулирования двух трехфазных инверторов системы электропривода на базе электродвигателя с двумя статорными обмотками, соединенными по схеме двойного треугольника, позволяют обеспечить симметрию и улучшенный спектральный состав напряжения на статорных обмотках электродвигателя.

Представленные на рис. 7, 10, 12, и 14 спектрограммы базовых напряжений в системе подтверждают тот факт, что при использовании синхронной многозонной ШИМ в спектрах линейного напряжения инверторов и напряжения на двух статорных обмотках электродвигателя отсутствуют гармоники четного порядка и субгармоники (выходной частоты), способствуя тем самым

общему снижению потерь в системе электропривода. При этом следует специально отметить, что проанализированные режимы управления преобразовательной системой на базе двух инверторов характеризуются дробными соотношениями между частотой коммутации вентиля инверторов  $F_s$  и выходной частотой  $F$  ( $F_s/F = 1050 \text{Гц} / 32.5 \text{Гц} = 32.3$  (рис. 5-10), и  $F_s/F = 1050 \text{Гц} / 47.5 \text{Гц} = 22.1$  (рис. 11-14)).

Результаты определения взвешенного коэффициента искажения базовых напряжений показывают, что при пониженных и средних значениях коэффициента модуляции инверторов ( $m < 0.65$ ), алгоритмы непрерывной синхронной модуляции позволяют обеспечить лучшие интегральные спектральные характеристики напряжения на статорных обмотках электродвигателя. При повышенных значениях коэффициента модуляции инверторов ( $m > 0.65$ ) улучшенные спектральные характеристики напряжения на статорных обмотках двигателя достигаются при использовании при регулировании инверторов модифицированных алгоритмов прерывистой синхронной модуляции.

### ПРИЛОЖЕНИЕ 1 (APPENDIX 1)

<sup>1</sup>Fig. 1. Power circuits of drive system on the base of two inverters.

<sup>2</sup>Fig. 2. Stator windings of electrical motor.

<sup>3</sup>Fig. 3. Three-phase inverter and its output voltage vectors.

<sup>4</sup>Fig. 4. Switching state sequence, and pole and line voltages of converter with multi-zone continuous (a) and space-vector discontinuous (б) PWM.

<sup>5</sup>Fig. 5. Basic voltage waveforms on period (PWMC scheme,  $F = 32.5 \text{Hz}$ ,  $m = 0.65$ ,  $F_s = 1.05 \text{kHz}$ ).

<sup>6</sup>Fig. 6. Basic voltage waveforms on 1/6 of period (PWMC scheme,  $F = 32.5 \text{Hz}$ ,  $m = 0.65$ ,  $F_s = 1.05 \text{kHz}$ ).

<sup>7</sup>Fig. 7. Voltage spectra (PWMC scheme,  $F = 32.5 \text{Hz}$ ,  $m = 0.65$ ,  $F_s = 1.05 \text{kHz}$ ).

<sup>8</sup>Fig. 8. Basic voltage waveforms on period (PWMD scheme,  $F = 32.5 \text{Hz}$ ,  $m = 0.65$ ,  $F_s = 1.05 \text{kHz}$ ).

<sup>9</sup>Fig. 9. Basic voltage waveforms on 1/6 of period (PWMD scheme,  $F = 32.5 \text{Hz}$ ,  $m = 0.65$ ,  $F_s = 1.05 \text{kHz}$ ).

<sup>10</sup>Fig. 10. Voltage spectra (PWMD scheme,  $F = 32.5 \text{Hz}$ ,  $m = 0.65$ ,  $F_s = 1.05 \text{kHz}$ ).

<sup>11</sup>Fig. 11. Basic voltage waveforms (PWMC scheme,  $F = 47.5 \text{Hz}$ ,  $m = 0.95$ ,  $F_s = 1.05 \text{kHz}$ ).

<sup>12</sup>Fig. 12. Voltage spectra (PWMC scheme,  $F = 47.5 \text{Hz}$ ,  $m = 0.95$ ,  $F_s = 1.05 \text{kHz}$ ).

<sup>13</sup>Fig. 13. Basic voltage waveforms (PWMD scheme,  $F = 47.5 \text{Hz}$ ,  $m = 0.95$ ,  $F_s = 1.05 \text{kHz}$ ).

<sup>14</sup>Fig. 14. Voltage spectra (PWMD scheme,  $F = 47.5 \text{Hz}$ ,  $m = 0.95$ ,  $F_s = 1.05 \text{kHz}$ ).

<sup>15</sup>Fig. 15. *WTHD* of voltage waveforms versus index of modulation of inverters.

**Литература (References)**

- [1] Krishnan R. *Electric Motor Drives: Modeling, Analysis, and Control*. Prentice Hall, 2001, 571 p.
- [2] Kazmierkowski M.P, Krishnan R., Blaabjerg F. (Ed). *Control in Power Electronics: Selected Problems*. Academic Press, 2002, 544 p.
- [3] Bose B.K. Power electronics, smart grid, and renewable energy systems. *Proceedings of the IEEE*, 2017, vol. 105, no. 11, pp. 2011-2018.
- [4] Levi E. Advances in converter control and innovative exploitation of additional degrees of freedom for multiphase machines. *IEEE Trans. Ind. Electron.*, 2016, vol. 63, no. 1, pp. 433-448.
- [5] Blaabjerg F. (Ed.). *Control of Power Electronic Converters and Systems*. Vol. 2, Academic Press, 2018, 532 p.
- [6] Munoz A.R., Lipo T.A. Dual stator winding induction machine drive. *IEEE Trans. Ind. Appl.*, 2000, vol. 36, no. 5, pp. 1369-1379.
- [7] Park Y., Yoo J.-M., Sul S.-K. Vector control of double-delta sourced winding for a dual-winding induction machine. *IEEE Trans. Ind. Appl.*, 2017, vol. 53, no. 1, pp. 171–180.
- [8] Holtz J. Pulsewidth modulation for electronic power conversion. *Proceedings of IEEE*, 1994, vol.82, no.8, pp.1194-1213.
- [9] Mohan N., Undeland T. M., Robbins W. P. *Power Electronics*, 3<sup>rd</sup> ed. John Wiley & Sons, 2003. 656 p.
- [10] Xu, D., Li, Y.W., Wu, B. Direct PWM synchronization using an all digital phase-locked loop for high power grid-interfacing converters. *Proc. of IEEE Applied Power Electron. Conf. (APEC'2007)*, 2007, pp. 893-899.
- [11] Van der Broeck H.W., Skudelny H. C. Analysis and realization of a pulse width modulator based on voltage space vectors. *IEEE Trans. Ind. Appl.*, 1988, vol. 24, no. 1, pp. 142-150. .
- [12] Mishra A., Save S., Sen R. Space vector pulse width modulation. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 2014. vol. 5, no. 2, pp. 1472-1476.
- [13] Xu, D., Li, Y.W., Wu, B. Direct PWM synchronization using an all digital phase-locked loop for high power grid-interfacing converters. *Proc. of IEEE Applied Power Electron. Conf. (APEC'2007)*, 2007, pp. 893-899.
- [14] Ge, X., Feng, F., Liu, B. Strategies analysis and practical application of synchronous SVPWM in three-level inverter. *IEEE Chinese Control and Decision Conference (CCDS'2008)*, 2008, pp. 3179-3183.
- [15] Veeranna, S.B., Yaragatti, U.R., Beig, A.R. Space vector-based synchronised bus-clamping pulse width modulation algorithms for three-level voltage source inverter in overmodulation region. *IET Power Electron.*, vol. 5, no. 4, 2012, pp. 493–500.
- [16] Wei Chen, Haiwei Sun, Xin Gu, Changliang Xia. Synchronized space vector PWM for three level VSI with lower harmonic distortion and switching frequency. *IEEE Trans. Power Electron.*, 2016, vol. 31, no. 9, pp. 6428-6441.

**Сведения об авторе.**



**Валентин Игоревич Олещук**, доктор (хабилитат) техн. наук, главный научный сотрудник Института энергетики Молдовы. Область научных интересов: стратегии управления и модуляции для силовых преобразователей параметров электрической энергии для регулируемого электропривода и для систем возобновляемой энергетики.  
E-mail: [oleschukv@hotmail.com](mailto:oleschukv@hotmail.com)

## **Investigation of Symmetrical Modes of Operation and Calculation of the Installed Capacity of Phase-Shifting Transformer, Based on Hexagon Connection**

**Bosneaga V., Suslov V.**  
 Institute of Power Engineering  
 Chisinau, Republic of Moldova

**Abstract.** The scope of the work is to study the steady-state symmetrical load modes of operation of a new promising phase-regulating transformer circuit. This allows obtaining the value of the designed capacity of device. The device is based on a three-phase transformer windings connection into hexagon circuit, equipped with additional three phase regulating autotransformer, connected to hexagon circuit in a special manner. Besides, it should be equipped with semi-conductor switching keys, which give the possibility to control fast transition processes. The proposed circuit gives the possibility to round regulation of phase angle in the range of 0-360°, so the device could be used as frequency converter for flexible tie between energy systems with different frequencies and belongs to the group of FACTS controllers. The autotransformer provides the possibility of fine adjustment of the phase angle of the output three-phase voltage, so maintaining the flow of active power in the interconnection line. One of the most important features of such devices is the value of calculated designed capacity, which determines demand of the active materials for such devices. The scope of the work was achieved by conducted analytical study, based on electrical and transformer circuit's theory. The currents in the windings of the device in symmetrical load modes were calculated for several variants of the phase-regulating unit circuit's diagrams. On their basis, the maximum values of the devices currents and designed capacity for a number of the considered variants of circuits were determined, allowing a comparative analysis of different circuit modifications.

**Keywords:** phase-shifting transformer, hexagon circuit, adjustable autotransformer, load modes, design power.

**DOI:** 10.5281/zenodo.4316631

**UDC:** 621.314.2

### **Cercetarea regimurilor de sarcină simetrică și calculul puterii tipice a dispozitivului de schimbare de fază**

**Boșneaga V., Suslov V.**  
 Institutul de Energetică  
 Chișinău, Republica Moldova

**Rezumat.** Scopul lucrării este de a studia regimurile permanente cu sarcini simetrice a unei noi scheme de perspectivă a transformatorului cu reglarea iunghiului diferenței de fază în baza transformatorului trifazat cu o conexiune a înfășurărilor într-o schemă hexagonală și un autotransformator de reglare fină suplimentară. Acest lucru a făcut posibilă obținerea valorilor puterii tipice pentru diferite opțiuni de proiectare a circuitelor dispozitivului. Dispozitivul investigat se caracterizează printr-un număr de terminale mai redus a înfășurărilor transformatorului de bază, deci, și a unui număr mai mic de dispozitive de comutație, care au un impact semnificativ asupra puterii tipice și indicilor de masă și gabarit a acestui tip de utilaj energetic. Un autotransformator de comandă trifazat, comutat prin comutatoare semiconductoare, oferă posibilitatea de a regla fin faza de tensiune trifazată de ieșire în intervalul 0-360 °, ceea ce face posibilă utilizarea acestui dispozitiv ca convertor de frecvență pentru comunicarea flexibilă a sistemelor de curent alternativ. Un astfel de dispozitiv aparține clasei dispozitive FACTS. Acest obiectiv a fost atins ca urmare a unui studiu analitic bazat pe teoria circuitelor electrice și magnetice pentru determinarea curenților se utilizează legile lui Kirchhoff și ecuația de echilibru a forțelor magnetomotorii ale înfășurărilor pe coloană miezului feromagnetic, care sunt valabile pentru un regim de sarcină simetrică. Pe baza sistemului compilat de ecuații, se obțin formule pentru calcularea vectorilor curenților în înfășurările transformatorului și autotransformatorului în regimuri de sarcină simetrică. S-a demonstrat, că curenții depind de poziția dispozitivelor de comutare, care se caracterizează printr-un coeficient special.

**Cuvinte-cheie:** transformator de reglare a fazei, circuit hexagonal, autotransformator de reglare, modurile de sarcină, puterea instalată.

**Исследование симметричных нагрузочных режимов и  
расчет типовой мощности трансформаторного фазорегулирующего устройства  
на базе многоугольника**

**Бошняга В.А., Суслов В.М.**

Институт энергетике

Кишинев, Республика Молдова

**Аннотация.** Целью работы является исследование установившихся симметричных нагрузочных режимов работы новой перспективной схемы фазорегулирующего трансформатора на основе трехфазного трансформатора с соединением обмоток в схему шестиугольника и дополнительным регулировочным автотрансформатором для тонкого регулирования. Это позволило получить величины типовых мощностей для различных вариантов схемного исполнения. Исследуемое устройство характеризуется существенно меньшим необходимым числом отводов обмоток основного трансформатора, и соответственно количеством необходимых коммутационных устройств, что существенно влияет на типовую мощность и весо-габаритные показатели устройства. Трехфазный регулировочный автотрансформатор, переключаемый с помощью полупроводниковых ключей, обеспечивает возможность тонкого регулирования фазы выходного трехфазного напряжения в диапазоне  $0-360^\circ$ , что позволяет использовать это устройство в качестве преобразователя частоты для гибкой связи энергосистем переменного тока. Такое устройство относится к классу FACTs устройств. Поставленная цель достигнута в результате аналитического исследования на основе теории электрических и магнитных цепей, при этом для расчета токов использованы законы Кирхгофа и уравнение равновесия магнитодвижущих сил обмоток стержня, справедливые для симметричного режима нагрузки. На основе составленной системы совместных уравнений получены формулы для расчета векторов токов в обмотках трансформатора и автотрансформатора в симметричных нагрузочных режимах. Показано, что токи зависят от положения переключающих устройств, которое характеризуется специальным коэффициентом. Токи обмоток выражены в относительных единицах через величину тока нагрузки. Это позволяет в конечном итоге получить значение типовой мощности устройства, выраженное в долях мощности нагрузки. Варианты схем отличаются друг от друга способом подключения регулировочного автотрансформатора. В результате исследования определены максимальные значения модулей токов и напряжений, а также и типовых мощностей для ряда рассмотренных вариантов схем. Полученные результаты позволяют проводить сравнительный анализ разных схемных модификаций по величине типовой мощности.

**Ключевые слова:** трехфазный фазорегулирующий трансформатор, схема шестиугольника, регулируемый автотрансформатор, нагрузочные режимы, типовая мощность.

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в качестве управляемых «гибких» межсистемных связей между несинхронно работающими энергосистемами обычно применяются вставки постоянного тока, которые получили достаточно широкое распространение в электрических сетях в Северной Америке и Европе [1-4]. Несмотря на присущие им определенные недостатки, вставки постоянного тока являются единственным практически реализованным решением, позволяющим независимо управлять потоком активной мощности в линиях межсистемной связи, которое, к тому же, непрерывно совершенствуется. Это, тем не менее, не исключает возможность и необходимость поиска и других технических решений, также базирующихся на последних достижениях твердотельной электроники [5-6], однако не использующих промежуточное преобразование в постоянный ток и обратно.

В связи бурным развитием в последние десятилетия технологий «FACTs» (Flexible Alternating Current Transmission) появилось большое количество различных управляемых

устройств на переменном токе с использованием полупроводниковых коммутирующих элементов (например, типа UPFC- Unified Power Flow Controller), обеспечивающих регулирование параметров режима электрической сети, таких как величина и фаза напряжения в узле, поток активной и реактивной мощностей в сети и др. [7, 8]. Они позволяют одновременно управлять потоками как активной, так и реактивной мощностей в линии электропередачи, что сравнимо с тем, что обеспечивает вставка постоянного тока. Однако, в доступной литературе не рассматривается возможность их адаптации и использования для обеспечения гибкой связи несинхронно работающих энергосистем, при которой угол фазового сдвига между векторами систем должен изменяться в полном диапазоне  $0-360^\circ$ . В связи с успешным развитием техники коммутации на базе различных полупроводниковых устройств становится реальным еще одно возможное направление реализации такой связи, основанное на применении устройств типа

матричных циклоконверторов [9-13], используемых в настоящее время для питания переменным током регулируемой частоты мощных электродвигателей. Одним из недостатков, препятствующих их использованию в качестве устройств для связи энергосистем, является большая дискретность регулирования угла, составляющая обычно  $120^\circ$ . Учитывая вышесказанное, настоящая работа посвящена исследованию трансформаторного фазоповоротного устройства, идея о возможности реализации которого высказывалась давно ([14-16]). Суть его заключается в использовании трансформаторных фазопо-ротных устройств, обеспечивающих круговое вращение фазы выходного напряжения относительно входного, которые фактически также являются преобразователями частоты. Поэтому в данной работе проведено исследование установившихся симметричных режимов работы некоторых новых вариантов схемных решений, базирующихся на схеме многоугольника, с целью определения токов в обмотках таких устройств и оценки такой важной технико-экономической характеристики, как типовая мощность. Известны работы [17-20], в которых приведены результаты расчетов типовой мощности для некоторых вариантов схем фазоповоротных трансформаторов, однако отсутствуют данные, касающиеся схем на основе многоугольника. Отметим также, что обоснованное суждение относительно преимуществ и недостатков упомянутых схемных решений на основе схем многоугольника и различных других вариантов, в том числе и двухтрансформаторных устройств, может быть сделано только после детального изучения особенностей всех этих схем с учетом как технико-экономических показателей трансформаторной части, так и количества и режимов работы переключающих устройств.

#### **ИССЛЕДОВАНИЕ СИММЕТРИЧНЫХ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И РАСЧЕТ ТИПОВОЙ МОЩНОСТИ**

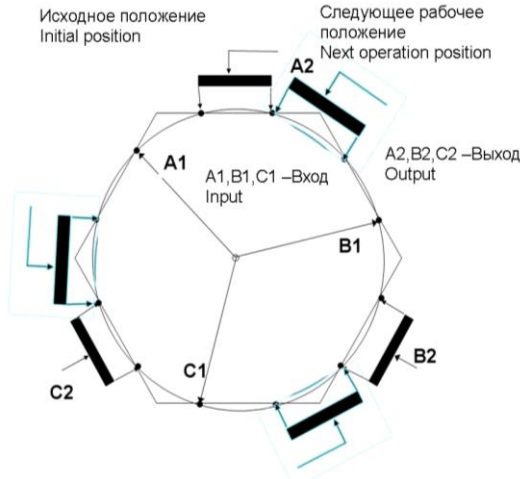
Рассмотрение симметричных режимов работы с целью расчета технико-экономических характеристик, в частности, типовой мощности, проведем на основе методики, изложенной в ранних предыдущих работах авторов, опубликованных в сборниках статей «Управляемые

электропередачи», изданных в 1984-88 гг. в издательстве «Штиинца» в г. Кишиневе. Суть ее состоит в использовании уравнений теории электрических цепей совместно с уравнениями равновесия магнитодвижущих сил для каждого из стержней трехфазного трансформатора, с учетом симметрии фазных токов и напряжений. Такой сравнительно простой подход позволяет получить приблизительную величину токов в обмотках устройства по отношению к току нагрузки. Эквивалентные сопротивления, вносимые трансформатором, ввиду их небольшого влияния на величины токов, при этом не учитываются. Это вполне допустимо для расчета типовой мощности устройства, определяющей расход активных материалов на его изготовление и, в конечном счете, габариты.

Как показано в предыдущих работах авторов (см. например, автореферат диссертации Бошняги В.А. «Исследование трансформаторных фазопреобразующих устройств и возможностей фазового управления двухцепными электропередачами с усиленной электромагнитной связью цепей», Киев, Институт электродинамики АН Украины, 1988 г.), среди множества возможных вариантов фазоповоротных трансформаторов схемы, использующие соединение обмоток в многоугольник, как правило, обладают наилучшими показателями по типовой мощности, по сравнению со многими другими схемными решениями. Это объясняется, в первую очередь, наличием автотрансформаторной связи между системами питающего и выходного напряжения. В данном исследовании получила дальнейшее развитие идея, упрощения конструкции базового фазосдвигающего трансформатора. Вместо выполнения большого количества отводов от его основных обмоток, используется дополнительный автотрансформатор, на котором и производится более «тонкое регулирование» путем переключения его отводов.

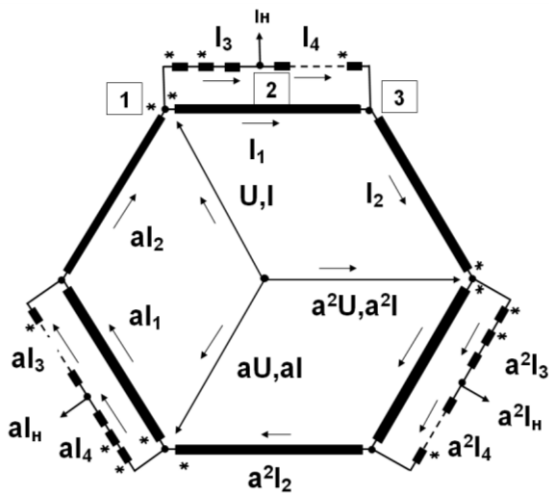
На рис. 1 приведена условная схема, поясняющая упомянутый принцип выполнения схемы фазоповоротного трансформатора с дополнительным регулировочным автотрансформатором. Она отличается той особенностью, что основные обмотки выполнены с минимально возможным количеством отводов,

необходимых, например, для обеспечения 12-ти фазной системы с  $30^\circ$  фазовым сдвигом векторов, а более точное регулирование угла выполняется с помощью упомянутого дополнительного автотрансформатора.



**Рис.1. Условная схема, поясняющая использование дополнительного регулировочного автотрансформатора.**  
**Fig.1 Conditional diagram explaining the use of additional regulating autotransformer.**

Для оценки типовой мощности такого рода устройств на базе многоугольника с дополнительным регулировочным автотрансформатором рассмотрим несколько вариантов схем реализации, начиная с наиболее простого, приведенного на рис.2.



**Рис.2. Вариант фазопоротного устройства с многоугольником без отводов с дополнительным автотрансформатором.**  
**Fig. 2. Mode of phase-shifting transformer implementation with hexagon circuit without intermediate taps and additional autotransformer.**

На нем условно показаны основные фазосдвигающие обмотки, соединенные в многоугольник (начала обмоток отмечены звездочками), а также 3 дополнительных однофазных автотрансформатора с большим числом промежуточных ответвлений, к которым может быть подключена трехфазная нагрузка с током  $I_n$ .

Переключения нагрузки к различным ответвлениям регулировочных обмоток, как было описано ранее в [16], может быть произведено с помощью быстродействующих полупроводниковых ключей, которые здесь не показаны, чтобы не загромождать схему. Отметим, что в такой схеме, когда питающая система напряжений приложена к вершинам многоугольника, при регулировании угла происходит связанное с ним изменение модуля напряжения на нагрузке, которое при необходимости может быть скомпенсировано несколькими способами, например, путем корректирования закона переключения полупроводниковых ключей.

На рис. 2 приведены обозначения токов и напряжений схемы, причем в силу симметрии, токи в разных фазах связаны посредством комплексного оператора поворота  $a=e^{j120^\circ}$ . Для упрощения обозначений точки над комплексными значениями токов и напряжений не проставлены, но подразумеваются.

Запишем систему уравнений для данной схемы для узла 2 (номера узлов проставлены на рис.2 в прямоугольниках) и уравнения равновесия магнитодвижущих сил для регулирующего автотрансформатора. Полное число витков обмотки регулирующего автотрансформатора обозначим через  $w'$ , число витков, включенных с ее левой стороны, по которой протекает ток  $I_3$ , будем характеризовать с помощью коэффициента  $k$ , который может изменяться в диапазоне  $0 \div 1$ , тогда число витков, включенных слева будет  $w' \cdot k$ , а число витков, включенных справа, по которым течет ток  $I_4$  будет равно  $w' \cdot (1-k)$ . С учетом этого, для автотрансформатора имеем:

$$\begin{cases} I_3 \cdot w' \cdot k + I_4 \cdot w' \cdot (1-k) - 0 \\ I_3 = I_4 + I_n \end{cases} \quad (1)$$

Здесь:  $w'$  - полное число витков обмотки регулирующего автотрансформатора,  $k$  - часть включенных витков, считая от узла 1,  $k = (0 \div 1)$ ;  $I_3, I_4$  - токи соответствующих частей

обмотки автотрансформатора по рис.3,  $I_H$  - ток нагрузки.

Решая систему уравнений (1) относительно токов  $I_3$ ,  $I_4$ , их можно выразить через ток нагрузки:

$$\begin{cases} I_3 = I_H \cdot (1-k) \\ I_4 = -I_H \cdot k \end{cases} \quad (2)$$

Из полученных выражений (2) следует, что максимальное значение тока  $I_{3\max} = I_H$  достигается при  $k = 0$  (при этом ток другого плеча  $I_4$  равен нулю, что следует также из физических соображений), при  $k = 1/2$  токи  $I_3$  и  $I_4$  одинаковы и равны половине тока нагрузки.

Таким образом, максимальное значение тока обмотки автотрансформатора, равно току нагрузки. Это значение можно принять для расчета типовой мощности автотрансформатора, причем с большим запасом. Реально при разбивке регулировочной обмотки на несколько секций с различным значением номинального тока для каждой секции (что позволит уменьшить сечения проводов для средних секций обмотки), типовая суммарная мощность регулировочной обмотки может быть уменьшена. Таким образом, в относительных единицах (о.е.), принимая питающее напряжение и ток нагрузки равными  $I$ , для типовой мощности автотрансформатора  $S_{AT}$  получим:

$$S_{AT} = \frac{1}{2} \cdot (U_{\max} \cdot I_{\max}) = 0,5 \text{ о.е} \quad (3)$$

Запишем далее систему уравнений основного фазоповоротного трансформатора для узлов 1,3, пользуясь рис.2 (номера узлов проставлены на рис.2 в прямоугольниках) и уравнение равновесия магнитодвижущих сил. Число витков одной обмотки шестиугольника обозначим как  $w$ . Получим:

$$\begin{cases} I_1 \cdot w - a^2 \cdot I_2 \cdot w = 0 \\ a \cdot I_2 + I = I_1 + I_3 \\ I_1 + I_4 = I_2 \end{cases} \quad (4)$$

Решая данную систему уравнений (4), можно выразить токи обмоток фазоповоротного трансформатора и ток

питающей системы  $I$  через ток нагрузки  $I_H$ . В результате получим приведенные далее выражения (5) для комплексов токов.

Из полученных выражений можно сделать следующие выводы. Из первого выражения уравнений (5) видно, что при  $k=1$  (при этом соответствующая фаза нагрузки подключена к узлу 3 схемы рис.2), модуль тока  $I_1$  имеет максимальное значение, равное в относительных единицах по отношению к

$$\begin{cases} I_1 = I_H \cdot \frac{a^2 \cdot k}{a^2 - 1} \\ I_2 = I_H \cdot \frac{k}{a^2 - 1} \\ I = I_H \cdot \frac{a^2 + k}{a^2} \end{cases} \quad (5)$$

току нагрузки  $1/\sqrt{3}$ . То же самое относится к модулю тока  $I_2$ . Фазы же у токов разные. При стремлении коэффициента  $k \rightarrow 0$  (при этом нагрузка подключена к узлу 1 схемы рис.2, т.е. непосредственно к источнику питания), модули токов  $I_1$  и  $I_2$  уменьшаются и также стремятся к нулю.

Таким образом, максимальные значения токов обмоток фазоповоротного трансформатора достигаются при подключении соответствующей фазы нагрузки к узлу 3 и равны  $I_{1\max} = I_{2\max} = 1/\sqrt{3}$ .

Принимая максимальное относительное значение напряжения, приложенного к обмоткам фазоповоротного трансформатора, равным 1, получим следующий результат для величины типовой мощности фазоповоротного трансформатора:

$$S_{\Phi T} = \frac{1}{2} \cdot (U_{\max} \cdot I_{\max}) = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{3}} + \frac{1}{\sqrt{3}} \right) \approx 0,58 \text{ о.е} \quad (6)$$

Таким образом, с учетом выражения (3), суммарная типовая мощность агрегата  $S_{\Sigma}$ , состоящего из регулирующего автотрансформатора и фазоповоротного трансформатора, получается следующей:

$$S_{\Sigma} = S_{AT} + S_{\Phi T} \approx (0,5 + 0,58) = 1,08 \text{ о.е.} \quad (7)$$

Отметим, что полученное выражение характеризует верхний предел типовой мощности рассмотренного варианта схемы, которая может быть уменьшена, при конкретной реализации, за счет выполнения секций регулировочной обмотки автотрансформатора проводниками разного сечения.

Рассмотрим далее еще один аналогичный вариант схемы устройства с более сложной конструкцией обмоток, представленный на рис.3. Принцип работы данной схемы, согласно предложенному способу регулирования угла, состоит в переключении регулирующего автотрансформатора поочередно на последующие пары отводов обмоток фазоповоротного трансформатора в соответствии с необходимым законом изменения угла во времени. Главные отличия состоят в том, что обмотки фазоповоротного трансформатора выполнены с отводом посередине, что позволяет уменьшить типовую мощность регулирующего автотрансформатора, который подключается на почти вдвое меньшее напряжение. Кроме того, появляется возможность подать питающее напряжение в середину обмотки фазоповоротного трансформатора. При этом проще компенсировать изменения модуля выходного напряжения вследствие регулирования угла, так как его необходимо только уменьшать. Обозначения токов и напряжений аналогичны ранее приведенным. Кроме того, отмечены прямоугольниками узлы схемы, для которых необходимо составить уравнения. Выполним расчет токов обмоток для указанного на рис. 3 положения регулирующего автотрансформатора. Коэффициент  $k$ , как и ранее, характеризует число включенных витков обмотки регулирующего автотрансформатора до отвода, куда подключена нагрузка. Аналогично предыдущему, составим следующие системы уравнений для токов регулирующего автотрансформатора и фазоповоротного трансформатора. Для регулирующего автотрансформатора имеем такую же систему уравнений, как и ранее (1). Поэтому выражения для токов будут совпадать с (2).

Учитывая, что максимальное напряжение на обмотке автотрансформатора в данной схеме равно половине напряжения обмотки фазоповоротного трансформатора, его типовая мощность приблизительно составит:

$$S_{AT} = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot U_{\max} \cdot I_{\max} \right) = 0,25 \text{ о.е.}$$

Уравнения для фазоповоротного

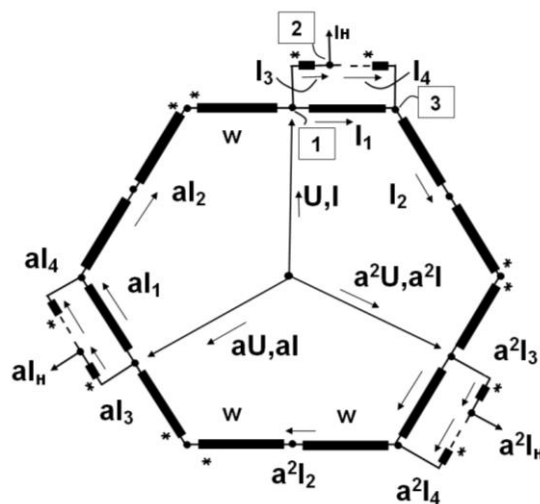


Рис.3. Вариант схемы многоугольника, с отводами посередине его сторон.

Fig. 3. A version of the polygon scheme, with taps in the middle of its sides.

трансформатора изменятся в соответствии со схемой рис. 3. Здесь число витков одной полуобмотки принято равным, для удобства,  $w$ .

$$\left\{ \begin{array}{l} a \cdot I_2 \cdot w + I_1 \cdot w - 2 \cdot a^2 \cdot I_2 \cdot w = 0 \\ a \cdot I_2 + I = I_1 + I_3 \\ I_1 + I_4 = I_2 \end{array} \right\}. \quad (8)$$

Решая уравнения (8) относительно токов обмоток, получим, аналогично предыдущему, их выражения через ток нагрузки:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 = I_H \cdot \frac{k \cdot (2 - a^2)}{3} \\ I_2 = I_H \cdot \frac{a \cdot k}{3} \end{array} \right\}. \quad (9)$$

Из полученных уравнений видно, что минимальные нулевые значения токов достигаются при  $k=0$ . При этом нагрузка запитывается непосредственно от источника питания, а трансформаторный агрегат работает в режиме холостого хода. Максимальные модули токов в обмотках фазоповоротного трансформатора, очевидно, будут достигаться одновременно при  $k=1$ .



Расчет показывает, что:  $I_{1\max} = 0,88I_H$ ,  $I_{2\max} = 0,33I_H$ .

Теперь можно подсчитать значение типовой мощности фазоворотного трансформатора, с учетом максимальных напряжений на его обмотках:

$$S_{FT} = \frac{1}{2} \cdot \left( \sum_i U_{\max i} I_{\max i} \right) = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot 0,88 + \frac{1}{2} \cdot 0,33 + 1 \cdot 0,33 \right) \approx 0,47 \text{ o.e.}$$

Тогда суммарная типовая мощность агрегата равна:

$$S_{\Sigma} = S_{AT} + S_{FT} \approx 0,25 + 0,47 = 0,72 \text{ o.e}$$

Это немного меньше значения типовой мощности для предыдущего варианта схемы, что объясняется меньшим значением напряжения на обмотке регулирующего автотрансформатора. Отметим, что в процессе регулирования угла, при подключении автотрансформатора на следующую по кругу основную обмотку фазоворотного трансформатора, токи в его обмотках изменятся. Вследствие этого необходимо при оценке типовой мощности агрегата подсчитать токи и при других возможных вариантах подключения регулирующего автотрансформатора.

Подсчитаем далее типовую мощность для расположения автотрансформатора, показанного на рис.4. Как и ранее, режим регулирующего автотрансформатора при изменении его положения не меняется. Поэтому его токи, напряжения обмоток и типовая мощность останутся прежней и при данном варианте:  $S_{AT} = 0,25 \text{ o.e.}$  Запишем систему уравнений для токов фазоворотного трансформатора по рис.4.:

$$\left. \begin{cases} I_2 \cdot w + I_1 \cdot w - a^2 \cdot I_0 \cdot w - a \cdot I_2 \cdot w = 0 \\ I + I_2 = I_1 \\ I_1 = I_0 + I_3 \\ I_0 + I_4 = a^2 \cdot I_2 \end{cases} \right\} (10)$$

Решая систему уравнений (10) относительно токов обмоток, получим выражения (11):

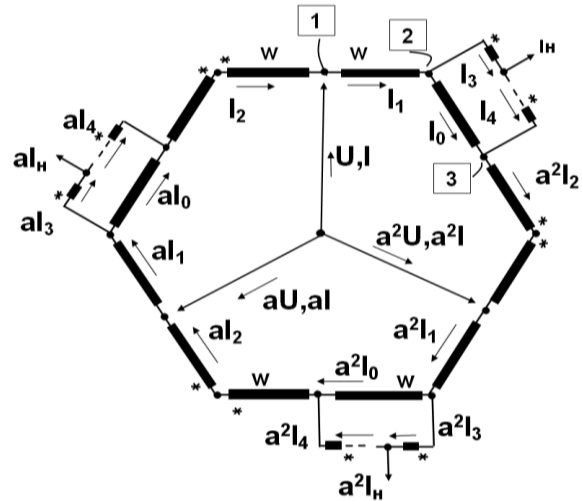


Рис.4. Вариант схемы с отводом от середины обмоток многоугольника и подключением автотрансформатора к обмотке следующей фазы.

Fig. 4. Version of the circuit with the middle tap from the polygon windings and connection of autotransformer to the winding of the next phase.

$$\left\{ \begin{aligned} I_1 &= I_H \cdot \frac{2 \cdot a - 1 - k \cdot (a - 1)}{a - 2} \\ I_2 &= I_H \cdot \frac{1 + a \cdot k}{a - 2} \\ I_0 &= I_H \cdot \frac{a^2 + k}{a - 2} \end{aligned} \right. \quad (11)$$

Из полученных выражений для токов (11) можно найти их максимальные значения при изменении параметра  $k$ , характеризующего включенное число витков обмоток регулирующего автотрансформатора.

Рассмотрим выражение для тока  $I_1$  (1-е выражение системы уравнений (11)). Знаменатель от параметра  $k$  не зависит. Составляющие вектора числителя показаны на рис. 5 ( $2a-1$  и  $k(a-1)$ ), пунктиром показана их разность. Видно, что модуль этой разности максимален при  $k=0$ . Поэтому

$$|I_{1\max}| = |I_H| \cdot \left| \frac{2 \cdot a - 1}{a - 2} \right|.$$

Из рис. 5 видно, что модули векторов числителя и знаменателя одинаковы, поэтому максимальное значение модуля тока  $I_1$  равно току нагрузки:

$$|I_{1\max}| = |I_H|.$$

Рассмотрим ток  $I_2$ . Из рис.5 видно, что максимум этого тока достигается при значениях  $k$  равном 0 или 1. Поэтому максимум тока  $I_2$  связан с током нагрузки следующим образом:

$$|I_{2\max}| = \left| I_H \cdot \frac{1}{a-2} \right|$$

Раскрывая это выражение, получим  $|I_{2\max}| = 0,375|I_H|$ . Аналогичный результат, на основании рис.5, получается для тока  $I_0$ :

$$|I_{0\max}| = 0,375|I_H|.$$

Теперь можно подсчитать величину типовой мощности фазоповоротного трансформатора в данном случае:

$$S_{FT} = \frac{1}{2} \cdot \left( \sum_i U_{\max i} I_{\max i} \right) = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{3}} + \frac{0,375}{\sqrt{3}} + \frac{2 \cdot 0,375}{\sqrt{3}} \right) \approx 0,61 \text{ о.е.}$$

Тогда суммарная типовая мощность агрегата равна:

$$S_{\Sigma} = S_{AT} + S_{FT} \approx 0,25 + 0,61 = 0,86 \text{ о.е.}$$

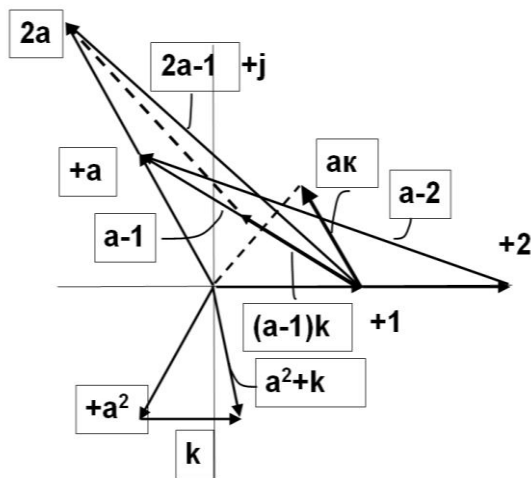


Рис. 5. Векторная диаграмма, для комплексных векторов токов в обмотках трансформаторного устройства по рис. 4.

Fig. 5. Vector diagram explaining the ratio of currents complex vectors in the windings of the transformer device according to Fig. 4.

Таким образом, в данном случае величина типовой мощности трансформаторного фазоповоротного устройства имеет промежуточное значение по сравнению с предыдущими вариантами.

Рассмотрим еще один вариант схемного варианта исполнения фазопреобразующего устройства, главной отличительной

особенностью которого является равенство модулей напряжений соединяемых систем. Обмотки основного фазоповоротного трансформатора выполнены из трех частей в соответствии с принципом, изложенным, например, в [14,16], так чтобы их отводы обеспечивали в режиме холостого хода одинаковые модули напряжений и разность фазовых углов в  $30^\circ$ , образуя симметричную 12-ти фазную систему (см. рис. 6). Токи, напряжения схемы для рассматриваемого симметричного режима работы обозначены на рис. 6. В прямоугольниках приведены номера узлов, для которых записаны уравнения для токов. Число витков средней части обмотки обозначено через  $w_1$ , числа витков крайних частей обмотки одинаковы и обозначены через  $w_2$ . Их соотношение в данном случае, как показано в [16], равно соответственно 0,518 и 0,299, если принять приложенное напряжение в о.е. равным  $U=1$ .

Общее число витков обмотки, составляющей многоугольник  $w = w_1 + 2w_2$ . Обозначим для общности получаемых

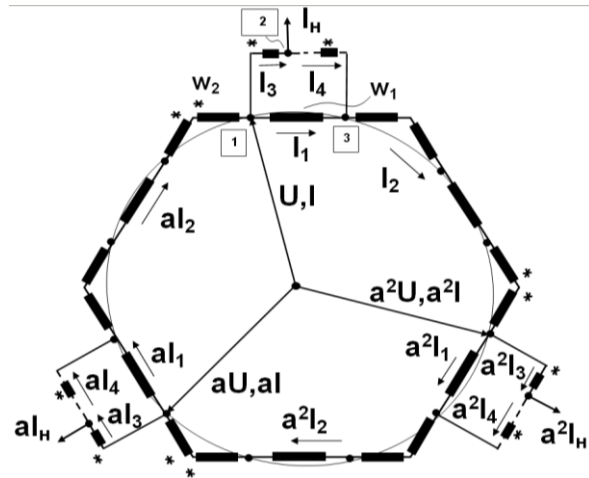


Рис.6. Вариант схемы с двумя промежуточными отводами основных обмоток, обеспечивающий получение симметричной 12-ти фазной системы.

Fig. 6. Version of the circuit with two intermediate taps from each of the main windings, providing a symmetrical 12-phase system.

результатов отношение  $w_1/w_2 = n$ . В данном случае, как было показано ранее,  $n \approx \sqrt{3}$ .

Запишем уравнения для токов фазоповоротного трансформатора по рис.6.

Уравнения для регулирующего автотрансформатора аналогичны предыдущему, поэтому здесь не приводятся.

$$\left\{ \begin{array}{l} a \cdot I_2 \cdot w_2 + I_1 \cdot w_1 + I_2 \cdot w_2 - \\ a^2 \cdot I_2 \cdot (w_1 + 2 \cdot w_2) = 0 \\ a \cdot I_2 + I = I_3 + I_1 \\ I_1 + I_4 = I_2 \end{array} \right\} \quad (12)$$

Они имеют тот же вид, что и ранее, и содержат коэффициент  $k$ , характеризующий положение включенного отвода регулировочной обмотки (см. уравнение (2)).

Решая систему уравнений (12), выражая токи обмоток через ток нагрузки  $I_H$  и обозначив отношение  $w_1/w_2 = n$ , получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 = I_H \cdot \frac{a^2 \cdot k \cdot (3+n)}{3 \cdot a^2 + n \cdot (a^2 - 1)} \\ I_2 = I_H \cdot \frac{k \cdot n}{3 \cdot a^2 + n \cdot (a^2 - 1)} \end{array} \right\} \quad (13)$$

Из полученных выражений для токов (13) можно найти их максимальные значения, которые получаются при изменении параметра  $k$ , характеризующего положение включенного отвода обмотки регулирующего автотрансформатора.

Из выражений (13) видно, что наибольшего значения модули токов  $I_1$  и  $I_2$  (при фиксированном  $n$ ) достигают при максимальном значении коэффициента  $k$ , равного 1.

Подсчитаем их при  $n = \sqrt{3}$ , что соответствует рассматриваемому случаю, при котором напряжения всех отводов фазоповоротного трансформатора образуют симметричную 12-ти фазную систему напряжений.

Подставив в выражения (13) значения  $n = \sqrt{3}$  и комплексного оператора  $a = 1/2 + \sqrt{3}/2j$ , получим следующие максимальные значения модулей токов:  $I_1 = 1,14I_H$ ,  $I_2 = 0,298I_H$ .

Теперь можно подсчитать типовую мощность агрегата для данного случая. Для регулирующего автотрансформатора, с учетом максимальных значений токов в долях

тока нагрузки и того, что максимальное напряжения на его обмотке составляет 0,518 о.е. имеем:

$$S_{AT} = 1/2 (U_{max} \cdot I_{max}) = 1/2 \cdot 0,518 \cdot 1 \approx 0,26 \text{ о.е.}$$

Для типовой мощности фазоповоротного трансформатора, с учетом напряжений на частях всех включенных обмоток и с учетом полного напряжения на трех последовательно включенных обмотках, равного  $2 \cdot 0,299 + 0,518 \approx 1,16$  о.е., в данном случае имеем:

$$S_{FT} = 1/2 \cdot \left( \sum_i U_{max i} \cdot I_{max i} \right) = 1/2 \cdot \left[ 2 \cdot 0,299 \cdot 0,298 + 0,518 \cdot 1,14 \right] \approx 0,55 \text{ о.е.}$$

Тогда суммарная типовая мощность агрегата равна их сумме:

$$S_{\Sigma} = S_{AT} + S_{FT} \approx 0,26 + 0,55 = 0,81 \text{ о.е.}$$

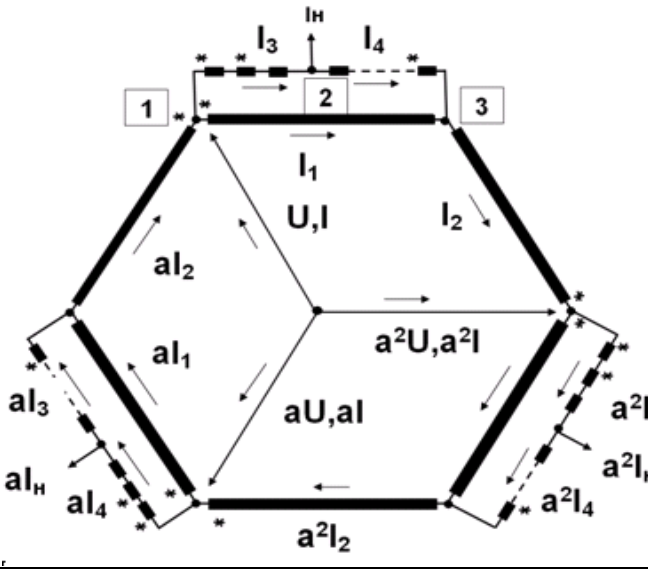
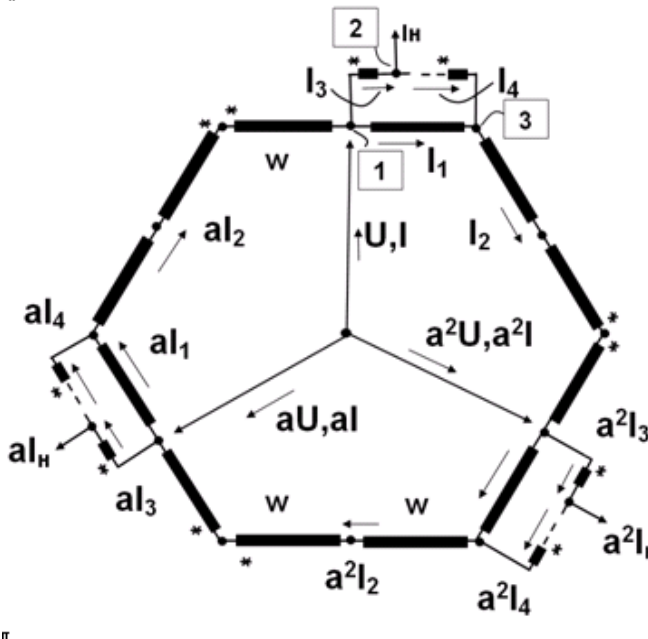
Таким образом, получены значения типовых мощностей для нескольких наиболее характерных вариантов схем фазоповоротных трансформаторных устройств с использованием дополнительного автотрансформатора (см. таблицу).

Анализируя полученные значения, можно сделать вывод о том, что даже завышенные значения типовых мощностей для самых перспективных вариантов схемного исполнения № 2 и 4 из таблицы, обеспечивающих минимальные отклонения модуля напряжения в процессе регулирования угла, оказываются значительно меньше единицы.

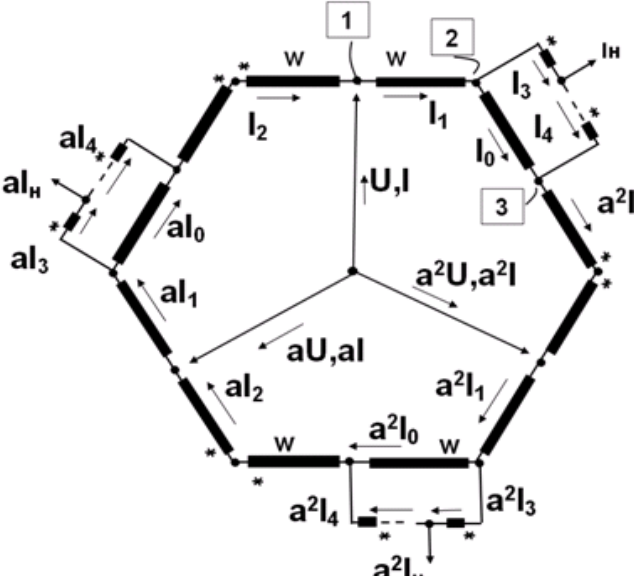
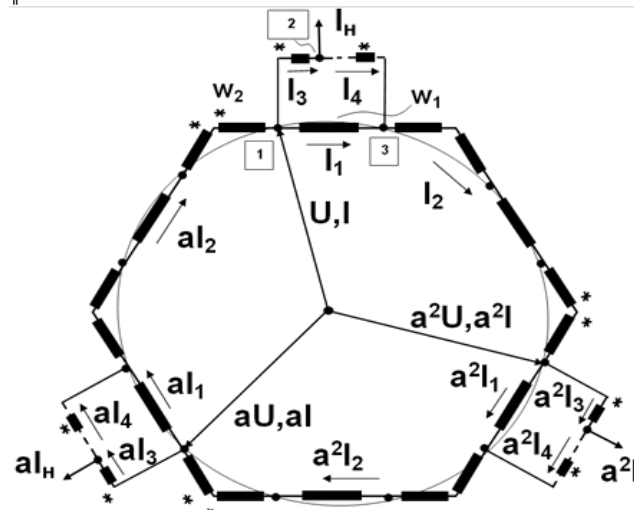
Это существенно меньше, чем обеспечивают другие рассмотренные ранее варианты схемного исполнения, например в [3, 4].

В дальнейшем необходимо также оценить необходимые затраты по переключаящим устройствам, например по методике, использованной авторами [5].

Таблица. Типовые мощности для различных вариантов схем.

Схемы Schemes	Величина $S_{AT}$ , о.е. Value $S_{AT}$ , p.u.	Величина $S_{FT}$ , о.е. Value $S_{FT}$ , p.u.	Суммарно е значение $S_{\Sigma}$ , о.е. Total value $S_{\Sigma}$ , p.u.
<p>1</p> 	0,5	0,58	1,08
<p>2</p> 	0,25	0,47	0,72

Продолжение таблицы

3		0,25	0,61	0,86
4		0,26	0,55	0,81

### ВЫВОДЫ

Получены аналитические выражения для токов в обмотках трансформаторного фазообразующего агрегата, которые позволяют оценить величину типовой мощности, являющейся важной технико-экономической характеристикой устройства, характеризующей расходы активных материалов на его изготовление. Показано, что токи определяются коэффициентом трансформации автотрансформатора и равны примерно половине тока нагрузки при  $k=1$ .

Вычислены значения максимальной типовой мощности и показано, что она может быть даже меньше мощности нагрузки, что объясняется наличием автотрансформаторной связи источника питания и нагрузки.

### БИБЛИОГРАФИЯ (REFERENCES)

- [1] Pan J., Nuqui R., Srivastava K., Jonsson T., Holmberg P., Hafner Ying-Jiang. AC Grid with Embedded VSC-HVDC for Secure and Efficient Power Delivery. IEEE Energy2030, Atlanta, GA USA, 17-18 November, 2008.
- [2] Yu J., Karady G., Lei G., "Applications of Embedded HVDC in Power System Transmission", IEEE Power Engineering and Automation Conference (PEAM), September 2012.
- [3] Jacobson B., Karlsson P., Asplund G., Harnfors L., Jonsson T., "VSC-HVDC, Transmission with Cascaded Two-Level Converters", CIGRE Conference 2010, Paris, France.
- [4] Marz M., Copp K., Manty A., Dickmander D., Danielsson J., Johansson F., Holmberg P., Bjorklund P., Duchon H., Lundberg P., Irwin G., Sankar S., "Mackinac. "HVDC Converter –Automatic Runback Utilizing Locally Measured Quantities", CIGRE Conference 2014, Toronto, Canada.

- [5] IGBT Application Note, R07AN0001EJ0410, Rev.4.10, Jul 13, 2018, © 2018 Renesas Electronics Corporation. URL [https://www.renesas.com/eu/en/doc/products/igbt/apn/r07an0001ej0410\\_igbt.pdf](https://www.renesas.com/eu/en/doc/products/igbt/apn/r07an0001ej0410_igbt.pdf).
- [6] Toshiba Electronic Devices & Storage Corporation. IGBTs (Insulated Gate Bipolar Transistor) Application Note 2018-09-01 © 2018, 40pp. URL <https://toshiba.semicon-storage.com/ap-en/semiconductor/product/bipolar-transistors-igbt.html>.
- [7] Ketan G. Damor, Dipesh M. Patel, Vinesh Agrawal, Hirenkumar G. Patel. Comparison of Different Fact Devices. IJSTE–International Journal of Science Technology & Engineering. Vol. 1, Issue 1, July 2014.
- [8] Gyugyi L., Schauder C.D., Williams S.L., etc. The Unified Power Flow controller: a new approach to power transmission control. IEEE Transactions on Power Delivery, Vol.10, No.2, April 1995. pp.1085-1097.
- [9] Milton E. de Oliveira Filho; Alfeu J. Sguarezi Filho; Ernesto Ruppert. A Three-phase to three-phase matrix converter prototype. SBA: Controle & Automação Sociedade Brasileira de Automatica. Print version ISSN 0103-1759, vol.23, no.3, Campinas, May/June, 2012, <https://doi.org/10.1590/S0103-17592012000300001>.
- [10] Gontijo G., Soares M., Tricarico T., Dias R., Aredes M. and Guerrero J. Direct Matrix Converter Topologies with Model Predictive Current Control Applied as Power Interfaces in AC, DC, and Hybrid Microgrids in Islanded and Grid-Connected Modes. University of Rio de Janeiro (COPPE/UFRJ), Rio de Janeiro—RJ 21941-901, Brazil. Published: 27 August 2019.
- [11] Cha Han Ju. Dissertation “Analysis and design of matrix converters for adjustable Speed drives and distributed power sources”. Submitted to the Office of Graduate Studies of Texas A&M University in partial fulfillment of the requirements for the degree of PhD. August 2004.
- [12] Klumpner C. and Pitic C. Hybrid Matrix Converter Topologies: An Exploration of Benefits. University of Nottingham, School of Electrical and Electronic Engineering, Nottingham, UNITED KINGDOM, PESC 08, 39th IEEE Power Electronics Specialists Conference, June 15-19, 2008, Greece.
- [13] Friedli T., Kolar Johann W. Milestones in Matrix Converter Research. IEEE Journal of Industry Applications, Vol.1 No.1, 2012, pp.2–14.
- [14]. Voitovski A.V, Kalinin L.P. [Investigation of phase-shifting transformer operation with circular phase-angle rotation of voltage]. Issledovanie rejima fazoreguliruiushego transformatora s krugovim preobrazovaniem fazi napreajenia. Upravleaemie electropredachi, Kishinev, izdatelistvo “Stiintsa”, 1987. (In Russian)
- [15] Postolaty V.M., Voitovskii A.V. Transformatornoie ustroistvo dlea sveazi energosistem. Avtorskoie svidetelistvo SSSR no. 1288764. 8.10.1986.(In Russian)
- [16] Berlin E.M. [Flexible electrical connections with multiphase key thyristor devices]. Upravleaemie elektricheskie sveazi s mnogofaznimi tiristornokliuchevimi ustroistvami. Izvestia Akademii nauk SSSR, Energetika I transport, No.1, 1988, pp. 29-38. (In Russian)
- [17] Kalinin L.P., Tirsu M.S., Zaitsev D.A., Berzan V.P. Steady-state characteristics of modified phase shifting transformer with capacitor bank in parallel connection. Scientific Bulletin of the Electrical Engineering Faculty – Year 2012, No. 1 (18), ISSN 1843-6188, pp1-7.
- [18] Lubicki W., Kocot H., Korab R., Przygodzki M., Tomasiak G., Żmuda K.. Improving the cross-border transmission capacity of Polish power system by using phase shifting transformers. Paper 1-108, CIGRE, 2014.
- [19] Colla L., Iuliani V., Palone F., Rebolini M., Zunino S. Modeling and electromagnetic transients study of two 1800MVA phase shifting transformers in the Italian transmission network. Int. Conf. on Power Systems Transients in Delft, the Netherlands, June 14-17, 2011.
- [20] Opala K., Ogryczak T. Automatic Adjustment of Phase Shifting Transformers – the Ability to Control the Active Power Flow in International Exchange Lines. Power Engineering Quartely. Acta Energetica 2/31 (2017), pp. 149–157.

#### Сведения об авторах.



Бошняга В.А., ведущий научный сотрудник. Занимается расчетами режимов энергосистем на базе моделей силовых трансформаторных устройств.  
valeriu.bosneaga@gmail.com



Суслов В.М., научный сотрудник, научные интересы связаны с режимами энергетических систем, в том числе переходными, моделированием энергосистем.  
svictorm46@gmail.com

## Selection of Frequency Estimation of 6-10 kV-Overhead Lines' Technical Condition Based on Reliability Statistical Studies

Basmanov V.G., Kholmanskikh V.M.

Vyatka State University  
Kirov, Russian Federation

**Abstract.** The aim of this work is to justify a criterion selection for the frequency estimation of the 6-10 kV-overhead lines' technical condition (OL), using the reliability indicators of the overhead lines (failure intensity, mean time between failures, reconditioning intensity and recovery mean time). To achieve the goal a retrospective method was used for obtaining information on reliability and a statistical method for analyzing the reliability of the multiple-action products to justify the frequency criterion. Certain methods of mathematical statistics were applied to process the information obtained. In particular, the Kolmogorov criterion was used to support the hypothesis on the exponential law of distribution of the OL failures and the time of their recovery. Based on the analysis of the 6-year overhead line failures database, the exponential law hypothesis of distribution of the overhead line failures and the time of their recovery was accepted and confirmed. The most essential result is the experimental and theoretical confirmation that the complex indicator of reliability, i.e., the technical preparedness coefficient with account of self-eliminating failures, can be used as the frequency criterion for verification of the OL technical condition. High precision of the criterion has been proved even at a small number of failures. Significance of the results obtained consists in that, while controlling the dynamics of the coefficient and comparing it with the normative values with respect to the OL reliability category, it is possible in due time to fix a date for the OL technical condition checking.

**Keywords:** overhead lines, technical availability factor, Kolmogorov criterion, criterion for the frequency of assessing overhead lines, mathematical model of reliability.

**DOI:** 10.5281/zenodo.4316637

**UDC:** 621.315.17

### Alegerea frecvenței de evaluare a stării tehnice a liniilor aeriene de 6-10 kV pe baza rezultatelor studiilor statistice privind fiabilitatea acestora

Basmanov V.G., Holmanskikh V.M.

Universitatea de Stat Vyatka  
Kirov, Federația Rusă

**Rezumat.** Scopul lucrării constă în fundamentarea selecției criteriului pentru periodicitatea evaluării stării tehnice a liniilor aeriene (LEA) 6-10 kV utilizând indicatorii de fiabilitate ai LEA (rata de eșec, timpul mediu dintre defecțiuni, rata de recuperare și timpul mediu de recuperare). Pentru a atinge acest obiectiv, a fost utilizată o metodă retrospectivă de obținere a informațiilor despre fiabilitate și pentru a fundamenta criteriul periodicității - o metodă statistică pentru analiza fiabilității produselor cu acțiune multiplă. Pentru procesarea informațiilor obținute, au fost utilizate metode separate de statistici matematice, în special, criteriul Kolmogorov a fost utilizat pentru a confirma ipoteza legii exponențiale a distribuției refuzurilor liniilor aeriene și a timpului de recuperare a acestora. Pe baza analizei bazei de date privind refuzurile liniilor aeriene în intervalul de timp egal cu 6 ani rețelelor electrice, s-a confirmat ipoteza acceptată despre legea exponențială a distribuției refuzurilor liniilor aeriene și timpul recuperării acestora. Lucrarea definește indicatorii de fiabilitate reali ai liniilor aeriene, iar compararea cu valorile de referință a indicat că acestea nu depășesc aceste valori, în ciuda duratei de viață destul de lungi a liniei aeriene. Cel mai semnificativ rezultat este confirmarea experimentală și teoretică că, ca criteriu pentru frecvența verificării stării tehnice a liniilor aeriene, este posibil să se utilizeze indicatorul de fiabilitate integrat, factorul de disponibilitate tehnică, luând în considerare defecțiunile de autocorectare. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul că, controlând dinamica acestui coeficient și comparându-l cu valoarea standard, în funcție de categoria de fiabilitate a liniei aeriene, este posibilă stabilirea la timp a timpului pentru verificarea stării tehnice a liniei aeriene.

**Cuvinte-cheie:** linii aeriene, factor de pregătire tehnică, criteriul Kolmogorov, criteriu pentru frecvența diagnosticării liniilor aeriene, model matematic de fiabilitate, indicator complex de fiabilitate.

## Выбор периодичности оценки технического состояния воздушных линий 6–10 кВ по результатам статистических исследований их надежности

**Басманов В.Г., Холманских В.М.**

Вятский государственный университет  
г. Киров, Российская Федерация

**Аннотация.** Целью работы является обоснование выбора критерия периодичности оценки технического состояния воздушных линий (ВЛ) 6–10 кВ с использованием показателей надежности ВЛ (интенсивность отказов, средняя наработка на отказ, интенсивность восстановления и среднее время восстановления). Для достижения поставленной цели применен ретроспективный метод получения информации о надежности, а для обоснования критерия периодичности - статистический метод анализа надежности изделий многократного действия. Для обработки полученной информации применялись отдельные методы математической статистики, в частности, для подтверждения гипотезы об экспоненциальном законе распределения отказов ВЛ и времени их восстановления использовался критерий Колмогорова. На основе анализа базы данных об отказах ВЛ за 6 лет сетевого района была подтверждена принятая гипотеза об экспоненциальном законе распределения отказов ВЛ и времени их восстановления, кроме того, было установлено, что 65 % всех отказов приходятся на самоустраивающиеся, т.е. ВЛ после отказов включались в работу средствами автоматического или ручного повторного включения. В работе определены фактические показатели надежности ВЛ, при сравнении которых со справочными значениями, было установлено, что они не превышают эти значения, несмотря на довольно большие сроки эксплуатации ВЛ. Наиболее существенным результатом является экспериментальное и теоретическое подтверждение того, что в качестве критерия периодичности проверки технического состояния ВЛ можно использовать комплексный показатель надежности - коэффициент технической готовности с учетом самоустраивающихся отказов. Этот коэффициент наиболее полно характеризует текущее состояние ВЛ с точки зрения ее эксплуатационной надежности. Доказана высокая точность критерия даже при малом количестве отказов. Значимость полученных результатов состоит в том, что, контролируя динамику коэффициента и сравнивая его с нормативным значением в зависимости от категории надежности ВЛ можно своевременно назначать сроки проверки технического состояния ВЛ.

**Ключевые слова:** воздушные линии, коэффициент технической готовности, критерий Колмогорова, критерий периодичности диагностики воздушных линий, математическая модель надежности, комплексный показатель надежности.

### Введение

Воздушные линии (ВЛ) являются одним из главных элементов систем электроснабжения промышленности и населения. Протяженность ВЛ 6–10 кВ в России составляет более 1,5 млн. км – почти 45% от общей протяженности линий электропередачи 0,4–110 кВ. Около 70% всех нарушений электроснабжения происходит в сетях данного класса напряжения [1].

При существующем уровне надежности в электроэнергетике экономике России наносится ущерб примерно в 460–461 млрд. руб. в год [2]. Поэтому сегодня основными задачами при эксплуатации ВЛ 6–10 кВ являются улучшение технического состояния действующих электрических сетей и повышение надежности входящих в нее элементов.

ВЛ – наиболее повреждаемые элементы электрических сетей из-за территориальной протяженности и подверженности влиянию климатическим воздействиям. Их параметр потока отказов на порядок выше параметров потока отказов трансформаторов и выключателей [3]. Поэтому контроль состояния ВЛ

необходим для поддержания бесперебойности питания.

Аварийность сетей 6–10 кВ в значительной степени определяется аварийностью ВЛ, и, соответственно, именно в этой составляющей сетей лежит основной потенциал повышения надежности их работы в целом. В работах [4–14] представлены типичные причины неисправностей, а также результаты анализа эксплуатационных данных о неисправности в воздушных линиях электропередач различных электросетей, например, в работе [7] приведены типичные причины неисправностей в воздушной линии электропередачи по данным взятым из опросов различных агентств по всему миру. В работах [8–10] представлены результаты анализа эксплуатационных данных о неисправности воздушных и кабельных линий среднего напряжения польской национальной энергосистемы. В [14] отмечено, что большая часть ВЛ была введена в эксплуатацию 40–50 лет назад, тогда это позволило избавиться от большого количества неэкономичных и дорогостоящих маломощных электростанций и осуществить электроснабжение всех потребителей городов и сельской местности от электрических сетей



объединённых энергосистем. При этом срок службы проводов марок А и АС составляет 45 лет [15], а срок службы опор составляет 30–35 лет [16]. К настоящему времени ресурс этих линий исчерпан, либо близок к нулю. Оценка технического состояния и остаточного ресурса ВЛ при таких длительных сроках их эксплуатации крайне важна, что подчеркивается в работах [7-13].

В [17] констатируется что 71 % технологических нарушений приходится на ВЛ. Данные выводы автор статьи делает исходя из анализа выборки технологических нарушений в элементах электрических сетей, взятых из базы данных Объединенной энергетической системы Средней Волги (ОЭС СВ) «Анализ расследования технологических нарушений в работе оборудования и энергообъектов» за период с 2001 по 2010 гг.». На сегодняшний день удельное число аварийных отключений на 100 км длины воздушной линии 6–10 кВ составляет 6–7 раз в год, а для районов со сложными геолого-климатическими условиями 20–30 раз в год [18].

В [19] рассчитаны основные показатели надежности ВЛ 6–10 кВ (параметр потока отказов и среднее время восстановления) на основе данных об аварийных отключениях в сетях 6–10 кВ РУП «Гомельэнерго». Автор анализирует распределение отказов по месяцам года и времени суток, также рассматриваются причины отключений. Аналогичные расчеты по определению основных показателей надежности ВЛ, а также результаты их анализа приведены и в других работах [8-11,13,20-33], например, в [8] для анализа проблемы был применен непараметрический метод анализа данных о надежности электросетей, а в [9,10] приведен порядок количественной оценки надежности инженерных систем вероятностными методами. Аналогичные расчеты по количественной оценке надежности в электроэнергетических системах приводятся в [13,20,22-24], для этого используется метод статистического моделирования (метод Монте-Карло). Результаты исследования показывают, что этот метод дает приемлемые показатели надежности.

Новый подход к исследованию критических элементов распределительных систем, основанный на анализе чувствительности показателей надежности с точки зрения изменения интенсивности отказов различных элементов системы

предложен в [25], а в [26] приведена новая математическая формулировка для описания модели надежности ремонтпригодных компонентов приведена, модель основана на концепции Марковской цепи. Данная концепция применяется и в других работах, например, в [27].

В [28] предлагается классификация критериев надежности энергосистем на основе четырех характеристик: а) множества рассматриваемых состояний системы, б) целевой функции, в) допустимых действий в реальном времени, г) необязательных нетехнических ограничений.

В [8-11,29] рассматривается проблема надежности польских линий электропередач среднего напряжения, а в [30] низкого напряжения.

В данных работах представлены модели и отдельные показатели надежности ВЛ среднего напряжения, а также выполнен анализ сезонности и причин отказов, определены модели и показатели надежности ВЛ низкого напряжения.

В [31] предлагается целостный подход к разработке надежности электрических систем. Рассматриваются в совокупности механизмы отказов, методы испытаний, анализ отказов, методы определения характеристик и модели прогнозирования, которые могут быть использованы для повышения надежности целого ряда устройств.

Анализ приведенных работ по надежности ВЛ подчеркивает, что вопрос поддержания надежности ВЛ весьма актуален. Несмотря на большое разнообразие в подходах и методах исследования надежности ВЛ в многочисленных вышеупомянутых работах, нами не было найдено применение в качестве критерия периодичности проверки технического состояния ВЛ коэффициента технической готовности с учетом самоустраниющихся отказов.

Поэтому можно утверждать, что наш подход по выбору критерия периодичности оценки технического состояния воздушных линий (ВЛ) 6–10 кВ, с использованием показателей надежности ВЛ, является оригинальным.

## I. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является обоснование выбора одного из показателей надежно-

сти в качестве критерия периодичности проверки технического состояния ВЛ.

Для достижения поставленной цели необходимо решить задачу исследования надежности ВЛ по репрезентативным статистическим выборкам об отказах и восстановлениях.

Для решения поставленной задачи применим ретроспективный метод получения информации о надежности, а для обоснования критерия периодичности – статистический метод анализа надежности изделий многократного действия. Для обработки полученной информации будут применяться отдельные методы математической статистики, в частности, для подтверждения гипотезы об экспоненциальном законе распределения отказов ВЛ и времени их восстановления – критерий Колмогорова.

В процессе исследования надежности ВЛ и обработки статистического материала должны быть установлены математические модели, а также показатели надежности ВЛ (интенсивность отказов, средняя наработка на отказ, интенсивность восстановления и среднее время восстановления)

На основе полученных результатов, в качестве критерия периодичности проверки технического состояния ВЛ необходимо предложить такой показатель надежности, который позволит своевременно назначать сроки проверки технического состояния ВЛ, контролируя динамику изменения этого показателя по регулярным статистическим данным об отказах ВЛ.

Должна быть доказана высокая точность определения опытного значения показателя даже при малом количестве опытных данных.

## II. МЕТОДЫ И АЛГОРИТМЫ РЕШЕНИЯ

Одним из главных путей повышения надежности ВЛ является своевременная оценка их технического состояния, без которой невозможно принять правильное решение по продолжению их эксплуатации, ремонту или замене.

На практике для оценки технического состояния ВЛ 35 кВ и выше используется стандарт ОАО «ФСК ЕЭС» [34]. Для ВЛ 6–10 кВ такого стандарта не предусмотрено. Применяется сборник директивных указаний по повышению надежности... Часть I «Эксплуатация электроустановок распределительных сетей 0,38–20 кВ» (СДУ-2016 Ч.1) [35]. Со-

гласно этого документа периодичность оценки — технического состояния ВЛ реализуется по календарному времени эксплуатации ВЛ или по комплексным коэффициентам технического состояния элементов ВЛ.

Чаще всего такая оценка осуществляется случайным образом, выборочно, по ограниченным параметрам ВЛ. Это приводит к неоправданным затратам на оценку, которая довольно часто не позволяет объективно и своевременно предсказать предаварийное состояние ВЛ.

Нами предлагается, в предыдущих работах, на основе метода контроля надежности изделий многократного действия и на примере теоретического исследования характеристик потока их восстановлений [36], в качестве критерия периодичности диагностики кабельных линий 10 кВ использовать коэффициент технической готовности  $K_{\text{тесrf}}$  с учетом самоустраняющихся отказов, т.к. он наиболее полно характеризует текущее состояние кабельной линии с точки зрения ее эксплуатационной надежности.

После анализа статистических исследований надежности ВЛ мы пришли к выводу, что периодичность оценки их технического состояния можно выполнить аналогично — по текущему значению коэффициент технической готовности  $K_{\text{тесrf}}$  с учетом самоустраняющихся отказов.

### *Обоснование критерия периодичности оценки технического состояния ВЛ*

Покажем решение вопроса назначения периодичности оценки технического состояния ВЛ, на основе анализа статистических данных об отказах ВЛ и результатов теоретической работы [36].

В настоящее время практически во всех электрических сетях заполняются электронные журналы регистрации времени возникновения и устранения отказов, с указанием причин и характера повреждений, а также краткого описания ремонта ВЛ.

В данной работе были проанализированы электронные базы данных об отказах, предоставленные одним из филиалов сетевой компании. Достоверность предоставленных данных подтверждается регистрацией отказов в филиале. Объем исследования составил 78 воздушных линий 10 кВ на 17 подстанциях в 3 районах филиала. Анализировались статистические данные за 6 лет. Для соблюдения

однородности статистического материала изучались однотипные объекты (ВЛ–10 кВ) в трех разных климатических районах А, В, С филиала отдельно друг от друга.

Для объективного сравнения надежности различных по протяженности ВЛ их показатели надежности были приведены к нормированной длине 1 км.

*Математические модели надежности ВЛ по районами в целом по филиалу*

Расчеты надежности СЭС имеют свои специфические особенности в том плане, что поток отказов может быть принят простейшим, а время восстановления — подчиняющемуся экспоненциальному закону [37–39].

Поэтому априори была принята гипотеза о том, что распределение отказов ВЛ и времени их восстановления подчиняется экспоненциальному закону, так как период приработки все объекты исследования прошли, а период интенсивного износа явно невыражен из-за постоянного обновления ВЛ при ремонтах и профилактических обслуживаниях подобно кабельным линиям 6–10 кВ. Из общего массива данных были извлечены данные об отказах ВЛ 10 кВ в трех контрольных

районах севера, центра и юга филиала. Далее отказы были сгруппированы по районам, разбиты по подстанциям и объединены в выборки по отдельным ВЛ на каждой подстанции. Затем был произведен расчет критерия согласия Колмогорова для проверки принятой гипотезы об экспоненциальном законе распределения отказов ВЛ и времени их устранения.

Сравнение теоретической  $F_t(t)$  и экспериментальной  $F_e(t)$  функций распределения наработок на отказ ВЛ позволило определить максимальное отклонение  $D_{nmax}=|F_t(t) - F_e(t)|$ , которое было использовано в последующих расчетах критерия Колмогорова  $D_{nmax} \sqrt{n}$ , где  $n$  — количество отказов.

В целом по филиалу и по всем обследованным районам наблюдается хорошее сходжение экспериментальной и теоретической функции распределения, что подтверждается рассчитанным критерием Колмогорова.

В качестве примера на рис. 1 представлена математическая модель надежности ВЛ филиала.

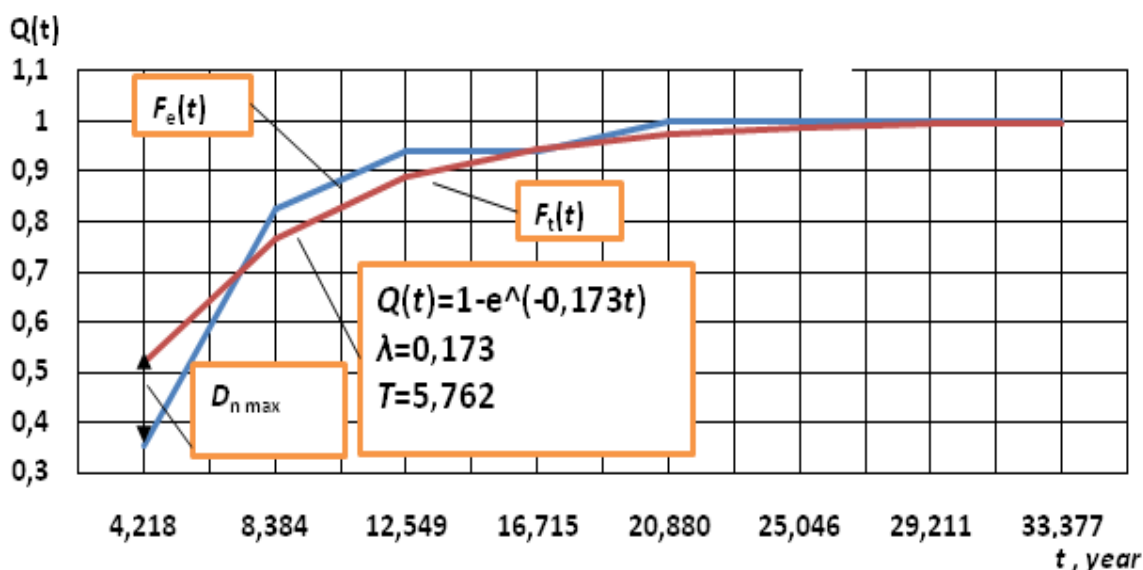


Рис.1. Математическая модель надежности ВЛ филиала.<sup>1</sup>

В таблице 1 выполнено сравнение, рассчитанных нами, показателей надежности ВЛ по районам и в целом по филиалу с показателями надежности аналогичных объектов (ВЛ одноцепная на 1 км длины), приведенными в справочной литературе [40].

Как видно из табл. 1 средняя наработка на отказ несколько больше справочных значений.

Нами установлено, что около 60 % ВЛ практически выработали свой ресурс, однако интенсивность их отказов не превышает справочных значений.

Это можно объяснить большим процентом успешного срабатывания защиты, а также относительной простотой ремонта, высокой ремонтпригодностью и постоянным обнов-

<sup>1</sup> Appendix  
1

лением ВЛ при замене поврежденных элементов на новые.

Таблица 1<sup>2</sup>.

Фактические и справочные показатели надежности ВЛ<sup>3</sup>.

	$\lambda, \text{ year}^{-1}$		$T_{av}, \text{ year}$	
	$\lambda_{\text{fact}}$	$\lambda_{\text{ref}}$	$T_{av.\text{fact}}$	$T_{av.\text{ref}}$
Район А (Area A)	0,147	0,25	6,8	4
Район В (Area B)	0,227	0,25	4,4	4
Район С (Area C)	0,157	0,25	6,3	4
Филиал (Branch)	0,173	0,25	5,7	4

*Математические модели распределения времени восстановления ВЛ по районам и в целом по филиалу*

Не менее важным показателем надежности ВЛ является среднее время восстановления  $T_{r.av}$ .

Исследования показали, что для описания закона распределения времени восстановления  $t_r$  больше подходит нормальный закон, нежели экспоненциальный. Но поскольку  $t_r \ll t_w$ , то характер распределения случайной величины  $t_r$  мало сказывается при описании процессов восстановления на длительном отрезке времени. Поэтому в структурной надежности для возможности применения модели марковских процессов делается допущение об экспоненциальности распределения не только  $t_w$ , но и  $t_r$  [41].

Исходя из данного утверждения, априори принимаем гипотезу об экспоненциальном законе времени восстановления ВЛ.

На рис. 2 представлена математическая модель восстановления ВЛ филиала.

В качестве модели восстановления рассчитана вероятность восстановления ВЛ -  $S(t)$ .

В целом по филиалу и по всем обследованным районам наблюдается хорошее сходжение экспериментальной и теоретической функции распределения времени восстановления ВЛ, что подтверждается рассчитанным критерием Колмогорова.

В таблице 2 выполнено сравнение, рассчитанных нами, интенсивностей восстановления  $\mu$ , и среднего времени восстановления  $T_{r.av}$  по районам и в целом по филиалу со справочными значениями этих показателей аналогичных объектов, приведенными в справочной литературе.

В ходе исследования выяснилось, что большинство отказов (около 65 %) приходятся на неустойчивые отказы (самоустраняющиеся), т.е. их восстановление не требовало ремонта. ВЛ включались в работу через определенное время средствами автоматики (АПВ) и ручным повторным включением (РПВ).

Учитывая приоритет самоустраняющихся отказов при эксплуатации ВЛ в качестве критерия по выбору периодичности контроля технического состояния ВЛ примем комплексный показатель надежности - коэффициент технической готовности  $K_{testf}$  с учетом самоустраняющихся отказов.

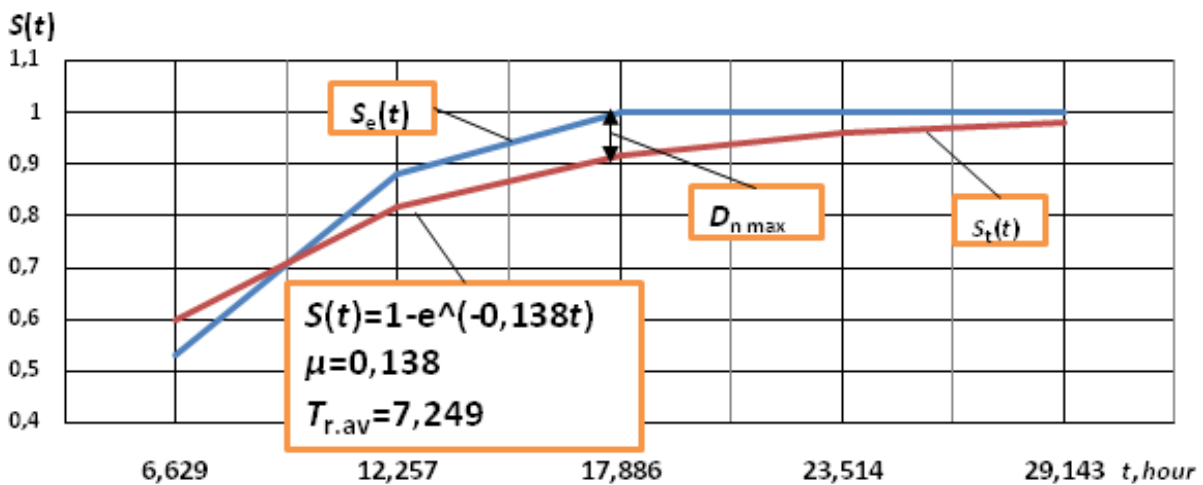


Рис. 2. Математическая модель восстановления ВЛ.<sup>4</sup>

<sup>2,3,4</sup>Appendix 1

Таблица 2<sup>5</sup>.  
Показатели по восстановлению ВЛ<sup>6</sup>.

	$\mu, h^{-1}$		$T_{r.av}, h$	
	$\mu_{fact}$	$\mu_{ref}$	$T_{r.av.fact}$	$T_{r.av.ref.}$
Район А (Area A)	0,146	0,1	6,852	6
Район В (Area B)	0,179	0,1	5,571	6
Район С (Area C)	0,112	0,1	8,914	6
Филиал (Branch)	0,137	0,1	7,249	6

Важным показателем надежности ВЛ многократного действия является среднее время самоустранения отказов  $T_{ifsr}$ .

Если в электрической сети имеется  $k$  ВЛ одного типа с  $n_1, n_2, \dots, n_k$  самоустраняющимися отказами со средними временами самоустранения этих отказов  $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_k$ , то математическое ожидание  $T_{ifsr}$  найдется по выражению

$$T_{ifsr} = p_1\tau_1 + p_2\tau_2 + \dots + p_k\tau_k, \quad (1)$$

где  $p_i$  — вероятность того, что отказ будет у  $i$ -ой ВЛ.

С учетом вычисленных по статистическим данным интенсивностей самоустраняющихся отказов  $\lambda_i$  каждой ВЛ одного типа  $p_i$  определится формулой

$$p_i = \frac{n_i\lambda_i}{\Lambda} = \frac{n_iT}{T_i}, \quad (2)$$

где  $\Lambda$  — средняя интенсивность самоустраняющихся отказов  $k$  ВЛ;

$T$  — средняя наработка на самоустраняющийся отказ  $k$  ВЛ.

Из уравнений (1) и (2) следует

$$T_{ifsr} = T \left( \frac{n_1\tau_1}{T_1} + \frac{n_2\tau_2}{T_2} + \dots + \frac{n_i\tau_i}{T_i} \right). \quad (3)$$

По показателям процесса восстановления ВЛ  $T$  и  $T_{ifsr}$  определяется, интересующий нас, коэффициент готовности

$$K_{tesrf} = \frac{T}{T + T_{ifsr}}. \quad (4)$$

Этот коэффициент представляет собой вероятность того, что в произвольный момент времени  $k$  ВЛ будет находиться в состоянии

готовности, т.е. не будут находиться в состоянии самоустраняющегося отказа

Последнее уравнение можно записать в форме

$$K_{tesrf} = \frac{t_{nvt}}{t_{nvt} + t_{ifsr}}. \quad (5)$$

где  $t_{nvt}$  — суммарное время работы  $k$  ВЛ одного типа за достаточно большой промежуток времени;

$t_{ifsr}$  — суммарное время самоустранения отказов, возникших за этот же промежуток времени.

Необходимо отметить, что последние два уравнения справедливы только для установленного периода эксплуатации ВЛ, что хорошо согласуется с исследуемыми объектами, так как практически все эксплуатируемые ВЛ давно прошли период приработки. В процессе эксплуатации «старых» ВЛ происходит постоянная замена поврежденных элементов на новые. Это обстоятельство дает возможность утверждать, что период аварийного износа не так ярко выражен, что подтверждается статистикой отказов ВЛ с большими сроками эксплуатации.

Возобновление электроснабжения потребителей после самоустранения отказов чаще всего происходит с помощью оператора, который повторно включает ВЛ коммутационным аппаратом. При этом могут возникнуть отказы при включениях. Рассмотрим, как выполнить учет отказов при повторных включениях и рассчитать коэффициент готовности для такого режима.

Пусть для возобновления электроснабжения было сделано  $N_{re}$  попыток повторных включений ВЛ в результате которых она проработала  $t_{re}$  часов и находилась в состоянии самоустраняющихся отказов  $t_{ifsr.re}$  часов. При этом было зафиксировано  $m_{ifsr}$  самоустраняющихся отказов, из числа которых было  $m_r$  отказов при включении.

В рассматриваемом случае среднее время самоустранения отказов можно рассчитать по уравнению:

$$T_{ifsr} = \frac{t_{ifsr.re}}{m_{ifsr}}. \quad (6)$$

Коэффициент готовности для такого режима повторных включений может быть найден по уравнению из [40]:

<sup>5,6</sup> Appendix 1

$$K_{tesrf} = \frac{t_{re}}{t_{re} + t_{fstr.re}} = \frac{(m_{fstr} + m_r)T}{(m_{fstr} + m_r)T + m_r T_{fstr}}. \quad (7)$$

Докажем, что коэффициент готовности  $K_{tesrf}$  практически мгновенно достигает своего постоянного статистического значения.

Рассмотрим общий случай работы ВЛ.

Пусть ВЛ начинает работать в момент времени  $t = 0$  (момент окончания диагностики).

Как показали исследования статистики самоустраняющихся отказов ВЛ, они образуют простейший поток событий с параметром  $\Lambda = 1/T$ , а процесс самовосстановления также образует простейший поток с параметром  $\mu = 1/T_{fstr}$ .

В произвольный момент времени  $t$  ВЛ может находиться в одном из двух возможных состояний: исправном, либо в состоянии самовосстановления.

Обозначим вероятность первого состояния через  $p_0(t)$ , а второго через  $p_{ss}(t)$ . Простой ВЛ не связанные с самовосстановлением исключим из рассмотрения. Тогда будет иметь место уравнение

$$p_0(t) + p_{ss}(t) = 1. \quad (8)$$

Определим начальные условия

$$p_0(0) = 1, p_{ss}(0) = 0. \quad (9)$$

Рассмотрим малый промежуток времени от момента  $t$  до момента  $t + \Delta t$ . Определим вероятность того, что в конце этого промежутка времени ВЛ будет исправна. Здесь возможны два варианта состояний:

1. В момент  $t$  ВЛ была исправна (вероятность этого события равна  $p_0(t)$ , а за время  $\Delta t$  отказов не было. Вероятность этого события равна  $1 - \Lambda \Delta t$ , так как у ординарных потоков уравнение для параметра потока упрощается и принимает вид  $\Lambda(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} (p'(t, \Delta t) / \Delta t)$ , тогда из этого уравнения следует приближенная формула (для малых  $\Delta t$ ):  $p'(t, \Delta t) \approx \Lambda(t) \Delta t$ .

2. В момент  $t$  ВЛ находится в процессе самовосстановления (вероятность этого события равна  $p_{ss}(t)$ , а за время  $\Delta t$  она восстановилась (вероятность этого события равна  $\mu \Delta t$  в соответствии с вышеизложенным, если это рассуждение применить к процессу восстановления).

Тогда следует, что

$$p_0(t + \Delta t) = p_0(t)[1 - \Lambda \Delta t] + p_{ss}(t) \mu \Delta t. \quad (10)$$

После переноса  $p_0(t)$  в левую часть и деления левой и правой частей уравнения на  $\Delta t$  перейдем к пределу при  $\Delta t \rightarrow 0$  и в результате получим дифференциальное уравнение

$$p_0'(t) = -\Lambda p_0(t) + \mu p_{ss}(t). \quad (11)$$

Запишем это уравнение с учетом (8) в виде

$$p_0'(t) = \mu - (\Lambda + \mu) p_0(t). \quad (12)$$

Решение этого уравнения при принятых начальных условиях (9) дает вероятность исправного состояния ВЛ в функции времени

$$p_0(t) = \frac{T}{T + T_{fstr}} + \frac{T_{fstr}}{T + T_{fstr}} e^{-\left[1 + \frac{T_{fstr}}{T}\right] \frac{t}{T_{fstr}}}, \quad (13)$$

Здесь  $\Lambda$  и  $\mu$  заменены на их выражения через  $T$  и  $T_{fstr}$ .

Введем обозначение  $K_{fstr} = T_{fstr} / T$  и назовем его относительным коэффициентом самоустранения отказов ВЛ. Тогда с учетом (4) решение дифференциального уравнения (12) можно преобразовать к виду:

$$p_0(t) = K_{tesrf} + (1 - K_{tesrf}) e^{-\left[1 + K_{fstr}\right] \frac{t}{T_{fstr}}}. \quad (14)$$

Из этого выражения видно, что при  $t = 0$   $p_0(t) = 1$ , а при росте  $t$  вероятность исправного состояния  $p_0(t) \rightarrow K_{tesrf}$ . Процесс приближения  $p_0(t)$  к постоянному статистическому значению  $K_{tesrf}$  происходит довольно быстро и определяется величиной относительного коэффициента самоустранения отказов  $K_{fstr}$ . Если по уравнению (14) произвести расчет времени приближения  $p_0(t)$  от 1 (при  $t = 0$ ) до  $p_0(t) = K_{tesrf}$ , то это время окажется ничтожно мало.

*Оценка точности опытного значения  $K_{tesrf}$*

Для оценки точности опытного значения  $K_{tesrf}$  рассмотрим его как функцию двух случайных переменных  $T$  и  $T_{fstr}$ . Для этого воспользуемся полученным авторами в предыдущих работах выражением

$$\frac{\sigma(K_{tesrf})}{K_{tesrf}} = \frac{K_{tesrf} T_{tfsr}}{T} \sqrt{\frac{\sigma^2(T)}{T} + \frac{\sigma^2(T_{tfsr})}{T_{tfsr}^2}}, \quad (15)$$

где  $\sigma(K_{tesrf})$ ,  $\sigma(T)$  и  $\sigma(T_{tfsr})$  — средние квадратические отклонения коэффициента готовности, средней наработки на самоустраниющийся отказ и среднего времени самоустранения отказа соответственно.

Если  $T$  определено по  $m$  отказам, а  $T_{tfsr}$  по  $m_1$  отказам, то для экспоненциального закона распределения времени между самоустраняющимися отказами с учетом его характерных свойств будем иметь:

$$\sigma(T) = \frac{T}{\sqrt{m}}. \quad (16)$$

Аналогично в первом приближении для  $T_{tfsr}$  можно записать

$$\sigma(T_{tfsr}) = \frac{T_{tfsr}}{\sqrt{m_1}}. \quad (17)$$

Из уравнения (15) с учетом (16) и (17) получено выражение:

$$\frac{\sigma(K_{tesrf})}{K_{tesrf}} = \frac{K_{tesrf} T_{tfsr}}{T} \sqrt{\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}}. \quad (18)$$

Таким образом, по уравнению (18) можно определить  $\sigma(K_{tesrf})$  и воспользовавшись таблицей квантилей нормального распределения [36] рассчитать доверительные границы  $K_{tesrf}$  для заданной доверительной вероятности по формулам:

$$K_{tesrf_{LL}} = K_{tesrf} - z_{\alpha} \cdot \sigma(K_{tesrf}) \quad (19)$$

$$K_{tesrf_{HL}} = K_{tesrf} + z_{\alpha} \cdot \sigma(K_{tesrf}) \quad (20)$$

### III. РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

В качестве примера в данной работе приводится расчет верхней и нижней границ  $K_{tesrf}$  при заданной доверительной вероятности  $\alpha = 0,9$ . Воспользуемся реальными статистическими данными: ВЛ протяженностью 40 км имеет наработку  $T = 1000$  час.,  $T_{tfsr} = 6$  час.,  $m_1 = m_2 = 5$ .

По уравнению (4) находим  $K_{tesrf} = 0,994$ .

Из уравнения (18) определяем  $\sigma(K_{tesrf}) = 0,0037$ .

Из таблицы П1 [40] для  $\alpha = 0,9$  находим  $z_{\alpha} = 1,645$ .

Доверительные границы для  $K_{tesrf}$  определяются по формулам (19) и (20):

$$K_{tesrf_{LL}} = 0,994 - 1,645 \cdot 0,0037 = 0,9903,$$

$$K_{tesrf_{HL}} = 0,994 + 1,645 \cdot 0,0037 = 0,9977.$$

Этот расчет показывает, что даже при малом числе самоустраняющихся отказов  $m_1 = m_2 = 5$  обеспечивается высокая точность определения опытного значения  $K_{tesrf}$ .

Таким образом, постоянно контролируя динамику изменения  $K_{tesrf}$  по текущим статистическим данным можно назначить время очередной диагностики ВЛ. Для этого требуется определиться с нормативным значением  $K_{tesrf}$  кабельной линии в зависимости от категории потребителя электроэнергии.

### IV. ВЫВОДЫ

1. Подтверждена гипотеза об экспоненциальном законе распределения отказов и времени восстановления ВЛ для всех контрольных районов и в целом по филиалу.

2. Определены фактические показатели надежности ВЛ: интенсивность отказов ( $\lambda$ ), средняя наработка на отказ ( $T_{av}$ ), интенсивность восстановления ( $\mu$ ) и среднее время восстановления ( $T_{r,av}$ ). Фактические значения этих показателей не превышают справочных значений.

3. Устранение около 65% отказов от общего количества не требуют ремонта ВЛ, т.к. питание было восстановлено с помощью устройств автоматического или ручного повторного включения.

4. Потоки самоустраняющихся отказов ВЛ и потоки их случайного времени самоустранения простейшие.

5. Коэффициент готовности ВЛ  $K_{tesrf}$  с учетом времени их простоя на самоустранение отказов практически мгновенно достигает своего постоянного статистического значения и наиболее полно характеризует текущую эксплуатационную надежность ВЛ.

6. Даже при малом числе самоустраняющихся отказов обеспечивается высокая точность определения опытного значения  $K_{tesrf}$ .

7. Установив нормативные значения  $K_{tesrf}$  ВЛ в зависимости от категории потребителей можно своевременно назначать сроки оценки технического состояния ВЛ, контролируя динамику изменения  $K_{tesrf}$  по регулярным статистическим данным об отказах, рассчитываемого только с учетом самоустраниющихся отказов ВЛ.

#### APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

<sup>1</sup>Fig. 1. Mathematical model of OHL reliability.

<sup>2,3</sup>Table 1. Actual and reference indicators of OHL reliability.

<sup>4</sup>Fig. 2. Mathematical model of OHL recovery.

<sup>5,6</sup>Table 2. Indicators for OHL recovery.

#### Литература (References)

- [1] Vorotnitsky V.V., Buzin S.A. Reklouzer – novyi uroven' avtomatizatsii i upravleniya VL 6–10 kV [Recloser - a new level of automation and control of 6-10 kV overhead lines]. *Novosti elektrotehniki – Electrical Engineering News*, 2005, no.3. (In Russian). Available at: <http://www.news.elteh.ru/arh/2005/33/11.php> (accessed 10.09.2020).
- [2] Nepomnyashchy V.A., Ovseichuk V.A. Uchet nadezhnosti elektrosnabzheniya pri raschete tarifov [Taking into account the reliability of power supply when calculating tariffs]. *Novosti elektrotehniki – Electrical Engineering News*, 2010, no.4. (In Russian). Available at: <http://www.news.elteh.ru/arh/2010/64/04.php> (accessed 10.09.2020).
- [3] Faibisovich D.L. *Spravochnik po proektirovaniyu elektricheskikh setei* [Reference book on the design of electrical networks]. 4th ed., Rev. and add. Moscow: Publishing house NTs ENAS, 2012. 352 p. (In Russian).
- [4] Barg I.G., Edelman V.I. *Vozdushnye linii elektroperedachi: voprosy ekspluatatsii i nadezhnosti* [Overhead lines: Issues of operation and reliability]. Moscow, Energoatomizdat, 1985. 248 p. (In Russian).
- [5] Barg I.G. Nadezhnost' VL 0,4–20 kV sel'skokhozyajstvennogo naznacheniya [Reliability of overhead lines 0.4–20kV for agricultural purposes]. *Energeticheskoe stroitel'stvo - Energy construction*, 1992, no. 4. pp. 19–21. (In Russian).
- [6] Zhulev A.N., Barg I.G. O vliyaniy defektov, dopushchennykh pri sooruzhenii VL, na ikh nadezhnosti [On the influence of defects during the construction of overhead lines on their reliability]. *Energeticheskoe stroitel'stvo – Energy construction*, 1992, no. 7 pp. 33–38. (In Russian).
- [7] Li Wang. The Fault Causes of Overhead Lines in Distribution Network. MATEC Web of Conferences. vol.61, 2016. The International Seminar on Applied Physics, Optoelectronics and Photonics (APOP 2016). Shanghai, China, 2016 doi: 10.1051/mateconf/20166102017.
- [8] Kornatka M. Analysis of the exploitation failure rate in Polish MV networks. *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability* 2018, no 20 (3), pp. 413–419. doi: 10.17531/ein.2018.3.9.
- [9] Chojnacki A.Ł. Chojnacka K.J. Niezawodność elektroenergetycznych sieci dystrybucyjnych [Reliability of power distribution networks]. Monografie, Studia, Rozprawy NR M100. Politechnika Świętokrzyska. Kielce 2018. p.467.
- [10] Chojnacki A.Ł. Analiza niezawodności eksploatacyjnej elektroenergetycznych sieci dystrybucyjnych, Rozprawa habilitacyjna, Kielce 2013.
- [11] Doletskaya L.I., Solopov R.V., Kavchenkov V.P., Andreenkov E.S. Analyzing the Reliability of Mechanical Parts in 10 kV Aerial Transmission Lines under Ice-Coating and Wind Effects in View of Their Design Features. *Mechanics, resource and diagnostics of materials and structures (MRDMS-2017). AIP Conference Proceedings*. vol. 1915. 2017. doi: 10.1063/1.5017355
- [12] Hashemi-Dezaki H., Hosseinian S.H., Askarian-Abyaneh, H., Agah, SMM. Optimized operation and maintenance costs to improve system reliability by decreasing the failure rate of distribution lines. *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*. vol. 21. 2013. pp. 2191-2204. doi: 10.3906/elk-1203-34.
- [13] Clements D., Mancarella P. Systemic modelling and integrated assessment of asset management strategies and staff constraints on distribution network reliability. *Electric Power Systems Research*. vol. 155. 2018. pp. 164–171. doi: 10.1016/j.epsr.2017.09.029.
- [14] Andrievsky V.N., Golovanov A.T., Zelichenko A.S. *Ekspluatatsiya vozdushnykh linii elektroperedachi* [Operation of overhead power lines]. 3rd ed., revised. and add. Moscow, Energiya, 1976. 616 p. (In Russian).
- [15] *GOST 839–2019 Provoda neizolirovannye dlya vozdushnykh linii elektroperedachi. Tekhnicheskie usloviya* [State Standart 839–2019 Non-insulated conductors for overhead power lines. Specifications]. Moscow, Standartinform Publ., 2019. 43 p.
- [16] *STO 56947007–29.240.01.053–2010 Metodicheskie ukazaniya po provedeniyu periodicheskogo tekhnicheskogo osvidetel'stvovaniya vozdushnykh linii elektroperedachi ENES* [STO 56947007–29.240.01.053–2010 Guidelines for conducting periodic technical inspection of UNEG overhead lines. Organization standard. JSC "FGC UES"]. (In Russian). Available at:



- <https://normativ.su/catalog/standart/1001/319013/> (accessed 10.09.2020).
- [17] Khrennikov A.Yu., Skladchikov A.A. Tekhnologicheskie narusheniya na podstantsiyakh. Klassifikatsiya po vidam oborudovaniya [Technological violations at substations. Classification by type of equipment]. *Novosti elektrotehniki – Electrical Engineering News*, 2012, no. 2. (In Russian). Available at: <http://http://news.elteh.ru/arh/2012/74/13.php> (accessed 10.09.2020).
- [18] Abdulvelev I.R. Vybor tipa opor vozduzhnykh linii elektroperedachi s ispol'zovaniem sistem avtomatizirovannogo proektirovaniya [The choice of the type of overhead line supports using computer design systems]. *Otraslevye aspekty tekhnicheskikh nauk – Branch aspects of technical sciences*, 2012, no. 5 (17) pp. 37–41. (In Russian).
- [19] Kutsenko G.F., Puhalskaya O. Yu. Osnovnye pokazateli nadezhnosti LEP 6–10 kV [Main indicators of reliability of 6–10 kV overhead lines]. *Energetika. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii i energeticheskikh ob"edinenii SNG – Energy. Proceedings of higher educational institutions and energy associations of the CIS*, 2006, no. 6 pp.20–23. (In Russian).
- [20] Billinton R., Allan R.N. Reliability Evaluation of Power Systems. Springer Science & Business Media, 2013. p. 514.
- [21] Boussaadia F. Reliability analysis of transmission lines protection systems of the SONELGAZ power system. *2019 Algerian Large Electrical Network Conference (CAGRE)*, Algiers, Algeria. 2019. pp. 1-5. doi: 10.1109/CAGRE.2019.8713173.
- [22] Goel L. Monte Carlo simulation-based reliability studies of a distribution test system. *Electric Power Systems Research*, vol.54, no. 1, 2000, pp. 55–65. doi: 10.1016/S0378-7796(99)00066-8.
- [23] Heydt G.T., Graf T.J. Distribution system reliability evaluation using enhanced samples in a Monte Carlo approach. *Transactions on Power Systems*, vol. 25, no. 4, 2010, pp. 2006-2008, doi: 10.1109/TPWRS.2010.2045929.
- [24] Billinton R., Li W. Reliability Assessment of Electric Power Systems Using Monte Carlo Methods. Springer Science & Business Media, 2013. p. 352.
- [25] Golshanfard A., Hashemi-Dezaki H. Sensitivity Analysis of Distribution System Reliability for Identifying the Critical Elements. *27TH Iranian Conference on Electrical Engineering (ICEE 2019)*. 2019. pp. 522–526.
- [26] Alvarez-Alvarado M.S., Jayaweera D. Bath tub curve as a Markovian process to describe the reliability of repairable components. *Generation, Transmission & Distribution*, vol. 12, no.21, 2018. pp. 5683-5689. doi: 10.1049/iet-gtd.2018.5505.
- [27] Garcia-Mora B., Santamaria C., Rubio G. Modeling dependence in the interfailure times. An analysis in Reliability models by Markovian Arrival Processes. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, vol. 343, 2018, pp. 762–770. doi: 10.1016/j.cam.2020.113085.
- [28] Heylen E., Ovaere M., Proost S., Deconinck G., Van Hertem D. A multi-dimensional analysis of reliability criteria: From deterministic  $N - 1$  to a probabilistic approach. *Electric Power Systems Research*. vol. 167. 2019. pp. 290–300. doi: 10.1016/j.epsr.2018.11.011
- [29] Kolcun Michal, Kornatka Miroslaw, Gawlak Anna, Conka Zsolt. Benchmarking the reliability of medium-voltage lines. *Journal of ELECTRICAL ENGINEERING*, vol. 68, no. 3, 2017. pp. 212–215.
- [30] Grakowski L., Chojnacki A.L., Gebczyk K., Banasik K. Statistical Analysis and Modeling of the Reliability of Overhead Low Voltage Lines. *Przeglad elektrotechniczny*. vol. 95, no. 12, 2019. pp. 261-264. doi: 10.15199/48.2019.12.59
- [31] Swingler J. (Ed.) Reliability characterisation of electrical and electronic systems. Woodhead Publishing, 2015. 274 p.
- [32] Iešmantas T., Alzbutas R. Bayesian spatial reliability model for power transmission network lines. *Electric Power Systems Research*. vol. 173. 2019. pp. 214–219. doi: 10.1016/j.epsr.2019.04.014.
- [33] Iešmantas T., Alzbutas R. Bayesian Methods for Analysis of Electric Grid Outages. *Safety and Reliability*. vol. 33, no. 4. 2013. pp. 12-23. doi: 10.1080/09617353.2013.11690978.
- [34] STO 56947007-29.240.55.111–2011 *Metodicheskie ukazaniya po otsenke tekhnicheskogo sostoyaniya VL i ostatechnogo resursa komponentov VL* [STO 56947007–29.240.55.111–2011 Guidelines for assessing the technical condition and residual life of overhead line components. Organization standard. JSC "FGC UES" 2011]. (In Russian). Available at: <http://docs.cntd.ru/document/1200094416> (accessed 10.09.2020).
- [35] Sbornik direktivnykh ukazanii po povysheniyu nadezhnosti i bezopasnosti ekspluatatsii elektroustanovok v elektrosetevom komplekse PAO "Rosseti" Chast' I Ekspluatatsiya elektroustanovok raspredelitel'nykh setei 0,38–20 kV" (SDU–2016 CH.1). *PAO Rosseti 2016* [Collection of guidelines for improving the reliability and safety of electrical installations in the power grid complex of PJSC Rosseti. Part I "Operation of electrical installations of 0.38–20 kV distribution networks" (SDU–2016 Part 1). PJSC Rosseti 2016]. (In Russian). Available at: <https://files.stroyinf.ru/Index2/1/4293746/4293746884.htm> (accessed 10.09.2020).
- [36] Shor Ya.B. *Statisticheskie metody analiza i kontrolya kachestva i nadezhnosti: ucheb. dlya vuzov* [Statistical methods of analysis and quality control and reliability: textbook for universities].

- Moscow, Gosenergoizdat, 1962. 552 p. (In Russian).
- [37] Barlow R.E., Proschan F. *Mathematical Theory of Reliability*. Philadelphia: SIAM, 1996. 258 p.
- [38] Gnedenko B.V., Belyaev Yu.K., Solov'yev A.D. *Matematicheskie metody v teorii nadezhnosti* [Mathematical methods in the theory of reliability]. Moscow, Nauka, 1965, p. 524. (In Russian).
- [39] Fokin Yu. A., Tufanov V.A. *Otsenka nadezhnosti sistem elektrocyabzheniya* [Assessment of the reliability of power supply systems]. Moscow, Energoizdat, 1981, p. 224. (In Russian).
- [40] Gul V.I., Nizhevsky V.I., Khomenko I.V., Shevchenko S.Yu., Chevychelov V.A. *Koordinatsiya izolyatsii i perenapryazheniya v elektricheskikh vysokovol'tnykh setyakh* [Coordination of insulation and overvoltage in electrical high-voltage networks]. Kharkov, EDNA, 2009, p. 270. (In Russian).
- [41] Oboskalov V.P. *Strukturnay nadezhnost' elektroenergeticheskikh sistem* [Structural reliability of electric power systems]. Yekaterinburg, UrFU, 2012, p. 194. (In Russian).

#### About authors.



**Басманов Владислав Геннадьевич**, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Электроснабжение» ВятГУ. Область научных интересов: диагностика электрооборудования, надежность электроснабжения, энергосбережение.  
E-mail: [basmanov@vyatsu.ru](mailto:basmanov@vyatsu.ru)



**Холманских Валерий Михайлович**, к.т.н., доцент, доцент кафедры «Электроснабжение» ВятГУ. Область научных интересов: надежность электроснабжения, энергосбережение.  
E-mail: [vm\\_holmanskih@vyatsu.ru](mailto:vm_holmanskih@vyatsu.ru)

## Method for Construction the Diagnostic Features Space of Switched Reluctance Motors Based on Integral Dynamic Models

Fomin O. O., Ruban O. D., Rudkovskyi O. V.

Odessa National Polytechnic University

Odessa, Ukraine

**Abstract.** The work is devoted to the problem of construction the diagnostic models for the nonlinear dynamic objects. The aim of the work is to improve the reliability and fast operation in diagnosis of the states of electrical motors of under conditions of an a priori uncertainty. The a priori uncertainty results from an insufficient study of the processes, which occur in the objects of diagnosis due to the operation in a wide range of external conditions and the presence of a great amount of disturbing effects along with environmental interferences. This aim is achieved by the development of the technical diagnosis method based on the information models of the nonlinear dynamic objects of diagnosis, which are obtained using the nonparametric identification procedure. As the information models of diagnostic objects, the integral nonparametric dynamic models based on multidimensional weight functions are considered. The most significant results consist in obtaining the method with a further development in construction of a space of diagnostic features of the nonlinear dynamic objects based on the correlation analysis as a stage of the features' filtration. The latter ensures the maximum diagnostic reliability. Significance of the obtained results: the application of the proposed method allows both high reliability of the object diagnosis under the priority uncertainty, and improvement of the diagnostic procedure fast operation owing to the feature filtration. The proposed method was tested using the data of the diagnosis of the switched reluctance motors.

**Keywords:** nonlinear dynamic objects, diagnostic models, model reduction, feature selection, correlation analysis.

**DOI:** 10.5281/zenodo.4316968

**UDC:** 004.942

### Metodă pentru construirea spațiului caracteristicilor de diagnostic ale motoarelor cu jet de supapă pe baza modelelor dinamice integrale

Fomin A. A., Ruban A. D., Rudkovsky O. V.

Universitatea Națională Politehnică din Odesa

Odessa, Ucraina

**Rezumat.** Scopul lucrării este de a spori fiabilitatea și viteza diagnosticării stărilor motoarelor electrice ale diferitelor obiecte energetice în condiții de incertitudine a priori. Incertitudinea a priori este cauzată de cunoașterea insuficientă a proceselor care apar în obiectele de diagnosticare din cauza funcționării într-o gamă largă de condiții externe și prezenței unui număr mare de influențe perturbatoare și perturbări ale mediului. Acest obiectiv este atins prin dezvoltarea unei metode de diagnosticare tehnică bazată pe modele de informații ale obiectelor dinamice neliniare de diagnostic, obținute utilizând procedura de identificare nonparametrică. În calitate de modele informaționale ale obiectelor pentru diagnosticare se propun modelele dinamice integrale nonparametrice bazate pe funcții de pondere multidimensionale, care descriu simultan proprietățile neliniare și inerțiale ale unui obiect, capabile să ia în considerare defecțiunile cauzate de ambele modificări ale parametrilor și structurii unui obiect, precum și de a oferi confort în testare și diagnosticarea funcțională. Cele mai importante rezultate: metoda de construire a spațiului caracteristicilor de diagnostic ale obiectelor dinamice neliniare pe baza modelelor informaționale sub formă de funcții de pondere multidimensionale a fost dezvoltată în continuare prin utilizarea analizei de corelație cu un factor și multivariabil ca etapă de filtrare a caracteristicilor cu enumerarea ulterioară a combinațiilor de caracteristici, care asigură o credibilitatea maxima de diagnosticare. Semnificația rezultatelor obținute: utilizarea metodei propuse permite în același timp asigurarea unei credibilității ridicate a diagnosticării obiectelor în condiții de incertitudine a priori datorită utilizării modelelor de informații primare bazate pe funcții de pondere multidimensionale și creșterea vitezei procedurii de diagnostic datorită caracteristicilor de filtrare bazate pe analiza corelației spațiului de diagnostic.

**Cuvinte-cheie:** obiecte dinamice neliniare, modele de diagnostic, reducerea modelului, selectarea caracteristicilor, analiza corelației.

**Метод построения пространства диагностических признаков вентиляно-реактивных двигателей на основе интегральных динамических моделей**

**Фомин А. А., Рубан А. Д., Рудковский О. В.**

Одесский национальный политехнический университет

Одесса, Украина

**Аннотация.** В работе решается задача построения диагностических моделей для нелинейных динамических объектов. Целью работы является повышение достоверности и быстродействия диагностирования состояний электродвигателей различных энергетических объектов в условиях априорной неопределенности. Априорная неопределенность вызвана недостаточной изученностью процессов, протекающих в объектах диагностирования вследствие эксплуатации в широком диапазоне внешних условий и наличия большого количества возмущающих воздействий и помех окружающей среды. Поставленная цель достигается путем развития метода технической диагностики на основе информационных моделей нелинейных динамических объектов диагностирования, полученных при помощи процедуры непараметрической идентификации. В качестве информационных моделей объектов диагностирования рассматриваются интегральные непараметрические динамические модели на основе многомерных весовых функций, одновременно описывающие нелинейные и инерционные свойства объекта, способные учитывать неисправности, вызванные как изменением параметров, так и структуры объекта, а также обеспечивающие удобство при тестовом и функциональном диагностировании. Наиболее существенные результаты: получил дальнейшее развитие метод построения пространства диагностических признаков нелинейных динамических объектов на основе информационных моделей в виде многомерных весовых функций путем применения однофакторного и многофакторного корреляционного анализа в качестве этапа фильтрации признаков с последующим перебором сочетаний признаков, что обеспечивает максимальную достоверность диагностирования. Значимость полученных результатов: применение предложенного метода позволяет одновременно обеспечить высокую достоверность диагностирования объектов в условиях априорной неопределенности благодаря использованию первичных информационных моделей на основе многомерных весовых функций и повысить быстродействие диагностической процедуры благодаря фильтрации признаков на основе корреляционного анализа диагностического пространства. Предложенный метод апробирован на данных задачи диагностирования вентиляно-реактивного двигателя. Пример демонстрирует сокращение вычислительной сложности при построении диагностической модели по сравнению с методом на основе отсчетов с равномерным шагом при обеспечении заданной достоверности диагностирования.

**Ключевые слова:** нелинейные динамические объекты, диагностические модели, редукция моделей, отбор признаков, корреляционный анализ.

## INTRODUCTION

With an increase in the complexity of modern objects of control and the conditions of their operation in different branches of engineering, industry or transport, the role is intensified of the automatized systems of technical diagnosis (ASTD) for accident prevention, for estimation of the articles' quality, minimization of the technical services expenses [1—3].

In conditions of the increased practical interest, the application problems of diagnosis of complex objects become widespread, particularly, of those based on nonlinear inertial objects, including the objects with continuous characteristics and unknown structure, which can be referred to as the "black box" [4—6].

Typical examples of the objects like these are the electrical motors. The application of the electrical motors in power engineering, industry, and at transport is conditioned by their high efficiency and, what is particularly important at present, by

their ecological compatibility. Therefore, nowadays, the improvement of their operational characteristics, reliability and a service life are of primary importance.

The most significant problem of the technical diagnostics (TD) is timely and reliable determination of the technical state of the electrical motors of various power objects (railway traction engines, motor vehicles, lifting and transporting equipment, etc.) [7, 8].

The objects like these are often accompanied by the a priori uncertainty, which results from the insufficient study of the processes that occur in the diagnosis objects (DO), as well as from the operation in the wide range of the external conditions, the presence of a good many disturbing actions and the environmental interferences [9, 10].

At present, the technical diagnostics suggests that defects change only the parameters of the DO model, which at diagnosis are evaluated using the methods of the parametric identification [11—13].

However, the defects and degradation processes in the objects can often change not only the DO model parameters, but its structure as well [14—16].

Therefore, the diagnosis oriented to the object model restoration (model diagnostic) is developed more extensively, when the use of the methods of nonparametric identification is conditioned in diagnosis for the construction of the DO information model on the basis of the “input-output” experimental data [15—18].

The application of the existing model diagnostics methods is limited by their insufficient efficiency and versatility. In [19, 20], for the purpose of diagnosis, the linear dynamic models are used. In [21, 22], the models are applied based on the accounting of the effects of nonlinearity, which take into account only the information on the properties of the DO static characteristics. Real objects, as a rule, are characterized, at the same time, both by nonlinear and dynamic properties.

Unlike [15—18, 23—25], the present work, as the information DO models with an uncertain structure, contains the integral nonparametric dynamic models based on the multidimensional weight functions (MDWF), which were obtained using the ‘input-output’ experimental data.

The major advantages of the use of these models are the following: the ability to simultaneously and briefly describe the nonlinear and inertial DO properties, which ensures high reliability of the diagnosis [23, 26]; the ability to take into account the malfunctions, which resulted both from the changes in the DO parameters and structure [26]; and the test and functional diagnosis convenience [25].

The work is aimed at improvement the reliability and fast-operation diagnosis of the states of the electric motors of different power objects under the a priori uncertainty by means of development of the model diagnostics method based on the DO nonparametric identification in the form of the integral dynamic models.

### I. INTEGRAL NONPARAMETRIC DYNAMIC MODELS AND IDENTIFICATION OF DIAGNOSIS OBJECTS

For a wide class of the nonlinear dynamic systems, the dependence between the action  $x(t)$  and reaction  $y(t)$  in an explicit form can be presented as a functional integro-power series of Volterra [23, 25, 26].

The ‘input-output’ ratio for the continuous

nonlinear dynamic system with the unknown structure (of the ‘black box’ type) at one input and one output can be presented as the Volterra series:

$$\begin{aligned}
 y(t) = & w_0(t) + \int_0^t w_1(\tau)x(t-\tau)d\tau + \\
 & + \int_0^t \int_0^t w_2(\tau_1, \tau_2)x(t-\tau_1)x(t-\tau_2)d\tau_1d\tau_2 + \\
 & + \int_0^t \int_0^t \int_0^t w_3(\tau_1, \tau_2, \tau_3)x(t-\tau_1)x(t-\tau_2)x(t-\tau_3) \times \\
 & \times d\tau_1d\tau_2d\tau_3 + \dots = w_0(t) + \sum_{n=1}^{\infty} y_n(t),
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

where  $w_n(\tau_1, \dots, \tau_n)$  is the MDWF of the  $n$ -th order ( $n=1, 2, 3, \dots$ ), the symmetric function with respect to the real variables  $\tau_1, \dots, \tau_n$ ;  $w_0(t)$  is the free series term, at the zero initial conditions  $w_0(t) \equiv 0$ ; and  $t$  is the current time.

The model construction of the nonlinear dynamic DO in the form of the MDWF consists in selection of the forms of the testing  $x(t)$  and the algorithm development, which makes it possible, according to the measured  $y(t)$  reactions, to reveal the partial components  $y_n(t)$  and on their bases determine the MDWF  $w_n(\tau_1, \dots, \tau_n)$ ,  $n=1, 2, \dots$  the  $n$ -dimensional transfer functions.

The disadvantage of this model is a large volume of the identification data, which reduces the fast-operation of the ASTD adjustment.

The volume reduction of the primary identification information using more compact models (e.g., convolution integrals) allows the ASTD fast-operation increase, however, it decreases the diagnosis reliability. Thus, the contradiction arises between the reliability of the TD and the ASTD adjustment fast-operation, when using the integral nonparametric dynamic models.

The contradiction can be settled by the development of a new secondary identification method — the construction of a space of diagnostic features  $\mathbf{x}$  with a substantially smaller dimension of the diagnostic information.

### II. CONSTRUCTION OF DIAGNOSTIC FEATURES’ SPACE BASED ON METHODS OF FILTRATION

The efficient method for presenting the information models as a vector of features  $\mathbf{x}$  is a parametrization of continuous DO models  $y(t) : \{w_n(\tau_1, \dots, \tau_n)\}_{n=1,2,\dots,N} \Rightarrow \mathbf{x} = (x_1, \dots, x_k)'$ , where  $N$  is

the order of the information model;  $k$  is the dimension of the diagnostic model;  $\text{slant}$  is the vector conjugation.

A vector of diagnostic features can be obtained by means of a certain preliminary transformation of the form  $T_j : C[a, b] \rightarrow R^n$ , ( $j=1, \dots, n$ ):  $x_j = T_j(f(\tau_1, \dots, \tau_k))$ , where  $C[a, b]$  is the space of real continuous functions  $f(t)$ , preset at section  $[a, b]$ ;  $a, b$  are certain real numbers.

As operator  $T_j$ , the orthogonal expansions can be used [27] and spectral transformations [14, 15] of continuous models into vectors of coefficients of the basis functions.

In practice, it is common to use as  $T_j$ , the operator of discretization of a continuous model:

$$x_j = w_n(t_j), \quad (2)$$

where  $t_j = j\Delta t$  ( $\Delta t$  is the discretization step).

Modern subsystems of the information registration, which are included in the ASTD composition are able to perform thousands DO responses' measurements per second that ensures the primary diagnostic data integrity. In this case, the measurements results are accompanied by the presence of a plurality of extra data. Moreover, it is obvious that validity of different sections of the DO measured responses is different for the diagnostic procedure.

As is shown in [28, 29], the most valid sites of the DO responses are, as a rule, those that carry the highest energy of a signal. Taking into account all the aforementioned, the use of signal discretization for the formation of the space of the diagnostic features is inefficient.

During the work with the continuous DO characteristics in construction the diagnostic features' space, the most efficient can be the correlation methods of the filtration of the information models' readouts [29—31].

The diagnostic models' formation based on filtration of the features consists in those features' ranking with the application of the statistical methods of estimation the correlation between each of the input and purpose-oriented alternative [28—30]. The latter methods yield fast and efficient results, particularly on processing large data volumes.

There are several types of the correlation methods of estimation the diagnostic validity of features, depending on the data type of both input

and output variables, either numerical or categorical data.

The type of a response variable indicates usually the type of the modeling problem. Thus, the numerical output variable indicates the problem of the predictive modelling with regression, while the categorical output variable is indicative of the problem of predictive modelling of classification.

In the diagnostic problems of continuous DO, a case of numerical and categorical inputs is considered. Here, to estimate the correlation between the intergroup and intragroup variability the Fisher F-criterion is used:

$$I = \frac{\sum_{i=1}^{n_j} (x_{i,j} - M)^2 / P - 1}{\sum_{i=1}^{n_j} (x_{i,j} - M_j)^2 / L - J},$$

where  $M$  is the mathematic expectation of the feature;  $L$  is the volume of the complete sample; and  $P$  is the number of classes.

This work offers the method for construction of the diagnostic features' space based on continuous information models in the form of the MDWF followed by their discretization and filtration of the features based on the evaluation of their correlation.

### III. METHOD FOR CONSTRUCTION THE DIAGNOSTIC FEATURES' SPACE BASED ON INTEGRAL DYNAMIC MODELS

The offered method for construction the diagnostic features' space based on the integral dynamic models reduces to the identification of the informative MDWF model, according to the data of the 'input-output' experiment. Based on the discrete samples of the obtained continuous models, the features' space is constructed. In the space obtained by filtration of the features based on evaluation of their correlation, the diagnostic models are constructed.

The stages of the method for the construction of the diagnostic features' space based on the integral dynamic models are shown in Table 1. The development of this method consists in addition of stages N3 and N4 to the known procedure of the model diagnosis.

### IV. CONSTRUCTION OF DIAGNOSTIC FEATURES' SPACE OF SWITCHED RELUCTANCE MOTOR

Approbation of the method for the construction of the diagnostic features' space based on the integral dynamic models is performed by the example of the switched reluctance motor (SRM),

which is the continuous object with nonlinear dynamic characteristics.

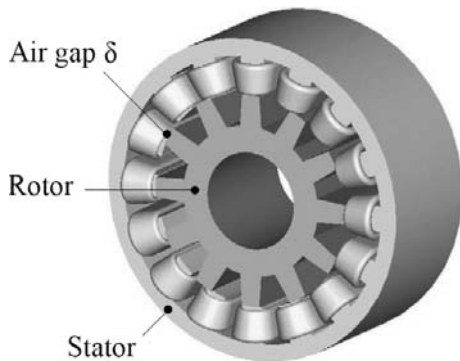
In the process of a long-term operation of the electromotor (due to the friction of a rotor against

the air), the air gap (AG) between the rotor and stator (Fig. 1) increases. Upon the AG increase, the energy indices decrease. i.e., the energy is transformed with high losses.

Table 1

**Stages of method for construction of diagnostic features' space based on integral dynamic models.**

Stage		Description
№	Name	
1.	DO identification (construction of information model)	<i>Aim:</i> obtainment of DO model in the form of MDWF. <i>Input:</i> test signal $x(t)$ <i>Model:</i> Volterra series (1) <i>Output:</i> MDWF based on 'input-output' experimental data
2.	Information model discretization	<i>Aim:</i> obtainment of DO information model in discrete form <i>Input:</i> MDWF $w_n(\tau_1, \dots, \tau_n)$ <i>Model:</i> discretization operator (2) <i>Output:</i> vector of features $\mathbf{x}$
3.	Features' evaluation	<i>Aim:</i> to calculate validity of each feature for TD problem <i>Input:</i> vector of features $\mathbf{x}$ <i>Model:</i> F-criterion of Fisher (3) <i>Output:</i> vector of features $\mathbf{x}^1$ , ranked according to validity index $I$
4.	Features' filtration	<i>Aim:</i> to obtain diagnostic features' space <i>Input:</i> vector of ranked features $\mathbf{x}$ <i>Model:</i> $\mathbf{x}^2 = (x_1, \dots, x_p)' \in \mathbf{x}, p < n$  <i>Output:</i> diagnostic features' space $\mathbf{x}^2 = (x_1, \dots, x_p)'$ with maximum indices of validity $I$



**Fig. 1. Air-gap  $\delta$  between SRM rotor and stator.**

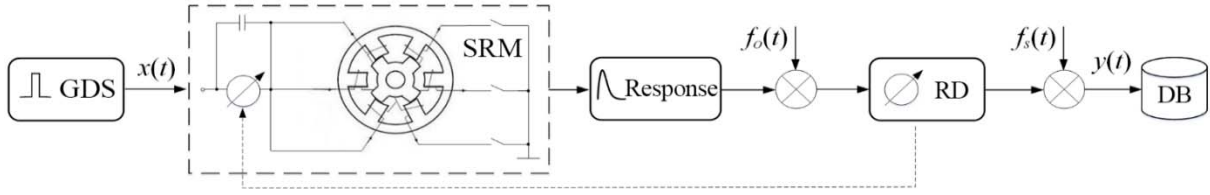
In this context, during the SRM operation, it is necessary to control periodically the AG value. The direct measurements are undesirable, since they are time-consuming and need the SRM removal out of the operation for the time of control, which is prohibitive for the most of the energy objects in the mode of functioning.

The SRM diagnostic problem consists in the construction of the electromotor diagnostic model according to the data of the indirect measurements of the air-gap between its rotor and stator.

This problem is complicated by the following: the motor itself is an object with nonlinear dynamic characteristics; the motor operates in a wide range of external conditions in the presence of a great number of disturbing effects and environmental interferences; in conditions of the operation it is necessary to ensure the reliable and operative diagnosis of the motor state.

Thus, the problem of the functional diagnostics of the electromotor AG between the rotor and stator, according to the data of the indirect measurements (indirect methods), based on the 'input-output' information models has an important practical meaning. The structural scheme of organization of the 'input-output' experiment in the SRM diagnostic problem is shown in Fig. 2.

The input signal  $x(t)$  is preset by the generator of the diagnostic signals (GDS), the output signal  $y(t)$  is measured by the registration device (RD) and is written into the database (DB);  $f_o(t)$  and  $f_s(t)$  are the environmental and detector interferences.



**Fig. 2. Structural scheme of organization of experiment ‘input-output’ in SRM diagnostic problem.**

The SRM diagnostic procedure is performed in the order listed in Table 1.

*DO identification.*

For the diagnostic purposes, it is advisable to use the mathematic model of the motor, which presets the abstract description of the motor of the ‘input-output’ type in the form of the equation system at a fixed position of the rotor [32]:

$$\begin{cases} U_\phi = I_\phi R_\phi + \frac{d\Psi_\phi}{dt} \\ \Psi_\phi = f_l(I_\phi, \Theta) \end{cases} \quad (4)$$

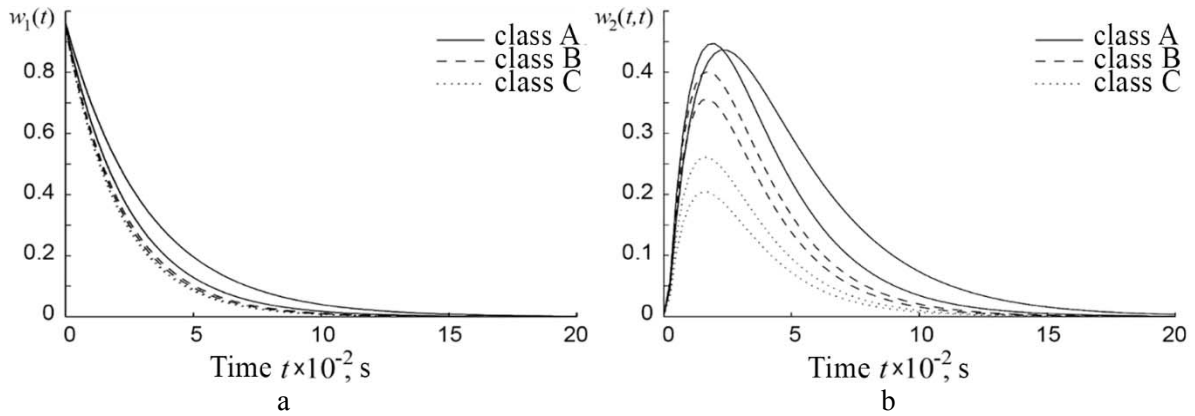
where  $U_\phi(t)$  is the voltage (input variable);  $I_\phi(t)$  is the current (the SRM measured response, the output variable);  $R_\phi$  is the resistance,  $\Psi_\phi$  is the magnetic flux linkage of the phase; and  $\Theta$  is the

angle of position of the rotor with regard to position of stator.

The analytic expressions for the MDWF of the first order and diagonal sections of the MDWF of the second order:

$$w_1(t) = e^{-\alpha t}, w_2(t, t) = \frac{\beta}{\alpha} (e^{-2\alpha t} - e^{-\alpha t}) \quad (5)$$

Teaching full sample in the form of the MDWF of the first order  $w_1(t)$  (Fig. 3a) and diagonal sections of the MDWF of the second order  $w_2(t, t)$  (Fig. 3b) at different  $\delta$  values of the AG is obtained for different SRM states and is divided into 3 classes, 100 elements each: for  $\delta \in [\delta_n, 1.3\delta_n]$  (normal mode is class A),  $\delta \in (1.3\delta_n, 1.6\delta_n]$  (malfunction mode is class B), and  $\delta > 1.6\delta_n$  (emergency mode is class C).



**Fig. 3. a – MDWF of the first order  $w_1(t)$ ; b – diagonal section of MDWF of the second order  $w_2(t, t)$  for classes A, B, and C.**

*Discretization of information model.*

To carry out the experimental studies the MDWF and their sections readouts were used, which were obtained with a step of  $\Delta t = 2.5 \mu s$ .

The space of diagnostic features  $\mathbf{x} = (x_1, \dots, x_l)'$  was constructed in the form of the readout samples of the MDWF diagonal sections  $w_k(t - \tau_1, \dots, t - \tau_k)$  of the order of  $k = 1, 2$  with dimension of  $l=81$  readout.

*Features' evaluation.*

Calculation of diagnostic validity I of the DO primary features: the MDWF readouts of the first order  $w_1(t)$  (Fig. 4a) and the MDWF diagonal sections of the second order  $w_2(t, t)$  (Fig. 4b) is performed using criterion (2).

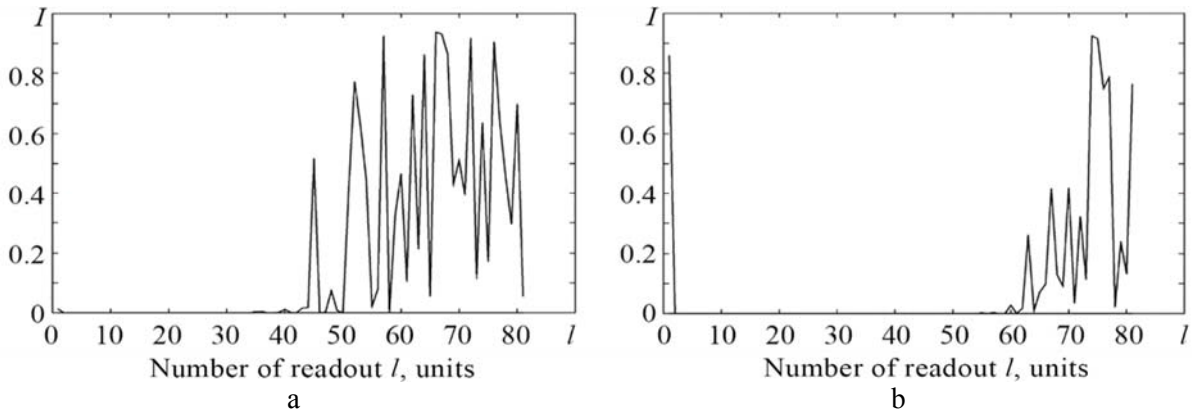
As a result, the vector of features  $\mathbf{x}^1 = (x_1, \dots, x_l)'$  is obtained, which are ranked according to the index of validity I.

*Features' filtration.*



Out of the elements of vector of the diagnostic features  $\mathbf{x}^2 = (x_1, \dots, x_p)'$  is formed by the features' filtration with maximum indices of validity  $I$ . The dimension  $p$  of space  $\mathbf{x}^2$  is selected so as to ensure

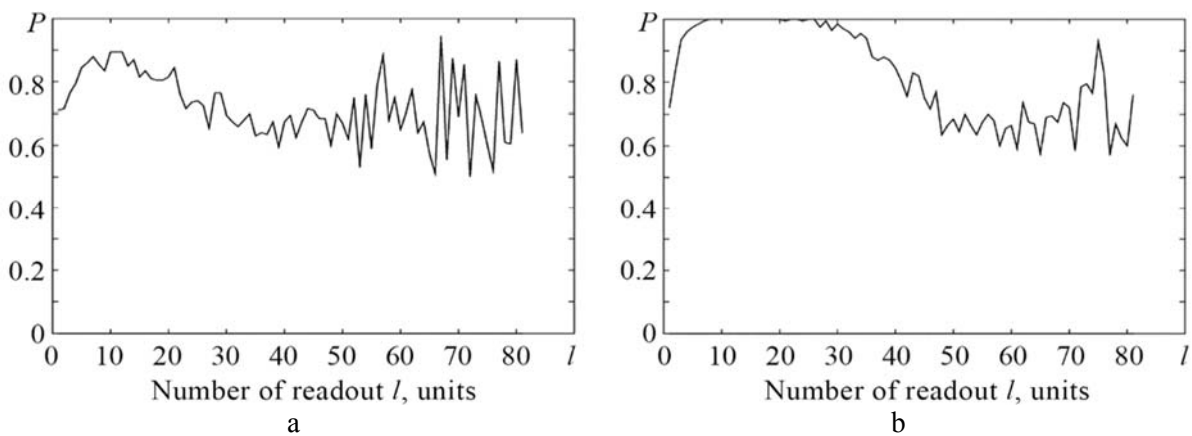
the preset reliability of diagnosis. In this work, the reliability is evaluated according to the solution results of the classification problem of the objects of the examination sample using the method for a maximum credibility [28].



**Fig. 4. Diagnostic validity  $I$  of readouts according to criterion (3): a – MDWF of the first order  $w_1(t)$ ; b – diagonal section of MDWF of the second order  $w_2(t,t)$ .**

In this problem at  $p=5$ , the SRM diagnostic model, which was constructed using the filtration features  $\mathbf{x}^1$  based on correlation, looks as follows  $\mathbf{x}^2 = (x_3, x_9, x_{15}, x_{21}, x_{27})$  and ensures the preset level of reliability of diagnostics  $P=0.99$ . For

comparison, the validity of each feature  $I$  of space  $\mathbf{x}$  was determined by evaluation the reliability of diagnosis  $P$  for each MDWF readout of the first order  $w_1(t)$  (Fig. 5a) and the MDWF diagonal sections of the second order  $w_2(t,t)$  (Fig. 5b).

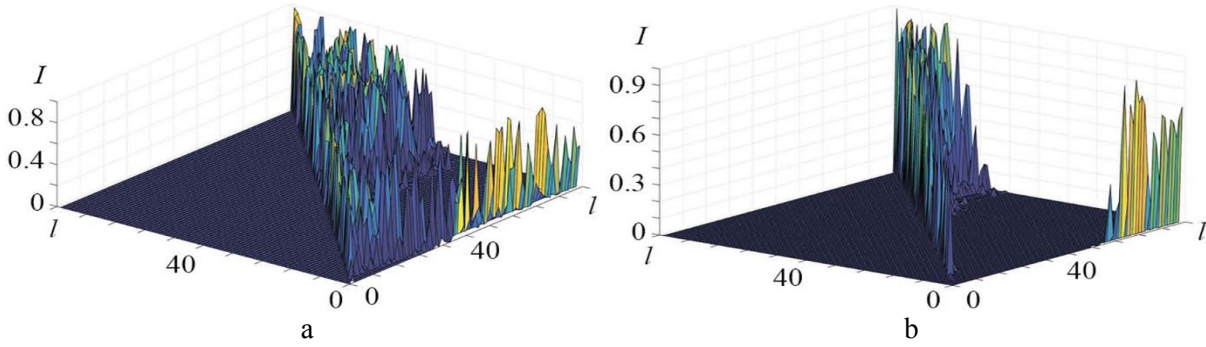


**Fig. 5. Reliability of  $P$  readouts: a – MDWF of the first order  $w_1(t)$ ; b – diagonal section of MDWF of the second order  $w_2(t,t)$ .**

As a result of comparison the validity of readouts of the corresponding MDWF models (Figs. 4, 5), it is seen that the diagnostic features obtained by filtration based on correlation, coincide considerably with those selected in accordance to the classification results of the objects of the examination samples, using the decision rule, constructed by the method for the maximum credibility. The calculation complexity

in obtaining the result by filtration based on correlation is by 6–8 times lower, than that obtained by the results of classification.

To estimate the diagnostic validity of the features combined with other features, the study was performed using the multifactorial correlation analysis. Figure 6 shows the calculation of the diagnostic validity  $I$  of a pairwise combinations of the DO primary features – the MDWF readouts of the first order  $w_1(t)$  (Fig. 6a) and those of the



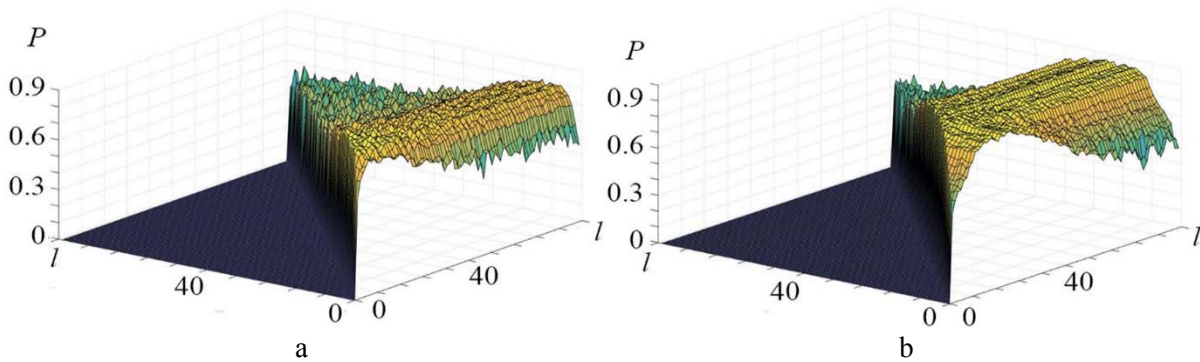
**Fig. 6. Diagnostic validity  $I$  of pairwise combinations according to criterion (3): a – MDWF of the first order  $w_1(t)$ ; b – diagonal section of MDWF of the second order  $w_2(t,t)$ .**

MDWF diagonal sections of the second order  $w_2(t,t)$  (Fig. 6b). Here, the most valid combinations of the diagnostic features are relevant to the minimal values of criterion (3).

For comparison, the validity of the pairwise combinations of the features of space  $x$  was estimated as reliability of  $P$  diagnosis for the readouts of the MDWF of the first order  $w_1(t)$  (Fig. 7a) and the MDWF diagonal sections of the second order  $w_2(t,t)$  (Fig. 7b).

From Figs. 6, 7, it is seen that the combinations of the diagnostic features, which were obtained by

the multifactorial correlation analysis, coincide to a high degree with the combinations of the features that were selected according to the objects' classification results using the method of maximal credibility. Moreover, the calculation complexity of obtaining the result by the multifactorial discriminant analysis at the pairwise combination of the features is by 10 – 12 times less, than that according to the results of the classification problem solution.



**Fig. 7. Reliability of  $P$  readouts of pairwise combinations: a – MDWF of the first order  $w_1(t)$ ; b – diagonal section of MDWF of the second order  $w_2(t,t)$ .**

**CONCLUSIONS**

This work tackles the problem of improvement the reliability and fast-operation of the diagnostics of the electric motors states of different energy objects under the a priori uncertainty by developing the method of the model diagnostics based on the nonparametric identification of the objects in the form of the integral dynamic models.

As the information models of the diagnostic objects, the authors consider the nonparametric models based on the multidimensional weight

functions that simultaneously describe the nonlinear and dynamic properties of the object, which are able to consider the malfunctions caused both by the change in parameters and in the object structure. That is particularly convenient at the test and functional diagnostics. The method was further developed that was used for the construction of the diagnostic features' space of nonlinear dynamic objects based on information models in the form of the multidimensional weight functions by the use of the single- and multi-factorial correlation analysis as a stage of the features' filtration

with a following selection of the features' combinations to ensure the diagnosis maximum reliability on the basis of the integral dynamic object models. The application of this approach makes it possible to ensure simultaneously a high reliability of the object diagnostics under the a priori uncertainty due to the use of the primary information models based on the multidimensional weight functions and fast-operation of the diagnostic procedure owing to the filtration based on the correlation analysis of the features. A stepwise algorithm of the method is presented with the input and output information along with the data models used at each stage.

The proposed method is approbated on the data of the diagnostic problem of the nonlinear dynamic object, namely, a switched reluctance motor. This example exhibits the reduction in the calculation complexity at the diagnostic model construction compared to the method based on the readouts with a uniform step by 6–12 times, provided the diagnostic reliability is 0.99.

### References

- [1] Yan H., Wan J., Zhang C., Tang S., Hua Q., Wang Z., Industrial big data analytics for prediction of remaining useful life based on deep learning. in *IEEE Access*, 2018, vol. 6, pp. 17190-17197. doi: 10.1109/ACCESS.2018.2809681
- [2] Zhao R., Yan R., Chen Z., Mao K., Wang P., Gao R. X. Deep learning and its applications to machine health monitoring. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, vol. 115, pp. 213-237. doi: 10.1016/j.ymsp.2018.05.050
- [3] Korbicz, J. & Kościelny, J.M. Modeling, diagnostics and process control: implementation in the DiaSter system. Berlin, Springer, 2010. 367 p. doi: 10.1007/978-3-642-16653-2
- [4] Dovbysh A. S., Zimovets V. I., Zuban Y. A., Prikhodchenko A. S. Machine training of the system of functional diagnostics of the shaft-lifting machine. *Problemele energeticii regionale*, 2019, vol. 43, no. 2, pp. 88-102. doi: 10.5281/zenodo.3367060
- [5] Deng X., Tian X., Chen S., Harris C. J., Nonlinear process fault diagnosis based on serial principal component analysis. *IEEE transactions on neural networks and learning systems*, 2018, vol. 29, no. 3, pp. 560-572. doi: 10.1109/tnnls.2016.2635111
- [6] Rudin, C., Radin, J. Why are we using black box models in AI when we don't need to? A lesson from an explainable AI competition. *Harvard Data Science Review*, 2019, vol. 2, no. 1. doi: 10.1162/99608f92.5a8a3a3d
- [7] Guidotti R., Monreale A., Ruggieri S., Turini F., Giannotti F., Pedreschi D. A survey of methods for explaining black box models. *Acm comput. Surv*, 2018, vol. 51, no. 5, Article 93, 42 p. doi: 10.1145/3236009
- [8] Choudhary, A., Goyal, D., Shimi, S.L., Akula A. Condition monitoring and fault diagnosis of induction motors. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 2019, no. 4, pp. 1221–1238. doi: 10.1007/s11831-018-9286-z
- [9] Henao H, Capolino G-A, Fernandez-Cabanas M, Filippetti F, Bruzzese C, Strangas E, Pusca R, Estima J, Riera-Guasp M, Hedayati-Kia S. Trends in fault diagnosis for electrical machines: a review of diagnostic techniques. *IEEE Ind Electr Mag*, 2014, vol. 2, no. 8, pp. 31–42. doi: 10.1109/MIE.2013.2287651
- [10] Kochetkov S. A. Control of an induction motor under uncertainty conditions. *Proc. of 11-th Int. Conf. "Management of large-scale system development"*, Moscow, 2018, pp. 1-5. doi: 10.1109/MLSD.2018.8551870
- [11] Kochetkov S.A., The control problem for an induction electric drive under the influence of external disturbances. *Proc. of 13-th Russian school young scientist "Large Scale systems Control"*, Moscow IPU RAN, 2016, pp. 631-642.
- [12] Mansouri M., Harkat M.-F., Nounou H., Nounou M. Data-driven and model-based methods for fault detection and diagnosis. Elsevier, 2020. 322 p. doi: 10.1016/C2018-0-04213-9
- [13] Zhao Y., Li T., Zhang X., Zhang Ch. Artificial intelligence-based fault detection and diagnosis methods for building energy systems: Advantages, challenges and the future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, 2019, vol. 109, pp. 85-101. doi: 10.1016/j.rser.2019.04.021
- [14] Mouzakis A. Classification of fault diagnosis methods for control systems. *Measurement and Control*, 2013, vol 46, no. 10, pp 303-308. doi: 10.1177/0020294013510471
- [15] Steven X. Ding. Model-based Fault diagnosis techniques. Design schemes, algorithms, and tools. London, Springer-Verlag, 2013. 504 p. doi: 10.1007/978-1-4471-4799-2
- [16] Patton, R. J., Fantuzzi C., Simani S. Model-based fault diagnosis in dynamic systems using identification techniques. New York, Springer-Verlag, 2003, 368 p. doi: 10.1007/978-1-4471-3829-7
- [17] Pupkov K. A., Egupov N. D. Metody klasicheskoy i sovremennoj teorii avtomaticheskogo upravlenija. *Statisticheskaja dinamika i identifikacija sistem avtomaticheskogo upravlenija [Methods of classical and modern theory of automatic control. Statistical dynamics and identification of automatic control systems]*. vol. 2, Moscow, MSTU im. Bauman, 2004, 638 p.
- [18] Mrugalski M., Korbicz J. Robust fault diagnosis via parameter identification of dynamical systems. *Proc. 2009 European Control Conference*, Budapest, Hungary, 2009, pp. 67-77. doi: 10.23919/ECC.2009.7069762

- [19] Rezagholizadeh M., Salahshoor K., Shahrivar E. M. A fault detection and diagnosis system based on input and output residual generation scheme for a CSTR benchmark process. Proc. 2010 International Conference “Mechatronics and Automation”, 2010, Xi'an, China, pp. 1898-1903. doi: 10.1109/ICMA.2010.5588956
- [20] Garan M., Verron S., Kovalenko I., Modrlák O., and Lepšík P. Parameter Estimation in Linear Dynamic Systems using Bayesian networks Proc. 22nd International Conference “Process Control”, 2019, Strbske Pleso, Slovakia, pp. 203-208. doi: 10.1109/PC.2019.8815029.
- [21] Zhirabok A.N., Zuev A.V., Shumsky A.E. Diagnosis of Linear Dynamic Systems: An Approach Based on Sliding Mode Observers. Automation and Remote Control, 2020, no. 81, pp. 211–225. doi: 10.1134/S0005117920020022
- [22] Kiciński J. Non-linear Modelling of the Rotating Machine in Technical Diagnostics. The Concept of Adequacy Intervals and Weight Functions in the Identification Procedure. Advances in Mechanism and Machine Science, Springer, Cham, 2019, vol. 73. doi: 10.1007/978-3-030-20131-9\_335
- [23] Yuan P., Wang Z., Ren W., Yang X. Nonlinear joint model updating using static responses. Advances in Mechanical Engineering, 2016, vol. 8, no 12, pp. 1-15. doi: 10.1177/1687814016682651
- [24] Doyle F. J., Pearson R. K., Ogunnaike B. A. Identification and Control Using Volterra Models, Springer Technology & Industrial Arts, 2001, 314 p. doi: 10.1007/978-1-4471-0107-9
- [25] Tor Aksel N. Heirung, Ali Mesbah. Input design for active fault diagnosis Annual Reviews in Control, 2019, vol. 47, pp. 35-50. doi: 10.1016/j.arcontrol.2019.03.002
- [26] Tang H., Liao Y. H., Cao J. Y., Xie H. Fault Diagnosis Approach Based on Volterra Models. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, vol. 24, pp. 1099-1113. doi: 10.1016/j.ymsp.2009.09.001
- [27] Pavlenko V., Pavlenko S., Speranskyy V., Haasz V., Madani K. Chapter 10: Identification of systems using Volterra model in time and frequency domain. Advanced Data Acquisition and Intelligent Data Processing, River Publishers, 2014, pp. 233-270.
- [28] Dumas S. Karhunen-Loeve transform and digital signal processing - part 1 SETI League, 2016, 39 p. doi: 10.13140/RG.2.1.3550.0400
- [29] Fainzilberg L.S. Matematicheskie metody otsenki poleznosti diagnosticheskikh priznakov [Mathematical methods for evaluating the usefulness of diagnostic features]. Kiev, Osvita Ukrainy, 2010, 152 p.
- [30] Qu G., Hariri S., Yousif M. A new dependency and correlation analysis for features IEEE Trans. Knowledge and Data Engineering, 2005, vol. 17, no. 9, pp. 1199-1207. doi: 10.1109/TKDE.2005.136
- [31] Gopika N., Meena Kowshalaya M.E. Correlation Based Feature Selection Algorithm for Machine Learning Proc. Int. Conf. “Communication and Electronics Systems”, Coimbatore, India, 2018, pp. 692-695. doi: 10.1109/CESYS.2018.8723980
- [32] Tran K.T., Tran T.V. The application of correlation function in forecasting stochastic processes Herald of Advanced Information Technology, 2019; vol. 2, no. 4, pp. 268-277. doi: 10.15276/hait 04.2019.3
- [33] Griirenko S.N., Pavlenko S.V., Pavlenko V.D., Fomin A.A. Informacionnaja tehnologija diagnostirovaniya sostojanij jelektrodvigatelej na osnove modelej Volterra [Information technology for diagnosing the states of electric motors based on Volterra models] East-European Journal of Advanced Technologies, 2014, vol. 70, no. 11, pp. 38-43.

**Information about authors.**



Fomin Oleksandr, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor at Odessa National Polytechnic University. Area of scientific interest: technical diagnostics, modelling, intelligent systems.  
E-mail: [fomin@opu.ua](mailto:fomin@opu.ua)



Rudkovskyi Oleh, applicant at Odessa National Polytechnic University. Area of scientific interests: mathematical modelling of transport systems, energy processes.  
E-mail: [17odos@gmail.com](mailto:17odos@gmail.com)



Ruban Oleksandr, leading engineer at Odessa National Polytechnic University. Area of scientific interests: modelling, control of mobile objects.  
E-mail: [westsoldierruban@gmail.com](mailto:westsoldierruban@gmail.com)

## Effect of Vane Thermal Emission Cooling on the Efficiency of the Gas Turbine Power Plant

Kolychev A.V.<sup>1</sup>, Renev M. E.<sup>2</sup>, Savelov V. A.<sup>1</sup>, Arkhipov P. A.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Baltic state technical University "VOENMEH", Saint Petersburg, Russian Federation,  
<sup>2</sup> - Saint Petersburg State University,  
 Saint Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** The work is devoted to the problem of increasing efficiency of power gas turbine units (microturbines). One of ways to improve efficiency is to increase gas temperature in front of the turbine. Cooling of gas turbine elements is difficult. One of the solutions to the problem may be the method of thermal emission cooling. The purpose of this work is to estimate the potential effect of thermal emission cooling of turbine blades on efficiency. The mentioned aim is achieved by analyzing the main factors influencing the efficiency of the power gas turbine unit. Calculated estimations of thermal condition of turbine blades with thermo-emission cooling depending of electron work function and gas temperature in front of the turbine.

The most significant results of the work are the obtaining of dependence of efficiency of power gas turbine unit on the value of electron work function (thermo emission cooling) and its surface temperature. Besides, as a result of numerical estimations it was established for the first time that the blade temperature of the turbine with thermal emission cooling can reach the value of about 1000 K at the electron work function 1 eV and at the gas temperature in front of the turbine 2700 K (by 7-8 % higher than modern power gas turbines). The obtained results can be applied in practice in terms of justification of thermal emission cooling application in gas turbines. The method of thermal emission cooling can be applied in micro turbines, large power turbines, aircraft engines.

**Keywords:** thermal emission cooling, thermoelectronic emission, power gas turbine installations, efficiency.

**DOI:** 10.5281/zenodo.4316996

**UDC:** 629.785

### Efectul răcirii cu emisii termice a paletelor asupra randamentului instalației energetice cu turbină cu gaze

Kolîcev A.V.<sup>1</sup>, Renev M.E.<sup>2</sup>, Savelov V.A.<sup>1</sup>, Arhipov P.A.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universitatea Tehnică de Stat Baltică "VOENMEH",

<sup>2</sup>Universitatea de Stat din Sankt Petersburg,  
 Sankt Petersburg, Federația Rusă

**Rezumat.** Lucrarea are ca subiect problema sporirii eficienței centralelor cu turbine cu gaz, inclusiv a microturbinelor. Una dintre principalele modalități de îmbunătățire a eficienței este creșterea temperaturii gazului din fața turbinei. Răcirea elementelor microturbinei este dificilă din cauza dimensiunilor lor geometrice reduse. Scopul lucrării constă în evaluarea efectului potențial al răcirii cu emisii termice a palelor turbinei asupra valorii randamentului. Acest obiectiv este atins prin derivarea analitică a unei noi relații care leagă eficiența, temperatura și funcția de lucru a electronilor suprafeței palelor și prin efectuarea de calcule detaliate ale stării termice a palelor turbinei cu răcire termionică pentru valorile date ale funcției de lucru a electronilor suprafeței palelor turbinei și a temperaturii gazului din fața turbinei, care determină randamentul turbinei. Cele mai semnificative rezultate ale lucrării sunt: stabilirea dependenței eficienței unei centrale cu turbină cu gaz de valoarea funcției de lucru a electronilor (răcire termionică) și de temperatura suprafeței paletei turbinei. Ca rezultat al calculului, s-a constatat că temperatura unei palete a turbinei cu răcire termionică poate atinge o valoare de ordinul 1000 K atunci când lucrul de emisie a electronilor de pe suprafeței palei turbinei este egală cu 1 eV și la o temperatură a gazului în fața turbinei de 2700 K. La această temperatură a gazului în fața turbinei, eficiența (randamentul) turbinei sporește cu 7-8%. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul că rezultatele obținute pot fi aplicate în practică în ceea ce privește fundamentarea utilizării răcirii termionice în turbine cu gaz și în stabilirea faptului că răcirea termionică își poate găsi aplicația în microturbine, turbine de mare putere și motoare de aeronave.

**Cuvinte-cheie:** răcire termionică, emisie termionică, centrale electrice cu turbină cu gaz, randament.

**О влиянии термоэмиссионного охлаждения на КПД газотурбинной энергетической установки  
Колычев А.В.<sup>1</sup>, Ренев М.Е.<sup>2</sup>, Савелов В.А.<sup>1</sup>, Архипов П.А.<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ», Санкт-Петербург, Российская Федерация,

<sup>2</sup>Санкт-Петербургский государственный университет,  
Санкт-Петербург, Российская Федерация

**Аннотация.** Работа посвящена проблеме повышения КПД энергетических газотурбинных установок, в том числе микротурбин. Одним из основных способов улучшения эффективности является повышение температуры газа перед турбиной. Охлаждение элементов микротурбин затруднено из-за их малых геометрических размеров. Одним из решений проблемы может стать метод термоэмиссионного охлаждения. Цель настоящей работы – оценить потенциальное влияние термоэмиссионного охлаждения лопаток турбины на КПД. Указанная цель достигается аналитическим выводом новой зависимости, связывающей КПД, температуру и работу выхода электронов поверхности лопаток и проведением детальных расчетов теплового состояния лопаток турбин с термоэмиссионным охлаждением для заданных значений работы выхода электронов поверхности лопаток турбины и температуры газа перед турбиной, определяющей КПД. Наиболее существенными результатами работы являются: зависимость КПД энергетической газотурбинной установки от величины работы выхода электронов (термоэмиссионного охлаждения) и температуры поверхности лопатки турбины. В результате расчета установлено, что температура лопатки турбины с термоэмиссионным охлаждением может достигать величины порядка 1000 К при работе выхода электронов поверхности лопатки турбины равной 1 эВ и при температуре газа перед турбиной 2700 К. При такой температуре газа перед турбиной КПД на 7-8 % выше. Значимость полученных результатов заключается в том, что полученные результаты можно применять на практике в части обоснования применения термоэмиссионного охлаждения в газовых турбинах и в установлении того факта, что термоэмиссионное охлаждение может найти свое применение в микротурбинах, крупных энергетических турбинах, авиационных двигателях.

**Ключевые слова:** термоэмиссионное охлаждение, термоэлектронная эмиссия, энергетические газотурбинные установки, КПД.

## ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день в энергетике актуальным является разработка методов и средств, которые позволят улучшить основные характеристики энергетической газотурбинной установки (ЭГТУ): КПД, надежность, ресурс, с одновременным понижением стоимости разработки, создания, эксплуатации, технического обслуживания и др.

Одной из основных задач при создании ЭГТУ является повышение их эффективного КПД, который в настоящий момент находится на уровне 25-35% [1-3] для ЭГТУ простого цикла. Достигнуть этого предполагается, в том числе, за счет повышения температуры продуктов сгорания перед турбиной. Однако конструкции современных турбин подошли к пределу термостойкости, несмотря на применение всё более экзотических и дорогих жаропрочных материалов.

Существующие системы сложны и имеют высокую стоимость. Например, цена лопатки ЭГТУ может достигать \$10000, при том, что этих лопаток в одной ГТУ может быть до нескольких сотен. Изучаются различные схемы воздушного охлаждения [4-6], эффективность которых требует создания сложной системы каналов циркуляции воздуха в лопатках.

На сегодня существуют множество различных методов охлаждения лопаток турбин [5], основанных на движении воздуха в специальных каналах и создании пленок на внешних поверхностях. Самый простой использует только внутреннюю конвекцию без пленочного охлаждения и применяется в основном на лопатках второй или третьей ступени. Все другие методы охлаждения используют пленочное охлаждение в различной степени.

Рис. 1 схематично иллюстрирует пять наиболее распространённых типов воздушного охлаждения, которые сегодня создаются посредством литья по выплавляемым моделям.

На рис. 1 красными стрелками показано направление нагрева, черными – направление движение воздуха-охладителя. Возрастающим слева направо контуром обозначена охлаждающая пленка воздуха.

Наклонные каналы, соединяющие внутренние полости с окружающей средой на рис. 1б, 1в и 1д, увеличивает поверхность теплосъёма. На рис. 1г показаны вертикальные каналы, поверхность теплосъёма увеличена за счет большего количества этих каналов и более плотного их расположения.

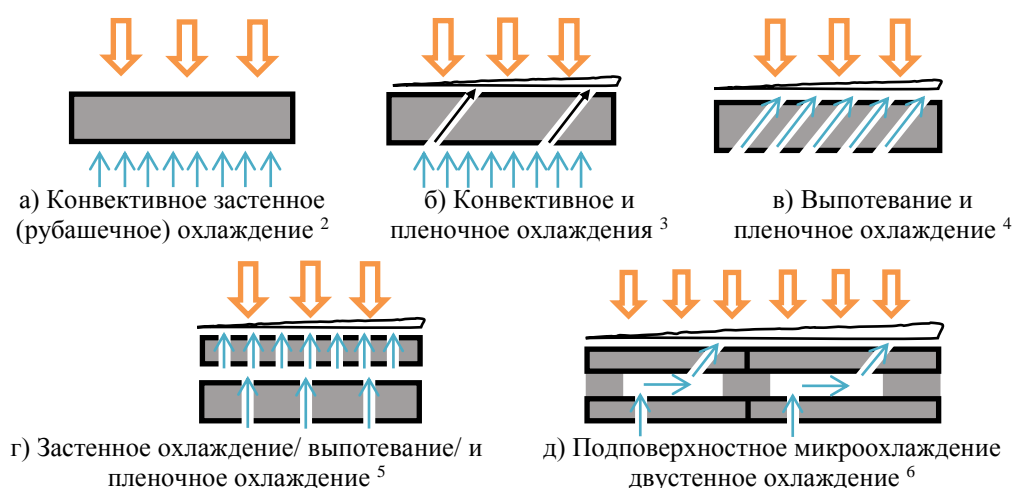


Рис. 1. Системы охлаждения лопаток современных газотурбинных установок.<sup>1</sup>

Камеры сгорания обычно используют эффузионное охлаждение или его комбинацию с конвекционным и плёночным охлаждением, аналогично охлаждению передней кромки лопаток турбин.

Данный метод известен как двухстенное или пристенное охлаждение и помещает охлаждающие каналы внутри стенки, тем самым перемещая охлаждающее рабочее тело ближе к источнику тепла.

Другим направлением является повышение жаропрочности материалов основы лопаток турбин [7-8].

Например, в [9] описан новый сплав, названный AGAT, который имеет меньшую плотность и большую стойкость к окислению при схожих с никелевый суперсплавом CMSX-10 [7-9] прочностных свойствах.

В настоящий момент одними из самых современных сплавов являются сплавы с добавлением рения и рутения, например, TMS-238, TMS-138A, TMS-196 [10]. Однако, такие сплавы характеризуются очень высокой стоимостью.

Одним из направлений повышения стойкости лопаток турбины, выполненных из никелевых сплавов и суперсплавов, в условиях повышения температуры перед турбиной, является разработка и создание термобарьерных покрытий [14,15], например, на основе оксида алюминия ( $Al_2O_3$ ) [14], оксида циркония ( $ZrO_2$ ) [15,16] и др.

Перспективным направлением выглядит применение керамических материалов [11-12]. Они характеризуются высокой стойкостью к окислению и сопротивлению ползуче-

сти. Но при этом имеют проблемы, связанные с низкой трещиностойкостью.

Так, в [11] анализируется керамический материал на основе карбида кремния ( $SiC$ ) усиленный боридом гафния ( $HfB_2$ ) и боридом циркония ( $ZrB_2$ ), а в [12] – керамика на основе борида титана ( $TiB_2$ ). В [13] описывается карбидокремниевая ( $SiC/SiC$ ) керамика. Достоинством данных материалов является их способность работать при высоких температурах без дополнительного охлаждения. Материалы на основе боридов [12] имеют электрическую проводимость, что теоретически позволяет организовать их термоэмиссионное охлаждение за счет специального покрытия.

Описанные выше проблемы стимулируют поиск методов охлаждения, основанных на новых в данной предметной области физических принципах, применение которых позволит произвести существенное повышение температуры газов перед турбиной, по сравнению с существующими методами.

Существуют и другие подходы к увеличению КПД ЭГТУ. Например, перспективным выглядит создание детонационных камер сгорания (КС), которые теоретически должны превосходить по КПД на 20-25 % КС обычных ЭГТУ [17-18]. Основные надежды связываются с ротационным детонационным двигателем (rotational detonation engine – RDE) [17-21]. Например, в Японии [20] испытана модель дискообразной RDE – газотурбинной установки. Проводятся эксперименты и в США [21]. Однако на сегодняшний день реализация RDE сталкивается с проблемой инициации и поддержания детонационного

горения, а также необходимостью обеспечения детонационного режима горения по всему объему КС, что пока сделать никому не удается.

Другим направлением обеспечения высокого КПД ЭГТУ является организация и поддержание горения бедных и сверхбедных топливоздушных смесей, а также смесей, в которых присутствуют различные примеси, например, водяной пар. Кроме этого, для снижения вредных выбросов окислов азота  $\text{NO}_x$  в атмосферу приходится уменьшать температуру сгорания и количество горючего в топливоздушной смеси.

Горение «трудных» топливных смесей часто приводит к возникновению аварийных ситуаций, связанных с проскоком пламени и возникновению вибрационного горения [23].

Перспективными с точки зрения инициации и поддержания горения бедных тепло-воздушных смесей являются плазменные методы [17-18, 22-35].

Среди них представляют интерес экономичные методы, основанные на подкритических стримерных СВЧ разрядах [17-18,35]. Данную технологию можно применять, как для микротурбин [35], так и для более крупных установок [17]. В [35] экспериментально получено устойчивое зажигание особо бедной топливно-воздушной смеси с концентрацией топлива меньше предела воспламенения при нормальных условиях [35].

В настоящей работе исследуется новый для газотурбинной техники метод термоэмиссионного охлаждения (ТЭО), который с одной стороны может дополнить существующие методы охлаждения (обеспечить дополнительный отвод тепла), а с другой – дополнить плазменные методы поджига и поддержания горения, для более эффективной реализации которых необходимо наличие так называемых запальных электронов. Наличие в потоке запальных электронов позволяет уменьшить время протекания процесса воспламенения и более эффективно передавать потоку энергию СВЧ-излучения. В случае же ТЭО происходит существенное повышение концентрации заряженных частиц вблизи поверхности ТЭО [17-18,35], увеличивающее тем самым количество «запальных» электронов.

Стоит также отметить, что температура современных сплавов лопаток турбин при их работе достигает величин порядка 1530 К, температура термобарьерных и защитных

покрытий – 1800 К [3]. При этом температура газа перед турбиной лучших современных ЭГТУ находится на уровне 1850-2000К. Такие температуры, как показало применение ТЭО в ускорительной технике, оптимальны для работы покрытия с низкой работой выхода электронов.

Принципиальная схема ТЭО приведена на рис. 2. На рис. 2 серым обозначен сплав - материал основы, красным – направление нагрева лопатки турбины, синим – термоэмиссионное покрытие, синими стрелками – термоэлектроны, черными стрелками – направление движения воздуха (хладагента).

При нагреве лопатки турбины с поверхности покрытия происходит термоэмиссия электронов  $\bar{e}$ , которая сопровождается эффектом охлаждения материалы основы лопатки турбины. В результате ТЭО-покрытие и материал основы (лопатка турбины) охлаждаются. Уменьшение температуры за счет ТЭО может достигать 1000° С.

Новизна метода заключается в том, что основными носителями тепла являются электроны (электронный газ), который как хладагент обладает новыми свойствами.

Электронный газ имеет более высокую подвижность, по сравнению с молекулами и атомами классических жидкостей и газов, электроны обмениваются энергией не только через столкновения, но и через электрическое поле, что позволяет им собирать тепло в объеме кристалла материала, а не по поверхности.

Небольшой размер электронов позволяет производить охлаждение тонких элементов, создание каналов охлаждения в которых очень сложно или невозможно.

Все указанные свойства позволяют получить новый технический эффект снижения температуры и температурных напряжений элементов газотурбинных установок без необходимости создания специальных каналов охлаждения.

Кроме того, ТЭО может дополнить существующие методы охлаждения, потому как пути движения термоэлектронов находятся в самой структуре материала лопатки турбины.

Стоит также добавить, что появляется возможность проводить диагностику нагрева как всей лопатки, так и наиболее ее важных участков (например, в областях передней и задней кромок) по току термоэмиссии. Чем выше нагрев, тем выше ток.



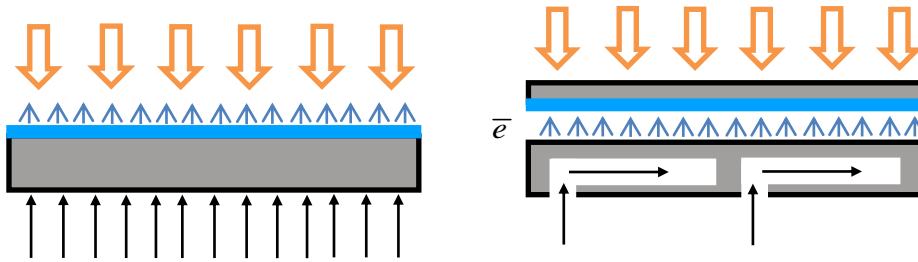


Рис. 2. Схема реализации термоэмиссионного охлаждения лопаток современных газотурбинных установок.<sup>7</sup>

**МОДЕЛИ И МЕТОДЫ**

Основное отличие настоящей работы от известных публикаций заключается в том, что впервые учтено термоэмиссионное охлаждение поверхности лопатки турбины при очень низких значениях работы выхода электрона.

Эффективный КПД ЭГТУ напрямую зависит от температуры газа перед турбиной. В общем случае он выражается через коэффициент полезной работы  $\phi$  и термический КПД  $\eta_{ГТУ}$  следующей зависимостью:

$$\eta_s = \phi \cdot \eta_{ГТУ} \quad (1)$$

где  $\eta_s$  – эффективный КПД ЭГТУ,  $\phi = 1 - \tau \pi^m$  – коэффициент полезной работы,  $\eta_{ГТУ} = 1 - 1/\pi^m$  – термический КПД,  $\tau = T_1/T_2$ ,  $\pi = p_2/p_1$  – степень повышения давления,  $p_2$  – давление на выходе из компрессора,  $p_1$  – давление на входе компрессора,  $T_2$  – температура в камере сгорания (перед турбиной),  $T_1$  – температура на входе ЭГТУ,  $m = (\gamma - 1)/\gamma$ ,  $\gamma$  – показатель адиабаты как физический параметр газа [2].

Тогда эффективный КПД будет равен:

$$\eta_s = (1 - \tau \pi^m) \cdot (1 - 1/\pi^m) \quad (2)$$

Для современных ЭГТУ  $\pi = 20-50$ , а  $m = 0.25$  для  $k = 1.33$ ,  $T_1 = 300$  К. Тогда принимая  $\pi = 35$  выражение (2) сильно упрощается:

$$\eta_s = (1 - \tau \pi^m) \cdot (1 - 1/\pi^m) = 0.58 - 423/T_2 \quad (3)$$

Как видно из рис. 3, эффективный КПД простого цикла современных ЭГТУ находится на уровне 34-36 %, но рост температуры газа перед турбиной до 2700 К позволит увеличить эффективный КПД до уровня 43-44%. Это на 8 % выше лучших современных образцов.

Для проведения численных оценок теплового состояния лопаток турбины с ТЭО принимались следующие допущения:

- весь ток термоэмиссии проходит в плазму рабочего газа;
- в тепловом балансе учитываются только ТЭО, излучение, нагрев проходящим электрическим током и нагрев со стороны потока рабочего газа.

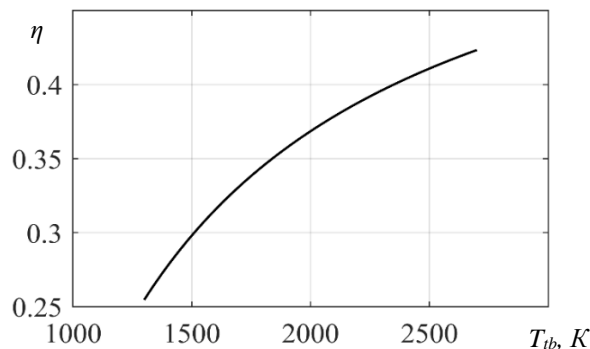


Рис. 3. Зависимость эффективного КПД от температуры газа для современных газотурбинных установок.<sup>8</sup>

<sup>7,8</sup> Appendix 1

- отсутствует разрушение покрытия под действием механических и термических нагрузок, т.е. покрытие считается абсолютно прочным.
- лопатка внутри сплошная без специальных каналов охлаждения (данное допущение напрямую справедливо для микротурбин);
- поверхность покрытия имеет постоянное значение работы выхода электронов;
- ТЭО происходит только с внешней поверхности лопатки турбины

Уравнение теплового баланса на лопатке турбины в общем виде выглядит следующим образом:

$$q_{gas} = q_{TEEC} + q_{rad} \quad (4)$$

где  $q_{gas}$ ,  $q_{TEEC}$ ,  $q_{rad}$  - нагрев газом, термоэмиссионное охлаждение и охлаждение излучением.

Термоэмиссионное охлаждение вычисляется по следующей зависимости:

$$q_{TEEC} = j \left( \Phi + \frac{2kT_{tb}}{e} \right) \quad (5)$$

где  $e$  - заряд электрона,  $1,6 \cdot 10^{-19}$  Кл;  $\Phi$  - общая работа выхода электронов эмиссионного слоя, эВ;  $T_{tb}$  - температура лопатки турбины, К;  $j$  - плотность тока эмиссии, А/м<sup>2</sup>;  $k$  - постоянная Больцмана,  $1,38 \cdot 10^{-23}$  Дж/К.

Плотность тока термоэмиссии подсчитывается по закону Ричардсона-Дешмана [42]:

$$j = A_0 (1-R) \exp \left( \frac{-11600 \cdot \Phi}{T_{tb}} \right) \quad (6)$$

где  $T_{cc} = T_3 = 120 \cdot 10^4$  А/(м<sup>2</sup>·К<sup>2</sup>) - универсальная термоэмиссионная постоянная;  $R = 0,1$  - средний по энергиям коэффициент отражения.

$$q_{gas} = \alpha \cdot (T_{cc} - T_{tb}), \quad (7)$$

где  $A_0$  - температура газа перед турбиной,  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи. При этом величина отвода тепла излучением составляет:

$$q_{rad} = \varepsilon \sigma T_{tb}^4 \quad (8)$$

где  $\varepsilon$  - степень черноты поверхности ТЭО-покрытия,  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>) - постоянная Стефана - Больцмана. Тогда эффективный те КПД газовой турбины может быть рассчитан по следующей зависимости:

$$\eta_{\varepsilon} = 0,58 - \frac{A}{f(\Phi, T_{tb})}$$

$$f(\Phi, T_{tb}) = B \cdot f_1(\Phi, T_{tb}) + C \cdot T_{tb}^4 + D \cdot T_{tb} \quad (9)$$

$$f_1(\Phi, T_{tb}) = T_{tb}^2 \cdot \Phi \cdot \exp \left( \frac{-11600 \cdot \Phi}{T_{tb}} \right)$$

где  $A = 423 \cdot \alpha = 1,7 \cdot 10^6$ ,  $B = 140,4 \cdot 10^4$ ,  $C = 2,84 \cdot 10^{-8}$ ,  $D = \alpha = 4000 - 5000$ .

## РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЯ

На рис. 4 представлен график зависимости эффективного КПД ЭГТУ от температуры лопатки турбины и работы выхода электрона. При помощи выражения (9) можно определить эффективный КПД ЭГТУ, задавшись температурой лопатки и величиной работы выхода электронов. Данное выражение интересно тем, что КПД привязывается к температуре лопатки турбины и к работе выхода электронов, которые косвенно указывают на температуру перед турбиной. По-видимому, данное выражение можно применять до значений  $\eta_{\varepsilon} = 43 - 44$  %. Далее для более детального определения температурных характеристик, получаемых в результате применения ТЭО, были произведены дополнительные расчеты.

Профиль лопатки турбины (представлен на рис. 5) и распределение коэффициента теплоотдачи по ободу (рис. 6) брались из [36]. Причем коэффициент теплоотдачи был преобразован с учетом того, что лопатка в расчетах сплошная, а в [36] - с каналами охлаждения и открытой кромкой, через которую выходит воздух.

На рис. 10 показано распределение температуры по поверхности лопатки с ТЭО. Представлены кривые распределения температуры лопатки турбины для трех различных температур газа перед турбиной: 1800 К (сплошные кривые), 2000 К (пунктирные кривые), 2700 К (кривая точками). Данные температуры характерны для современных и перспективных газовых турбин.

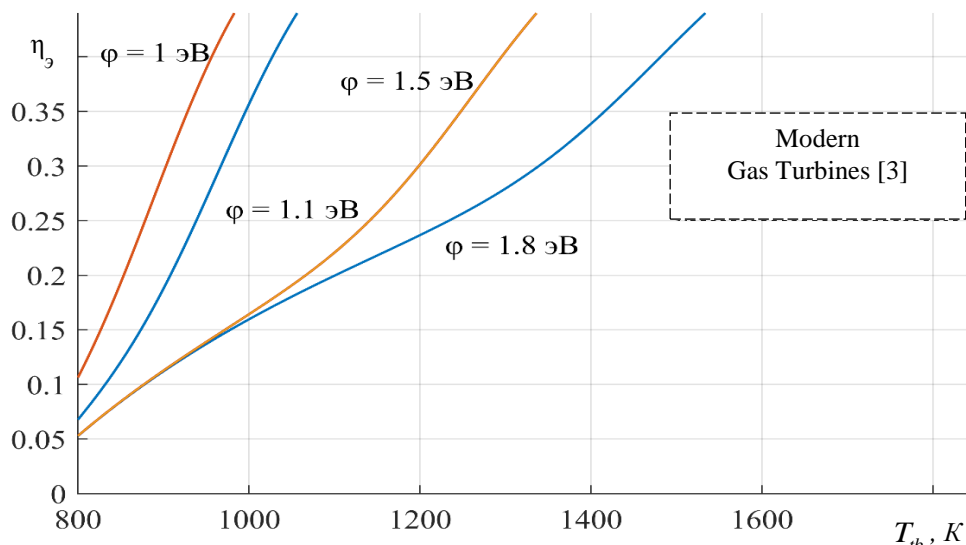


Рис. 4. График зависимости эффективного КПД от температуры лопатки турбины  $T_{ib}$  при различных значениях работы выхода электронов  $\phi$ .<sup>9</sup>

Решалось трехмерное нестационарное уравнение теплопроводности с граничными условиями второго рода (5) – (8) и с источниками объемного тепловыделения (нагрев проходящим электрическим током). Результаты представлены на рис. 7 – 10.

На рис. 7 цифрой 1 обозначена температура сплошной лопатки турбины без ТЭО, цифрой 2, 3, 4 сплошные линии зависимости тем-

пературы лопатки турбины с ТЭО и с работами выхода электронов 1.8 (2), 1.5 (3) и 1.0 (4) эВ и без учета нагрева проходящим по лопатке турбины током. Пунктирные линии 5, 6 и 7 обозначают температуру лопатки турбины с ТЭО с работами выхода электронов 1.8 (5), 1.5 (6) и 1.0 (7) эВ соответственно и с учетом нагрева проходящим током.

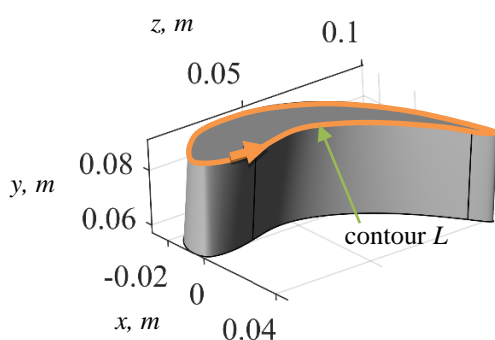


Рис. 5. Расчетная область – лопатка турбины.<sup>10</sup>

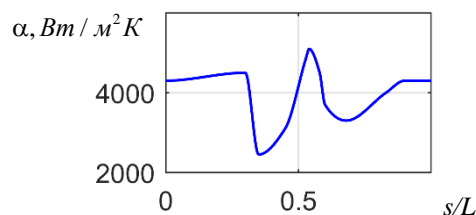
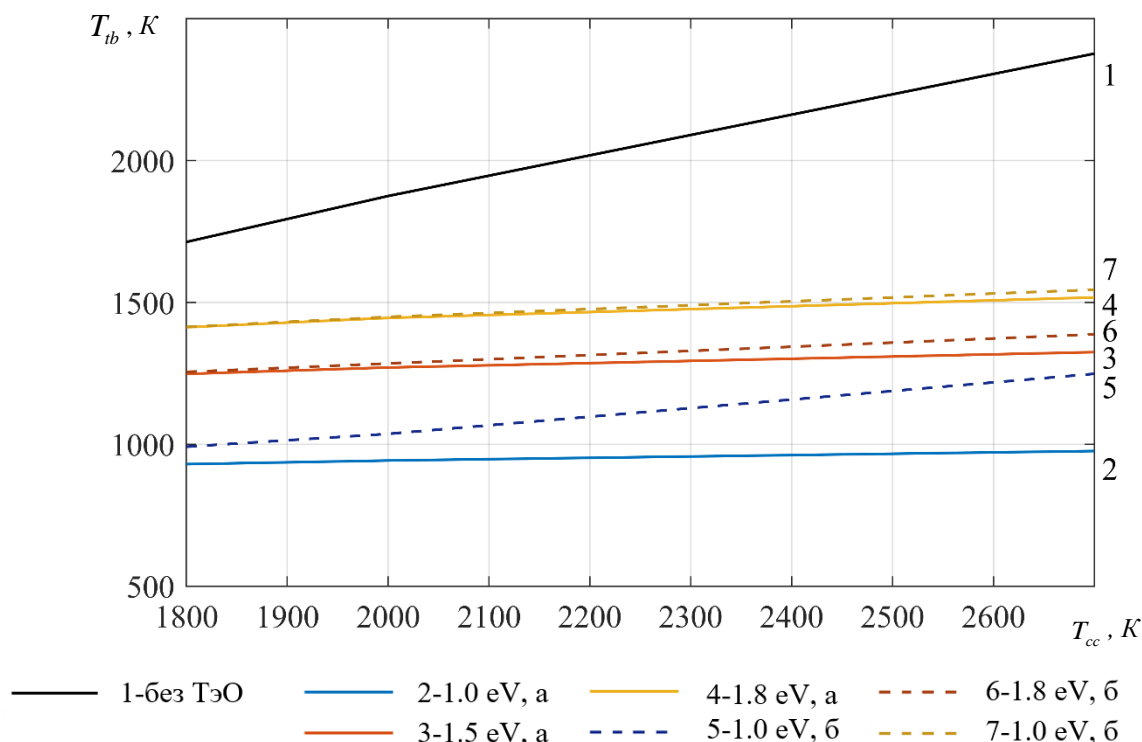


Рис. 6. Изменение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  по длине контура  $L$  лопатки турбины.<sup>11</sup>

<sup>9,10,11</sup> Appendix 1

На рис. 8 (I) представлен суммарный ток термоэмиссии, который поступает в лопатку с нижней ее части. Как видно из рис. 8, чем ниже работа выхода электронов, тем выше суммарный ток, но и выше охлаждение. Однако, чем ниже работа выхода электронов,

тем выше становится нагрев лопатки проходящим током и, следовательно, уменьшается различие между температурами лопаток турбины для различных работ выхода электронов, что можно заметить на рис. 8 для работы выхода электронов 1 эВ и 1.5 эВ.



**Рис. 7. График зависимости температуры лопатки турбины от температуры камере сгорания: контрольный случай без термоэмиссионного охлаждения и с охлаждением. Первое число в легенде – работа выхода, второе – без нагрева электрическим током (а), с электрическим током (б).<sup>12</sup>**

На рис. 9 изображены кривые распределения температуры по поверхности сплошной лопатки турбины в случае отсутствия ТЭО. Кривая 1 соответствует температуре газа перед турбиной в 2700 К, кривая 2 – 2000 К, кривая 3 – 1800 К. На рис. 9 также отмечен максимальный перепад температур по контуру лопатки турбины, который в данном случае составляет 110 К.

На рис. 10 показано распределение температуры по поверхности лопатки с ТЭО. Представлены кривые распределения температуры лопатки турбины для трех различных температур газа перед турбиной: 1800 К (сплошные кривые), 2000 К (пунктирные кривые), 2700 К (кривая точками). Максимальный перепад температур по контуру лопатки турбины в данном случае находится на уровне 50-60 К.

Из графиков рис. 7-10 можно сделать следующие промежуточные выводы.

Температура лопатки турбины при наличии одного только излучения находится на уровне порядка 2300 К при температуре рабочего тела 2700 К, что является неприемлемым с точки зрения существующих материалов.

При наличии ТЭО температура лопатки турбины существенно уменьшается и зависит от величины работы выхода электронов.

Суммарный ток, создаваемый термоэлектронами, достигает величины 3500 А с одной лопатки. Как видно из рис. 9 и 10 максимальные температурные перепады  $\Delta T$  при ТЭО уменьшаются с 110 до 60 К. В целом это означает уменьшение на 40-45 % температурных напряжений в лопатке, которые могут достигать половины все напряжений, возникающих в ней. Таким образом, применение ТЭО может привести к уменьшению не только температуры, но и суммарных напряжений на 20%. Такое падение напряжений может

<sup>12</sup> Appendix 1

привести к росту ресурса почти на порядок [39], а это может повлиять на суммарный

объем работы (и прибыли), проведенный одной газовой турбиной

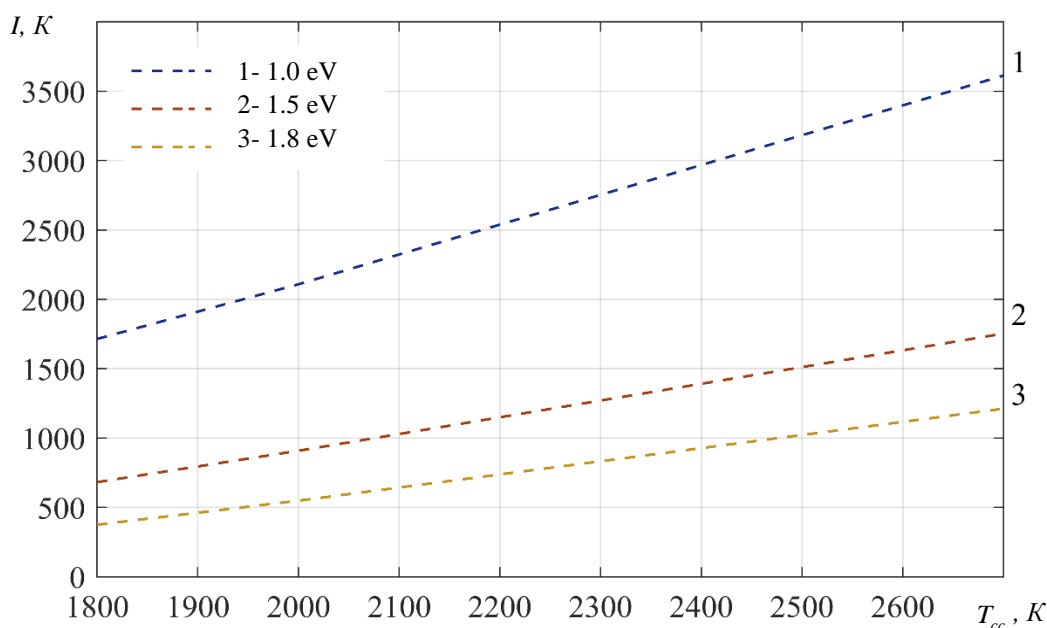


Рис. 8. Ток термоэмиссии при термоэмиссионном охлаждении лопатки турбины.<sup>13</sup>

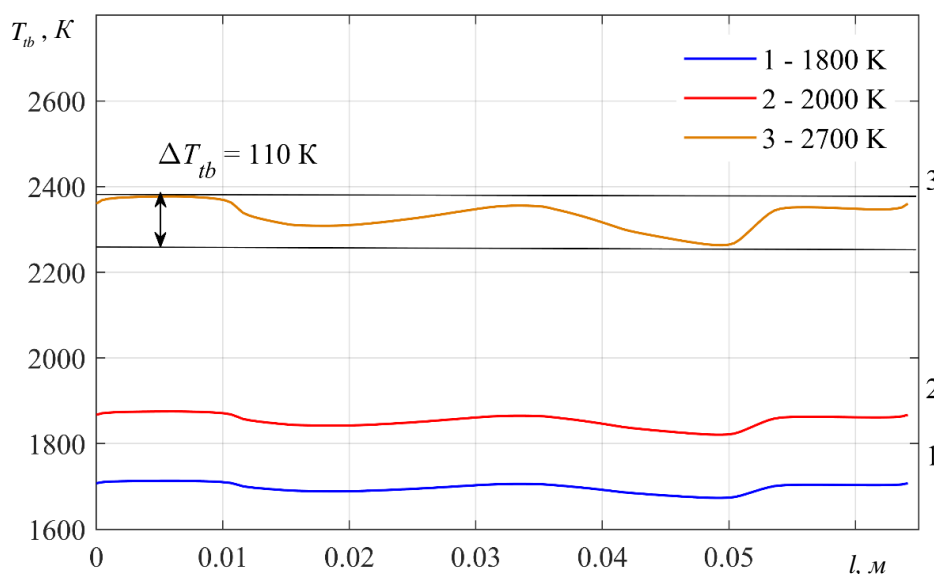


Рис. 9. Распределения температур по нижнему контуру лопатки турбины без термоэмиссионного охлаждения.<sup>14</sup>

### III. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выявлен ряд интересных закономерностей, характерных для применения ТЭО лопатки турбины.

ТЭО позволяет получить низкую температуру лопатки турбин при существенной тем-

пературе газа перед турбиной (до 2700 К). Это позволит применять существующие сплавы в ЭГТУ при росте КПД на 8-10% по сравнению с существующими ЭГТУ. В целом это означает уменьшение на 40-45 % температурных напряжений в лопатке, которые

могут достигать половины все напряжений, возникающих в ней.

Отмечено существенное уменьшение температуры лопатки турбины без каналов охлаждения микротурбин, в которых охлаждение лопаток (из-за размеров) достаточно проблематично.

ждения по сравнению со случаем отсутствия ТЭО. Это позволит решить проблему

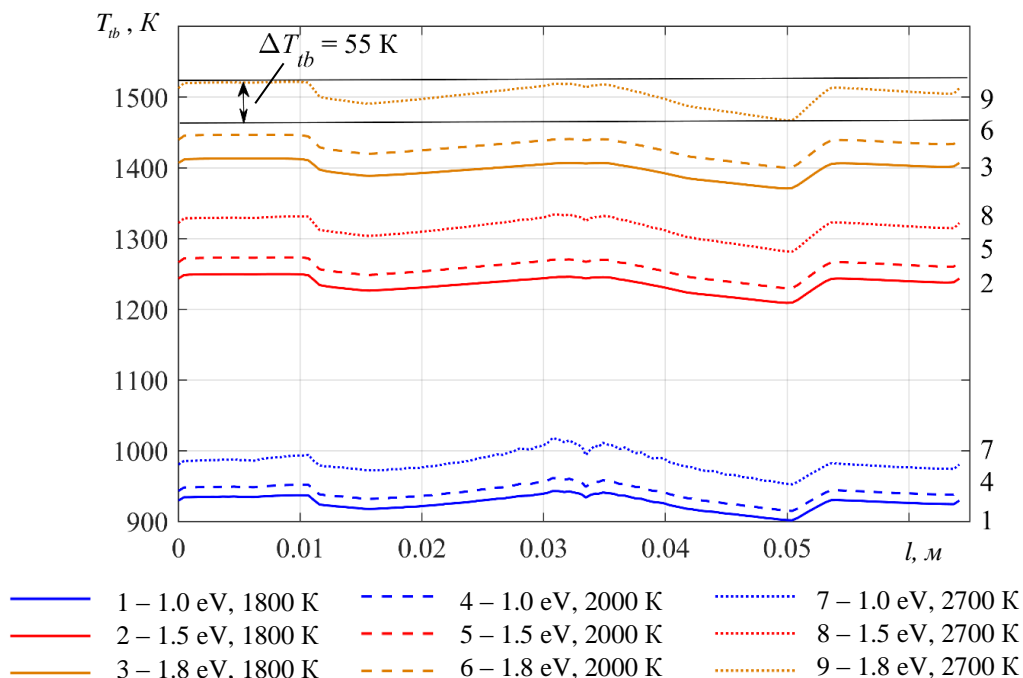


Рис. 10. Распределения температур по нижнему контуру лопатки турбины с термоэмиссионным охлаждением.<sup>15</sup>

Температура лопатки турбины при температуре газа перед турбиной 2700 К может достигать величины 1000-1200 К при работе выхода электронов порядка 1 эВ, что намного меньше, чем температура современных лопаток турбины при существенно более низких температурах в камере сгорания (1800-2000 К).

При применении ТЭО уменьшается не только температура, но температурные напряжения, вплоть до 40 %. Метод термоэмиссионного охлаждения может найти свое применение в микротурбинах, крупных энергетических турбинах, авиационных двигателях. Особенно перспективным выглядит вариант применения ТЭО в составе газотурбинного преобразователя транспортно-энергетического модуля. В этих условиях создаются благоприятная среда для ТЭО и имеет смысл направить избыточное тепло на улучшение этой среды в части ТЭО.

**Благодарность.** Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки

и высшего образования Российской Федерации в ходе реализации проекта «Создание опережающего научно-технического задела в области разработки передовых технологий малых газотурбинных, ракетных и комбинированных двигателей сверхлегких ракет-носителей, малых космических аппаратов и беспилотных воздушных судов, обеспечивающих приоритетные позиции российских компаний на формируемых глобальных рынках будущего.», № FZWF-2020-0015.

**APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)**

<sup>1</sup>Fig. 1. The cooling vanes of modern gas turbines.

<sup>2</sup>Convective wall cooling

<sup>3</sup>Convective and film cooling

<sup>4</sup>Exudation and film cooling

<sup>5</sup>Wall cooling/exudation/ and film cooling

<sup>6</sup>Subsurface microcooling double wall cooling

<sup>7</sup>**Fig. 2.** The scheme of realization of the thermionic cooling vanes of modern gas turbines.

<sup>8</sup>**Fig. 3.** The dependence of the effective efficiency of gas temperature for a modern gas turbine plants.

<sup>11</sup>**Fig. 6.** The change of the heat transfer coefficient  $\alpha$  along the length of contour L of the turbine blade.

<sup>12</sup>**Fig. 7.** Graph of the dependence of the turbine blade temperature on the temperature of the combustion chamber: control case without thermal emission cooling and with cooling. The first number in the legend is the work function, the second – without electric heating (a) with electric current (b).

<sup>13</sup>**Fig. 8.** Current of thermal emission when the thermionic cooling of turbine blades.

<sup>14</sup>**Fig. 9.** The temperature distribution along the lower contour of the turbine blade without thermionic cooling.

<sup>15</sup>**Fig. 10.** The temperature distribution along the lower contour of the turbine blade with a thermionic cooling.

<sup>9</sup>**Fig. 4.** Graph of effective efficiency to the temperature of the blades of the turbine  $T_{th}$  for different values of the work function of electron  $\phi$ .

<sup>10</sup>**Fig. 5.** Analysis area – the turbine blade.

#### ЛИТЕРАТУРА (REFERENCES)

1. Nourin F., Amano R. S. Review of Gas Turbine Internal Cooling Improvement Technology //Journal of Energy Resources Technology. – 2020. – C. 1-22.
2. Sahin V. V. Ustrojstvo i dejstvie energeticheskikh ob"ektov [Device and action of power installations]. Sankt-Peterburg, 2008. 195 p.
3. Bunker R. S. Evolution of turbine cooling //Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2017. – T. 50770. – C. V001T51A001.
4. Shiao, C. C., Chen, A. F., Han, J. C., & Krewinkel, R. (2019, June). Detailed Heat Transfer Coefficient Measurements on a Scaled Realistic Turbine Blade Internal Cooling System. In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air (Vol. 58646, p. V05AT16A001). American Society of Mechanical Engineers.
5. Wang, J., Du, C., Wu, F., Li, L., & Fan, X. (2019). Investigation of the vortex cooling flow and heat transfer behavior in variable cross-section vortex chambers for gas turbine blade leading edge. International Communications in Heat and Mass Transfer, 108, 104301.
6. Fan, X., Li, L., Zou, J., & Zhou, Y. (2019). Cooling methods for gas turbine blade leading edge: Comparative study on impingement cooling, vortex cooling and double vortex cooling. International Communications in Heat and Mass Transfer, 100, 133-145.
7. Wang R., Zhang B., Hu D., Jiang K., Liu H., Mao J., Jing F. & Hao X. (2019). Thermomechanical fatigue experiment and failure analysis on a nickel-based superalloy turbine blade. Engineering Failure Analysis, 102, 35-45.
8. Wee S., Do J., Kim K., Lee C., Seok C., Choi B. G., Choi Y.S. & Kim W. (2020). Review on Mechanical Thermal Properties of Superalloys and Thermal Barrier Coating Used in Gas Turbines. Applied Sciences, 10(16), 5476.
9. Rame J., Caron P., Locq, D., Lavigne O., Suave L. M., Jaquet V., Perrut M., Delautre J., Saboundji A. & Guedou, J. Y. (2020). Development of AGAT, a Third-Generation Nickel-Based Superalloy for Single Crystal Turbine Blade Applications. In Superalloys 2020 (pp. 31-40). Springer, Cham.
10. Sulzer, S., Hasselqvist, M., Murakami, H., Bagot, P., Moody, M., & Reed, R. (2020). The Effects of Chemistry Variations in New Nickel-Based Superalloys for Industrial Gas Turbine Applications. Metallurgical and Materials Transactions A, 51(9), 4902-4921.
11. Vaferi, K., Vajdi, M., Nekahi, S., Nekahi, S., Moghanlou, F. S., Asl, M. S., & Mohammadi, M. (2020). Thermo-mechanical simulation of ultrahigh temperature ceramic composites as alternative materials for gas turbine stator blades. Ceramics International.
12. Liu Z., Karimi I. A., He T. A novel inlet air cooling system based on liquefied natural gas cold energy utilization for improving power plant performance //Energy Conversion and Management. – 2019. – T. 187. – C. 41-52.
13. Boyle R. J., Parikh A. H., Nagpal V. K. Design Considerations for Ceramic Ma-

- trix Composite High Pressure Turbine Blades //Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2019. – T. 58677. – C. V006T02A014.
14. Zhang X., Deng Z., Li H., Mao J., Deng C., Deng C., Niu S., Chen W., Song J., Fan J., Liu M., Zhou K. & Liu, M. (2020). Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-modified PS-PVD 7YSZ thermal barrier coatings for advanced gas-turbine engines. *npj Materials Degradation*, 4(1), 1-6.
  15. Thakare, J. G., Pandey, C., Mahapatra, M. M., & Mulik, R. S. (2020). Thermal barrier coatings—a state of the art review. *Metals and Materials International*, 1-22.
  16. Dudnik, E. V., Lakiza, S. N., Hrechanyuk, I. N., Ruban, A. K., Redko, V. P., Marek, I. O., ... & Hrechanyuk, N. I. (2020). Thermal Barrier Coatings Based on ZrO<sub>2</sub> Solid Solutions. *Powder Metallurgy and Metal Ceramics*, 59(3), 179-200.
  17. Bulat P.V., Denissenko P.V., Volkov K.N. Trends in the development of detonation engines for high-speed aerospace aircrafts and the problem of triple configurations of shock waves. Part I. Research of detonation engines. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2016, vol. 16, no. 1, pp. 1–21.
  18. Bulat, P. V., & Volkov, K. N. (2016). Detonation Jet Engine. Part 2 Construction Features. *International Journal of Environmental and Science Education*, 11(12), 5020-5033.
  19. Ma, J. Z., Zhang, S., Luan, M., & Wang, J. (2019). Experimental investigation on delay time phenomenon in rotating detonation engine. *Aerospace Science and Technology*, 88, 395-404.
  20. Higashi, J., Nakagami, S., Matsuoka, K., Kasahara, J., Matsuo, A., Funaki, I., & Moriai, H. (2017). Experimental study of the disk-shaped rotating detonation turbine engine. In 55th AIAA aerospace sciences meeting (p. 1286).
  21. Paxson D. E., Naples A. Numerical and analytical assessment of a coupled rotating detonation engine and turbine experiment //55th AIAA Aerospace Sciences Meeting. – 2017. – C. 1746-
  22. Kim W., Cohen J. Plasma-assisted combustor dynamics control at realistic gas turbine conditions //Combustion Science and Technology. – 2019. – C. 1-20.
  23. Matveev I. B., Serbin S. I., Washchilenko N. V. New combined-cycle gas turbine system for plasma-assisted disposal of sewage sludge //IEEE Transactions on Plasma Science. – 2017. – T. 45. – №. 12. – C. 3100-3104.
  24. Deminskii M. A., Konina K. M., Potapkin B. V. Influence analysis of electronically and vibrationally excited particles on the ignition of methane and hydrogen under the conditions of a gas turbine engine //Journal of Physics D: Applied Physics. – 2018. – T. 51. – №. 12. – C. 125201.
  25. Campo F. G., Heebner J. Development of a Plasma Assisted Lean Premixed Fuel Injector for Gas Turbine Engines //10th International Conference on Plasma Assisted Technologies (ICPAT-10). – 2016. – C. 24.
  26. Mousavi M. A. Gas Turbine Combustion Chamber Analysis with Regard to the Effects of the Plasma Space. – 2017.
  27. Liu S. et al. Experimental and Numerical Investigations of Plasma Ignition Characteristics in Gas Turbine Combustors //Energies. – 2019. – T. 12. – №. 8. – C. 1511.
  28. Kim, G. T., Seo, B. H., Lee, W. J., Park, J., Kim, M. K., & Lee, S. M. (2017). Effects of applying non-thermal plasma on combustion stability and emissions of NO<sub>x</sub> and CO in a model gas turbine combustor. *Fuel*, 194, 321-328.
  29. Kim W., Cohen J. Plasma-assisted combustor dynamics control at ambient and realistic gas turbine conditions //Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2017. – T. 50848. – C. V04AT04A037.
  30. Serbin S. I., Kozlovskiy A. V., Burunsuz K. S. Investigations of nonstationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance //IEEE Transactions on Plasma Science. – 2016. – T. 44. – №. 12. – C. 2960-2964.
  31. Drovov, V. G., Drovov, V. V., Ivanov, N. A., Myrishenko, V. V., Skudaev, Y. D., & Hodunaev, A. Y. (2019, June). Development of microwave plasma method for measurement of wear particle parameters in lubricant oil samples from aircraft gas



- turbine engines. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 560, No. 1, p. 012059). IOP Publishing.
32. Jagannath, R. R. (2019). Development of Plasma Assisted Ignition for Wave Rotor Combustion Turbine (Doctoral dissertation, Purdue University Graduate School).
  33. P. Denissenko, M. P. Bulat, I. I. Esakov, L. P. Grachev, K. N. Volkov, I. A. Volobuev, V. Upyrev, P. V. Bulat (2018). Ignition of lean and stoichiometric air-propane mixture with a subcritical microwave streamer discharge. Acta Astronautica, 150, 153-161.
  34. Denissenko P.M., Bulat M. P., Esakov I. I., Grachev, L. P. Volkov, K. N. Volobuev, I. A., Bulat, P. V. (2019). Ignition of premixed air/fuel mixtures by microwave streamer discharge. Combustion and Flame, 202, 417-422.
  35. Bulat Pavel, V., Esakov Igor, I., Grachev Lev, P., Denissenko Petr, V., & Volobuev Igor, A. (2017). On flame front propagation rate in cylindrical tube with multipoint ignition by streamer microwave discharge. Journal Scientific and Technical Of Information Technologies, Mechanics and Optics, 111(5), 956.
  36. Pashaev, A. M., Sadihov, R. A., Samedov, A. S., & Ardil, C. (2018). Numerical Modeling of Temperature Fields in Aviation Gas Turbine Elements. International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering, 9(11), 2039-2046.
  37. Maktouf, W., Ammar, K., Naceur, I. B., & Saï, K. (2016). Multiaxial high-cycle fatigue criteria and life prediction: Application to gas turbine blade. International Journal of Fatigue, 92, 25-35.

### Сведения об авторах



**Колычев Алексей Васильевич.**

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Ракетостроение» БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова. Область научных интересов: термоэмиссионное охлаждение, физика плазмы, энергетика.

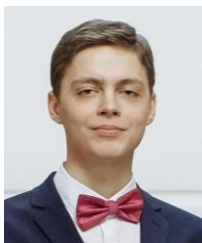
E-mail: [anturui@mail.ru](mailto:anturui@mail.ru)



**Ренев Максим Евгеньевич.**

Аспирант СПбГУ. Область научных интересов: физика плазмы, СВЧ разряды.

E-mail: [merenev@mail.ru](mailto:merenev@mail.ru)



**Савелов Виталий Андреевич.**

Магистрант БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова. Область научных интересов: плазмагазодинамика, горение, моделирование

E-mail: [savel96@mail.ru](mailto:savel96@mail.ru)



**Архипов Павел Александрович.**

БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова. Область научных интересов: энергодвигательные установки летательных аппаратов, энергетика.

E-mail:

[arkhipov.voenmeh@gmail.com](mailto:arkhipov.voenmeh@gmail.com)

## **Analysis of Efficiency of Rotary Piston Engines Use at Power Plants for Surplus Electrical Energy Accumulation**

**Mytrofanov O., Proskurin A.**

Admiral Makarov National University of Shipbuilding  
Mykolaiv, Ukraine

**Abstract.** This article is devoted to the methods for enhancing the power plants' efficiency in accumulation of a surplus electrical energy obtained using the renewable energy sources. The study is aimed at analyzing the efficiency of perspective power plants for accumulation of the surplus electricity in the form of compressed air based on rotary piston engines. To achieve the goal a comparative analysis of efficiency of diabatic and adiabatic schemes of the electric energy storage was performed. The analysis was found to reveal the major advantages and disadvantages, along with the design features of each type of schemes. The main ways to increase the efficiency of the compressed air storage units, using the rotary piston engines as the electrical energy generators, were established. The experimental operational characteristics of the rotary piston engines showed that they are relevant to the parameters of the power units of air accumulation. The most significant results reveal that the methods for the analysis and of generalization have been used to develop the principal schemes of diabatic and adiabatic power plants for the accumulation of the surplus electrical energy in the form of compressed air using rotary piston engines, which require no additional air heating prior to expansion. The significance of the results obtained is that the use of the rotary piston engines being a part of the diabatic accumulation unit, allowed a complete exclusion of CO<sub>2</sub> emission into the atmosphere.

**Keywords:** renewable energy sources, power plant, energy accumulator, rotary piston engine, compressed air, heating temperature.

**DOI:** 10.5281/zenodo.4317046

**UDC:** 621.438

### **Analiza eficienței utilizării motoarelor cu piston rotativ pentru centralele electrice pentru acumularea excesului de energie electrică**

**Mitrofanov A.S., Proskurin A. Iu.**

Universitatea Națională de Construcții Navale amiralul Makarov  
Nikolaev, Ucraina

**Rezumat.** În lucrarea se discută modalități de îmbunătățire a eficienței centralelor electrice care acumulează excesul de energie electrică obținută din surse regenerabile de energie. Scopul principal al studiului este de a analiza eficiența centralelor electrice promițătoare pentru acumularea excesului de energie electrică sub formă de aer comprimat pe baza motoarelor cu piston rotativ. Pentru a atinge obiectivul stabilit al studiului, a fost efectuată o analiză comparativă a eficienței schemelor diabactice și adiabactice de acumulare a energiei electrice, care a relevat principalele avantaje și dezavantaje, precum și caracteristicile de proiectare ale fiecăreia dintre scheme. S-au stabilit principalele modalități de creștere a eficienței unităților de stocare a aerului comprimat prin utilizarea motoarelor cu piston rotativ ca generator de energie electrică. Din caracteristicile experimentale prezentate de performanță ale motoarelor cu piston rotativ, rezultă că acestea corespund pe deplin parametrilor centralelor electrice de stocare a aerului. Rezultatul cel mai semnificativ este că, prin metode de analiză și generalizare, au fost elaborate diagrame schematice ale centralelor electrice diabactice și adiabactice pentru acumularea excesului de energie electrică sub formă de aer comprimat utilizând motoare cu piston rotativ care nu necesită încălzire suplimentară a aerului înainte de expansiune. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul că utilizarea motoarelor cu piston rotativ ca parte a unei unități de stocare diabetice a făcut posibilă eliminarea completă a emisiilor de CO<sub>2</sub> în atmosferă, asigurând în același timp eficiența energetică globală a unității la nivelul de 41%. Sunt prezentate ecuațiile de bază ale modelului matematic al ciclului de lucru al unui motor cu piston rotativ.

**Cuvinte-cheie:** surse de energie regenerabile, centrală electrică, acumulator de energie, motor cu piston rotativ, aer comprimat, temperatura de încălzire.

**Анализ эффективности применения роторно-поршневых двигателей для энергетических установок аккумулирования избыточной электрической энергии**

**Митрофанов А. С., Проскурин А. Ю.**

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

Николаев, Украина

**Аннотация.** В данной статье рассмотрены способы повышения эффективности энергетических установок аккумулирования избыточной электрической энергии, полученной с возобновляемых источников энергии. Основной целью исследования является анализ эффективности перспективных энергетических установок аккумулирования избыточной электрической энергии в виде сжатого воздуха на базе роторно-поршневых двигателей. Для достижения поставленной цели исследования проведен сравнительный анализ эффективности работы диабатической и адиабатической схем аккумулирования электрической энергии, который выявил основные преимущества и недостатки, а также конструктивные особенности каждой из схем. Установлены основные пути повышения эффективности установок аккумулирования сжатого воздуха за счет применения в качестве генератора электрической энергии роторно-поршневых двигателей. Из представленных экспериментальных эксплуатационных характеристик роторно-поршневых двигателей следует, что они в полной мере соответствуют параметрам энергетических установок аккумулирования воздуха. Наиболее существенным результатом является то, что методами анализа и обобщения разработаны принципиальные схемы диабатической и адиабатической энергетических установок аккумулирования избыточной электрической энергии в виде сжатого воздуха с использованием роторно-поршневых двигателей, не требующих дополнительного подогрева воздуха перед расширением. Значимость полученных результатов состоит в том, что применение роторно-поршневых двигателей в составе диабатической установки аккумулирования позволило полностью исключить выбросы  $\text{CO}_2$  в атмосферу при обеспечении общей энергоэффективности установки на уровне 41 %. Приведены основные уравнения математической модели рабочего цикла роторно-поршневого двигателя. Представлены результаты математического моделирования рабочего процесса роторно-поршневого двигателя при использовании адиабатической схемы аккумулирования. Согласно представленным результатам исследования, подогрев воздуха перед расширением позволяет повысить эффективность преобразования энергии в роторно-поршневых двигателях. Рост индикаторных показателей при увеличении температуры сжатого воздуха перед расширением на  $80^\circ\text{C}$  составил 11 %, а общая эффективность установки увеличивается до 46 %.

**Ключевые слова:** возобновляемые источники энергии, энергетическая установка, аккумулятор энергии, роторно-поршневой двигатель, сжатый воздух, температура подогрева.

## I. INTRODUCTION

The extensive advance in technological and industrial development gives rise to intense extraction and use of the underground resources, as well as to a high power generation (thermal, electrical, and mechanical). The intense burning of hydrocarbon fuel increases the greenhouse gas concentration in the atmosphere, particularly, that of  $\text{CO}_2$  [1]. The growth in the greenhouse gas concentration elevates the average temperature over the planet, which, in its turn, leads to the global climatological disturbances [2, 3]. The deceleration in the increase in the average temperature on the planet can be reached by an abrupt decrease in  $\text{CO}_2$  emission into the atmosphere. The reduction in the greenhouse gas concentration can be ensured by lowering the utilization of the underground resources' fuels and using the renewable energy sources. The latter, as well as the energy efficiency enhancement, are the most promising directions in the policy of the European countries [4]. The most extensively used types of the renewable energy sources include wind- and hydroenergy,

solar energy, biomass energy and that of convertible domestic wastes, as well as the geothermal energy. Most part of these renewable types of energy sources are found to generate the electrical energy. The convenience of the electrical energy generation consists, first of all, of easy transportation and application. However, the impossibility of the direct storage is the electrical energy significant disadvantage. In addition, the generation of the electrical energy by means of the renewable sources is non-constant and heavily predictable (e.g., the absence of wind, cloudiness), etc.). Thus, a necessity arises to ensure the agreement between the generated and consumable energies. This can be realized using various accumulating systems, which make it possible to convert the surplus energy into other forms, accumulate it or store, or when necessary bring into balance generation and consumption [5–7]. One most essential feature of the energy accumulation system is its capacity for a longterm storage of the accumulated energy and continuity of the return generation [8, 9]. A scheme, composition and, hence, the cost of the accumulation system

depend directly on the accumulation energy principle and modes of exploitation. According to the principle of the energy accumulation, the facilities can be divided into mechanical (flywheels, hydraulic and pneumatic accumulators) electrochemical (various kinds of banks of accumulators, hydrogen accumulators, super condensers), electromagnetic (semiconductor inductive energy storage units) and combined devices. Among the above methods for the accumulation of the surplus energy the most promising are: the storage of energy in the form of the compressed air, the CAES (Compressed Air Energy Storage) [9–12]; in the form of the cryogenic liquid, the LAES (Liquid Air Energy Storage) or the CES (Cryogenic Energy Storage) [13–17]; or their combinations at the supercritical air compression – the SC-CAES (Supercritical Compressed Air Energy Storage) [18]. The method for the energy storage in the form of the compressed air is the simplest in realization, it is reliable and safe, however, the EFC of it is lower compared to the LAES and SC-CAES. In [19], a principal scheme of an electrical station is presented, which operates using the compressed air. The technical and economic analyses of its realization have also been performed. A more complicated scheme of a combined wind electrostation, with surplus electrical energy being accumulated in the form of compressed air, and with the use of a biomass gasification energy is described in [20]. The prospects for the use of the compressed air as the surplus electric energy accumulator have been supported by two projects of electrostations, one of which is implemented in Germany (Huntorf) with a nominal power of 110 MW and the other in the USA (McIntosh Alabama) for 290 MW.

In [21, 22], as well as in other works mentioned above aimed at a generation of the electrical energy of the compressed air, the expansion dynamic machines (turbines) are proposed to be used. The application of turbines in the power devices of energy accumulation in the form of the compressed air is conditioned by the necessity to ensure the consumption of high amounts of air and the accumulator discharge almost to zero values. The compressed air expansion in the turbine can cause a substantial temperature decrease (to subzero), which may lead to freezing-up the piece of turbine with flowing water and the air lines. To ensure normal operation of the power device the compressed air heating is necessary to perform prior to the

expansion. The air heating is carried out by burning the natural gas, which is also most convenient in the case of the turbine being used. The natural gas used for the heating up of the air in the turbine, decreases substantially the efficiency of the total facility. Thus, for instance, in [23], for the efficiency increase, the thermal energy generated from compression is offered to be utilized for heating the rooms and water. However, the accumulation of the heat that was released from the air compression is most promising to be used for the subsequent compressed air heating before its expansion in the turbine. These schemes of accumulation of the compressed air allow a substantial increase in the efficiency coefficient (EFC) of the power system and are referred to as adiabatic ADELE (der Adiabate Druckluftspeicherfür die Elektrizitätsversorgung) or ACAES [24–30]. In the works presented, the analysis is absent of a possible use of other simpler types of expansion machines (e.g. those of a volumetric action) in the composition of the power devices for the energy accumulation in the compressed air form.

Our work differs from the above mentioned earlier western works in that it proposes to use a rotary piston engine as an expansion machine, which requires no additional heating of the compressed air prior to its expansion. This makes it possible to simplify the device and cheapen its manufacturing, as well as to refuse the use of a natural gas for the air heating before expansion. Thus, the estimation of the efficiency of the use of the expansion machines of a volumetric type in the energy accumulation schemes is urgent and highly promising.

The purpose of this research is to analyze the characteristics of the power devices for the accumulation of the surplus electrical energy in the form of the compressed air that are manufactured using the rotary piston expansion machines.

## II. RESEARCH METHODS

The principle schemes of energy accumulation were plotted by the common methods of analysis and generalization using the rotary piston expansion machines. System analysis of the existing methods and schemes of accumulation of the surplus electrical energy made it possible to reveal and generalize the major advantages and disadvantages, as well as the most promising directions of improvement their efficiency.

The estimation of efficiency of using the rotary piston expansion machines in the schemes of energy accumulation was performed by the method of a mathematical modeling with the use of fundamental equations of thermodynamics, gas dynamics, heat- and mass exchange.

The mathematical model is based on the equation of the first law of thermodynamics for the open thermodynamic system

$$dQ \pm \sum_1^n i_j dM_j = d(Mu) + pdV, \quad (1)$$

where  $dQ$  is the elementary heat amount supplied to the working body;  $\sum_1^n i_j dM_j$  is the entalpy flux, brought in (+) or carried out (-) with the elementary masses  $dM_j$  out of volume  $V$ ;  $M$  is the working body mass in the cylinder;  $u$  is the specific internal energy of the working body;  $p$  is the working body pressure in the cylinder. After certain formula (1) transformations, we shall obtain a differential equation of the rate change in the cylinder pressure of the rotary piston engine in a generalized form:

$$\frac{dp}{d\phi} = p \left( \frac{\sum_1^n dI_j}{c_{TM} d\phi} - k \frac{d \ln V}{V d\phi} - \frac{\sum_1^n dQ_{cvi}}{c_{TM} d\phi} \right), \quad (2)$$

where  $dQ_{cvi}$  is the heat exchange with the heat-reception wall surfaces;  $k$  is the adiabatic index;  $dI_j$  is the elementary entalpy of masses, that enter or leave the working cylinder.

The elementary entalpy of masses, which enter or leave the working cylinder of the rotary piston engine can be determined, using the following formula:

$$\sum_1^n \frac{dI_j}{d\phi} = \sum_1^n c_{pmj} T_j \frac{dM_j}{d\phi}, \quad (3)$$

where  $c_{pmj}$  is the average isobaric heat capacity of the working body, entering or leaving the cylinder;  $T_j$  is the working body temperature.

The equation of heat exchange with the heat-reception wall surfaces in a general form can be determined according to the following formula:

$$\sum_1^n \frac{dQ_{cvi}}{d\phi} = \sum_1^n \alpha_i F_i (T - T_{cvi}) \frac{1}{6n}, \quad (4)$$

where  $\alpha_i$  is the coefficient of heat transfer from the working body to the  $i$ -th heat-reception surface;  $F_i$  is the area of the  $i$ -th surface;  $T_{cvi}$  is the temperature of the  $i$ -th heat-reception wall;  $n$  is the rotation frequency of the rotor;  $\phi$  is the variable value of the angle of rotation of the engine rotor.

During  $dQ_{cvi}$  calculation, the coefficient of transfer from air to the heat-reception surfaces,  $\alpha$  is determined using the dependence of A. I. Prilutskii [31—34] for the piston and rotary expansion machines:

$$\alpha = \frac{\lambda}{D} A \cdot \left( \frac{\rho \cdot w \cdot D}{\mu} \right)^{0.6} \quad (5)$$

where  $\lambda$  is the coefficient of thermal conductivity;  $\rho$  is the air density;  $\mu$  is the dynamic viscosity;  $D$  is the equivalent diameter of the cylinder;  $w$  is the conventional rate of air in the working cylinder;  $A$  is the density ratio  $A = (\rho_{n,y} / \rho_n)^{0.5}$ .

The change in the cylinder volume with respect of the rotation angle of the rotor is determined using the following formula:

$$V(\phi) = V_s \left( \frac{1}{\varepsilon - 1} + a_0 - [a_1 \cos(2\phi) + a_2 \cos(4\phi) - a_3 \cos(6\phi) + a_4 \cos(8\phi)] \right), \quad (6)$$

where  $V_s$  is the cylinder working volume;  $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4$  are the coefficients of the harmonic sequence;  $\varepsilon$  is the degree of compression.

Other components of the above differential equation of the pressure change rate are determined with the use of the commonly known dependences and expressions.

During realization of the mathematical model in the form of a calculation program, a well-known and widespread Weyler's method was used. We shall indicate the major admissions, as well as the initial and boundary conditions that were accepted in the mathematical modeling:

1. The processes in the working cylinder can be considered as quasi-stationary and quasi-equilibrium. This condition can be guaranteed by ensuring a definite ratio between the sizes of the working cylinder and the rotation frequency of

the central rotor. In addition, the parameters of the rotary piston expansion machine affect the admissible value of the selected gain of the angle of rotation of the central rotor  $\Delta\varphi$  for each step of integration. Thus, the optimal value of the gain of the rotor angle of rotation is  $\Delta\varphi = 1^\circ$ .

2. The composition, uniformity, density, temperature, pressure of the working body before the engine (in the inlet receiver) are constant. This allows accurate initial data to be ensured in modeling.

3. Temperature, pressure and density of the working body ( $P_s, T_s, \rho_s$ ) at the initial moment of time are relevant to the current value in the cylinder  $P_i, T_i, \rho_i$ .

4. When using the compressed air as the working body, the presence of an oil vapor and moisture is insignificant and does not affect the enthalpy value and the change in the internal energy of the working body.

5. Pressure changes immediately upon opening inlet or outlet gas exchange apertures.

6. Heat transfer from the working body in the cylinder of the expansion machine occurs at a similar intensity of the process in all directions. Moreover, the possible local change in the heat transfer coefficients and local temperatures is not taken into account, but, rather, mean values are used. The heat transfer coefficient is determined with the use of the independence of A. I. Prilutskii.

7. The losses of the working body through the noncompactnesses of the working cylinder are fairly insignificant and are estimated using the empirical loss coefficient based on the experimental studies performed.

8. The central shaft of the rotary piston expansion machine rotates uniformly without vibrations.

9. Mechanical losses upon the definition of the efficient indices are estimated using the mechanical coefficient of efficiency.

## II. THE RESEARCH RESULTS

The application of the system analysis during the development and estimation of the scheme of the power device for the accumulation of the surplus electrical energy in the form of the compressed air is justified by the fact that regardless of a substantial amount of the published sources, the existing systems are not yet sufficiently described. Thus, the information is insufficient or entirely absent on the characteristics of the device elements, as well as

on the conditions and peculiarities of their exploitation in the composition of the whole device for the energy accumulation.

The major disadvantage of the power devices' functioning in the electrical energy accumulation based on the compressed air is a low EFC of the energy conversion. This is what creates the problem in practice. The simplest scheme of the energy accumulation in the form of the compressed air is the CAES diabatic scheme with the external heat supply for the air to be heated before its expansion in the turbine.

The main advantages of the system are a fairly high resource of operation, low production and maintenance costs (owing to simplicity), the possibility of the accumulator discharge almost up to zero values, as well as the possibility of accumulation of substantial volumes of energy (e.g., upon the use of the underground hermetically sealed cavities as the air storage reservoirs).

The essential fault of the CAES system is the reduction in the general EFC of the energy conversion caused by the use of air heating supplied by the external source (natural gas burning).

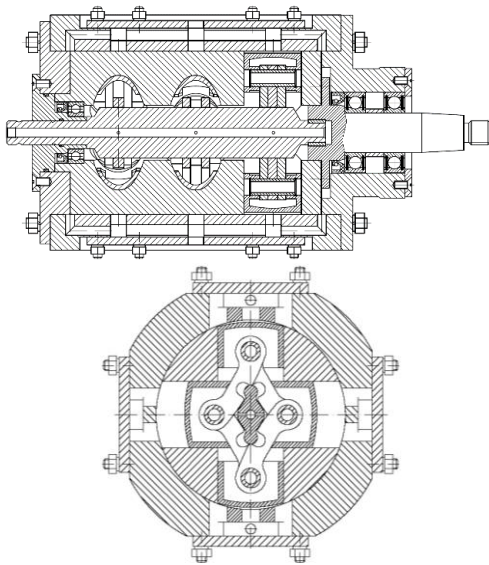
To enhance the efficiency and cheapen the production is possible using the elements of the accumulation system. The compressors and expansion machines are the main elements of the system. The most strict reliability requirements and demands for the efficiency of the energy conversion to ensure the wide range of exploitation, are claimed mostly to the expansion machines. The turbines were mentioned to be used as the expansion machines in the schemes of the energy accumulation. It is the turbines that require the additional external heat supply.

It is noteworthy that the turbine adiabatic EFC depends essentially on the productive capacity and pressure of air at the inlet. It is most urgent, in particular, for the minor-power accumulator devices. Partially, this problem can be solved by using several turbines, which substantially complicates and, accordingly, increases the cost of the power device.

The alternative solution can be the application of the rotary piston expansion engines (Fig. 1). The latter are characterized with the high efficient indicators in the wide range of the operational modes, since their construction includes the advantages both of rotary and piston expansion machines.

The major advantages of the rotary piston expansion engines are the following:

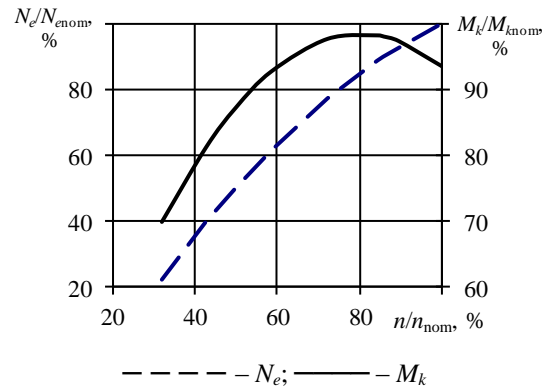
- simple, compact and reliable spool type construction for gas-exchange phase control;
- low relative mass;
- high equilibrium and absence of vibration due to a uniform distribution of cylinders and absence of a crankshaft;
- the ratio of the piston stroke to the cylinder diameter is less than unity (the engine is short stroke), which ensures low values of the piston rate (with the decrease in the piston rate, the inlet pressure losses are reduced, and so does the counter-pressure at the outlet);
- the absence of the dead volume;
- the possibility of control of the operational modes owing to the change in the degree of filling up, rather than in the inlet pressure;
- the engine start in any position;
- a better compression of the operational space compared to the rotary machines, which allows minimization of the compressed air losses at partial operational modes;
- reliable system of lubrication up to  $-50^{\circ}\text{C}$ .



**Fig. 1. General scheme of a rotary piston expansion machine.**

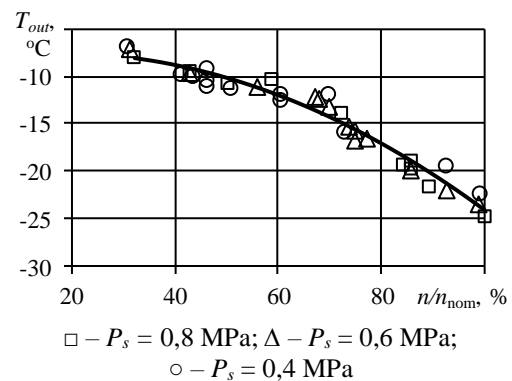
The change in efficient power  $N_e$  and that in rotation torque  $M_k$  depending on revolutions  $n$  of the rotary piston engine during the operation according to the external characteristic is shown in Fig 2.

The values of the engine parameters are presented in relative units, i.e., with respect to their nominal values.



**Fig. 2. Change in the relative efficient power  $N_e$  and the relative torque  $M_k$  of a rotary piston engine when operating on an external characteristic.**

In addition, according to the carried out and generalized (by the authors of this work) experiments of the rotary piston engines using different parameters and operational modes, this type of engines under the positive value of the compressed air storage requires no additional preheating prior to expansion (Fig. 3). Moreover, the rotary piston engine system of lubrication can ensure a normal stable work of the engine up to  $-50^{\circ}\text{C}$ . Thus, in accordance with the testing data, the minimum temperature is in the range of  $-7...-25^{\circ}\text{C}$  and depends, in the first place, on the revolutions of the rotary piston engine (the air stream rate).



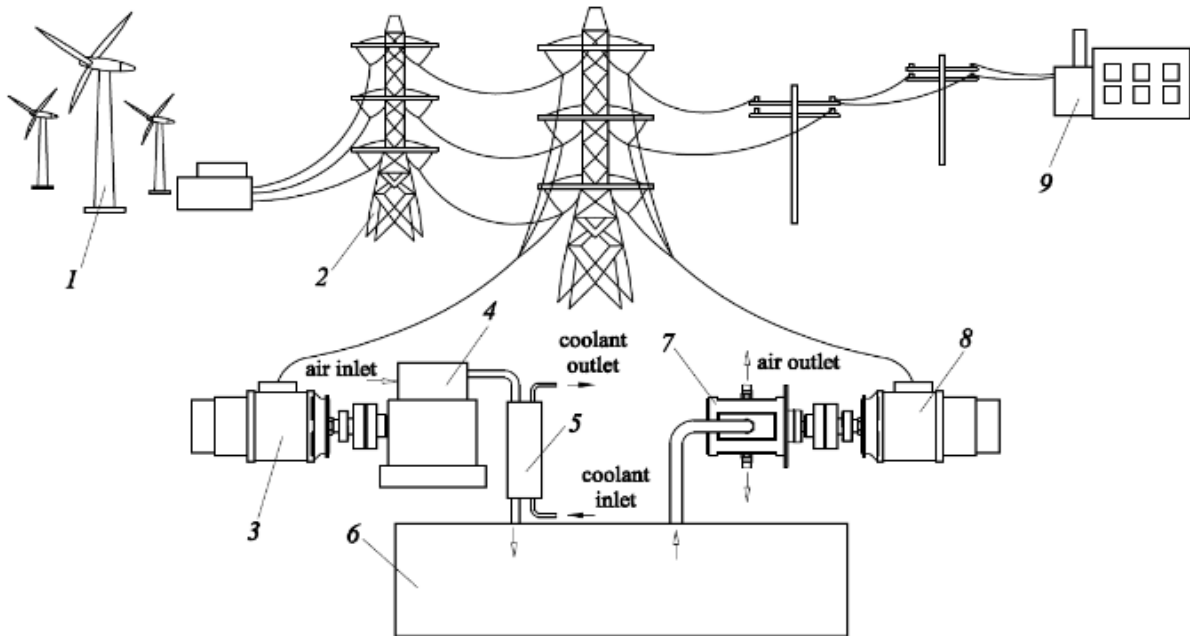
**Fig. 3. Change in the temperature of the exhaust air out of a rotary piston engine according to the rate characteristic for different values of the working pressure  $P_s$ .**

The experimental studies were carried out using the small-size rotary piston machines with a work volume from  $116\text{ cm}^3$  to  $535\text{ cm}^3$ , the ratio of the piston stroke to the cylinder diameter of  $0.39-0.44$  and the relative mass of  $1.6-3\text{ kg/kW}$ . The operating pressure in the inlet receiver was  $0.4-2.0\text{ MPa}$ . The rotation frequency of the rotor varied in the range of  $400-$

2200 rot/min. The effective power of the tested engines was 1–20 kW.

Figure 4 shows the scheme of the power device for accumulation of the surplus electrical energy in the form of the compressed air. The electrostation scheme in (Fig. 4) is the simplest and cheapest scheme for manufacturing and accumulation of the electrical energy (CAES). It

is noteworthy that this electrostation has the essential distinction from those existing, namely, it lacks the compressed air heating before expansion, which is reached by the use of the rotary piston engines.



1 – the source of electrical energy; 2 – the high-voltage power lines; 3 – the electric motor; 4 – the air compressor; 5 – the air cooler; 6 – the compressed air accumulator; 7 – the rotary piston engine; 8 – the electrical current generator; 9 – the consumer of electrical energy

**Fig. 4. General scheme of a wind power station with a system of diabatic accumulation of surplus electrical energy.**

According to the works [10, 11, 30], the efficiency of the CAES devices with the use of turbines and natural gas for the air heating prior to the expansion is up to 33.3–55.0 %. Moreover, the natural gas burning is accompanied by the release of CO<sub>2</sub> into the atmosphere. It is noteworthy that the presented EFC values are the efficiency of a complete cycle of the energy conversion. However, the works lack the information on the accounting treatment of the losses and the EFC calculation. In this context, the comparison and estimation of the efficiency of the energy conversion appears to be extremely problematic, and it can be performed just in the first approximation.

A preliminary estimation of the efficiency of the energy conversion for the proposed scheme can be performed by comparison of the energy

consumptions for the generation of 1 kW of the electrical energy.

Thus, according to the known data for the finite generation of 1 kW of the electrical energy, at the electrostation with the power of 110 MW (Huntorf, Germany) [9], it is necessary to consume 0.8 kW of the electrical energy (needed for the compressed air) and 1.6 kW of thermal energy supplied with the natural gas (in terms of the lowest heating capacity). In this case, the electrostation coefficient of efficiency is 41.6 %.

According to the test data, in the absence of control of the degree of filling up and heating of the compressed air at the inlet (the most unfavourable conditions of exploitation), the effective EFC of the rotary piston engine is 0.41. Correspondingly, if the energy consumptions for the accumulation of the compressed air are accepted to be equal and the losses at the storage



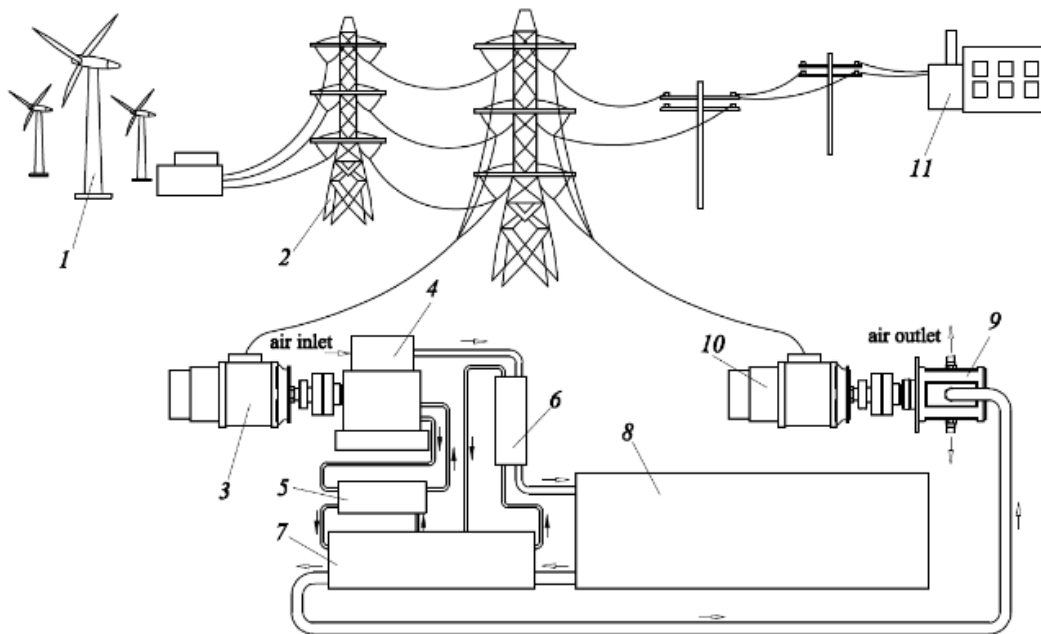
in both devices are assumed to be equal too, then the efficiency of the proposed device will almost be at the same level (41 %). Moreover, the absence of the natural gas burning will set to zero CO<sub>2</sub> release. The absence of the natural gas in the cycle of the electrical energy generation, reduces substantially the total power of the electrostation (by 66.7 %), at other conditions being equal in accumulation of the compressed air. The energy drop in the power device is compensated by the absence of the natural gas application and reaching the entire ecological compatibility of the device. Thus, a compromise is reached between the power, economic and ecological factors of the power device. Similar compromises are justifiable, and they are applied fairly often in the engine building [35, 36].

In order to ensure equal capacities and duration of electricity generation of a standard CAES and the proposed device, it is necessary to

enlarge the reserve of the compressed air, as well as to increase the size of the expansion machine.

The use of the adiabatic systems with turbines allow increasing the efficiency of the energy conversion up to 70 % compared to that of the diabatic, which is confirmed by the energy devices' projects [24–30].

The application of the heat compression for heating the air before expansion will also make it possible to enhance the efficiency of the operation of the rotary piston expansion machine. Figure 5 shows the scheme of the power device for accumulation of the surplus electrical energy in the form of the compressed air of the adiabatic type. In the scheme presented, the heat released during the air compression is collected in a special thermal accumulator and at a discharge of the air accumulator, the heat is supplied to the compressed air prior to its expansion.



1 – the source of electrical energy; 2 – the high-voltage power lines; 3 – the electric motor; 4 – the air compressor; 5 – the compressor cooler; 6 – the air cooler; 7 – the heat accumulator; 8 – the compressed air accumulator; 9 – the rotary piston engine; 10 – the electric current generator; 11 – the consumer of electrical energy.

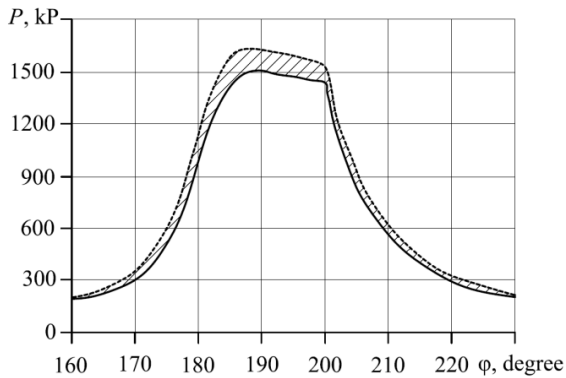
**Fig. 5. General scheme of a wind power station with a system for adiabatic accumulation of excess electrical energy.**

The increase in the compressed air temperature ensures increasing in the indicator indices of the rotary piston expansion machine.

The mean value of temperature of the compressed air heating in the modeling process was chosen to be 80°C. Figure 6 shows the change in the indicator diagram upon the

increase in the compressed air temperature prior to the expansion in the working cylinder.

Also, the adiabatic scheme use makes it possible to decrease the volume of the compressed air accumulator itself or to increase the duration of the electrical energy generation, which is particularly urgent for the accumulator with a relatively low power.



**Fig. 6. Fragments of indicator diagrams of a rotary piston engine at different temperatures of compressed air at the working cylinder inlet.**

However, it is noteworthy that in addition to the complication of the construction of the power device for the energy accumulation, there is another significant disadvantage in the adiabatic scheme, namely, the EFC drop in the energy conversion during the comparatively long and unstable cycles of charging and discharging of the accumulator. In the first place, this results from cooling of the thermal accumulator. Therefore, the application of the adiabatic scheme of accumulation is more urgent for the power devices with low energy, e.g., up to 500 kW.

#### IV. CONCLUSIONS

The performed research allowed defining the possible and promising use of the rotary piston expansion machine as a generator drive of the electrical current in the power devices for the accumulation of the compressed air. It was established that the operational characteristics of the rotary piston expansion machines (rate characteristics and minimum cycle temperature) are relevant to the parameters of the power devices for the air accumulation.

The use of the rotary piston expansion engines in the composition of the accumulation diabatic device made it possible to refuse the natural gas burning for the heating of air before its expansion on conserving the total power efficiency of the device at the level of 41 %. The absence of the supplied energy in the form of the burnt natural gas decreases the general energy of the power device by 66.7 %. The decrease in the total energy is compensated by the reduction of CO<sub>2</sub> release to zero, i.e., in fact, it makes this

device ecologically pure, which is a certain compromise between the power, economic and ecological indicators. Under conditions of the proposed accumulation scheme, it is possible to substantially enhance the power of the electrical generation just by increasing the compressed air volumes.

The modeling of the operational process of the rotary piston expansion engine using the accumulation adiabatic scheme showed that in conditions of a fixed air reserve, the compressed air temperature increase prior to the expansion by 80°C increases the indicator indices by 11 %. In addition, the efficiency of the device for the accumulation of the compressed air increases to 46 %.

Promising is a further study of the characteristics of the adiabatic power devices for the electrical energy accumulation using the rotary piston expansion machines for different generated power, as well as the operational modes (charge and discharge cycles). The research of the possibility of application of the rotary piston expansion machines in the LAES, CES and SC-CAES devices is also of practical interest.

#### References

- [1] Henderson R. M., Reinert S.A., Oseguera M. *Climate Change in 2020: Implications for Business*. Harvard business school, 2020, № 9-320-087, pp. 1-27.
- [2] Burck Jan, Hagen Ursula, Höhne Niklas, Nascimento Leonardo, Bals Christoph. *Climate Change Performance Index. Results 2020*. Germany: Germanwatch, New Climate Institute & Climate Action Network, 2019. 32 p.
- [3] Masson-Delmotte, V., P. Zhai, H.-O. Pörtner, D. Roberts, J. Skea, P.R. Shukla, A. Pirani, W. Moufouma-Okia, C. Pöthan, R. Pidcock, S. Connors, J.B.R. Matthews, Y. Chen, X. Zhou, M.I. Gomis, E. Lonnoy, T. Maycock, M. Tignor, and T. Waterfield (eds.). *Global Warming of 1.5°C*. Intergovernmental Panel on Climate Change, 2019. 616 p.
- [4] Pathways to Sustainable Energy: Accelerating Energy Transition in the Economic Commission for Europe. 2019, ECE/ENERGY, 1.
- [5] Zakeri, B., Syri, S. *Electrical energy storage systems: A comparative life cycle cost analysis*. Renew. Sustain. Energy Rev., 2015, 42, pp. 569-596.
- [6] Geng X., Zhu Q., Guo H., Duan C., Cui H. *Energy storage technology and application in Power system*. Smart Grid, 2016, 4, pp. 54-59.
- [7] Luo X., Wang J., Dooner M., Clarke J. *Overview of current development on electrical energy*

- storage technologies and application potential in power system operation.* Appl. Energy 2015, 137, pp. 511-536.
- [8] Sameer H., Johannes L. *A review of large-scale electrical energy storage.* Int. J. Energy Storage, 2015,39, pp. 1179-1195.
- [9] Budt M., Wolf D., Span R., Yan, J. *A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments.* Applied Energy, 2016, 170, pp. 250-268. doi:10.1016/j.apenergy.2016.02.108.
- [10] Wang Jidai, Lu Kunpeng, Ma Lan, Wang Jihong, Dooner Mark, Miao Shihong, Li Jian, Wang Dan, *Overview of compressed air energy storage and technology development.* Energies, 2017 10, 991, pp. 1-22. doi:10.3390/en10070991.
- [11] Venkataramani G., Parankusam P., Ramalingam V., Wang J. *A review on compressed air energy storage – A pathway for smart grid and polygeneration.* Renew. Sustain. EnergyRev. 2016, 62, pp. 895-907.
- [12] Yao E., Wang H., Wang L., Xi G., Marechal F. *Thermal-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage.* EnergyConvers. Manag. 2016, 118, pp. 377-386.
- [13] Morgan R., Nelmes S., Gibson E., Brett G. *Liquid air energy – Analysis and first results from a pilot scale demonstration plant.* Appl. Energy, 2015, 137, pp. 845–853.
- [14] Morgan R. *Liquid air energy storage – From theory to demonstration.* Int. J. Environ. Stud. 2016, 73, pp. 469-480.
- [15] Kantharaj D., Garvey S., Pimm A. *Compressed air energy storage with liquid air energy capacity extension.* Appl. Energy 2015, 157, pp. 152-164.
- [16] Pimm A.J., Garvey S.D., Kantharaj B. *Economic analysis of a hybrid energy storage system based on liquid air and compressed air.* J. EnergyStorages 2015, 4, pp. 24-35.
- [17] Ameel B., TJoen C., Kerpel K., Jaeger P., Huisseune H., Bellegheem M.V., Paepe M.D. *Thermodynamic analysis of energy storage with a liquid air Rankine cycle.* Appl. Ther. Eng. 2013, 52, pp. 130–140.
- [18] Guo H., Xu Y., Chen H., Zhou X. *Thermodynamic characteristics of a novel supercritical compressed air energy storage system.* Energy Convers. Manag. 2016, 115, pp. 167–177.
- [19] Liu C., Xu Y., Hu S., Chen H. *Techno-economic analysis of compressed air energy storage power plant.* EnergyStorageSci. Technol., 2015, 4, pp. 158-168.
- [20] Diyoke Chidiebere, Aneke Mathew, Wang Meihong, Wu Chunfei *Techno-economic analysis of wind power integrated with both compressed air energy storage (CAES) and biomass gasification energy storage (BGES) for power generation.* The Royal Society of Chemistry (RSC Adv.), 2018, 8, pp. 22004-22022. doi: 10.1039/c8ra03128b.
- [21] Zhao P., Gao L., Wang J., Dai, Y. *Energy efficiency Analysis and Off-design Analysis of Two Different Discharge Modes for Compressed Air Energy Storage System Using Axial Turbines.*Renew. Energy, 2016, 85, 1164-1177.
- [22] Y. Zhang, K. Yang, X. Li, J. Xu, *Thermodynamic analysis of energy conversion and transfer in hybrid system consisting of wind turbine and advanced adiabatic compressed air energy storage,* Energy, 2014, vol. 77, pp. 460-477.
- [23] H. Safaei and M. J. Aziz, [Thermodynamic analysis of a compressed air energy storage facility exporting compression heat to an external heat load], *Proceedings of ASME 201412thBiennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis.* Copenhagen, Denmark, 2014, pp. 1-10. doi:10.1115/ESDA2014-20412
- [24] Sciacovelli A., Li Y., Chen H., Wu Y., Wang J., Garvey S., Ding, Y. *Dynamic simulation of Adiabatic Compressed Air Energy Storage (A-CAES) plant with integrated thermal storage – Link between components performance and plant performance.*AppliedEnergy, 2017, 185, pp. 16-28. doi:10.1016/j.apenergy.2016.10.058.
- [25] Guo Z., Deng G., Fan Y., Chen G. Performance optimization of adiabatic compressed air energy storage with ejector technology. *Applied Thermal Engineering,* 2016, 94, pp. 193-197. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.10.047.
- [26] Grazzini G., Milazzo A., *A thermodynamic analysis of multistage adiabatic CAES,* Proc. IEEE, 2012, vol. 100, no. 2, pp. 461-472.
- [27] Hartmann N., Vöhringer O., Kruck C., Eltrop L., *Simulation and analysis of different adiabatic Compressed Air Energy Storage plant configurations,* Appl. Energy, 2012, vol. 93, pp. 541-548.
- [28] Barbour E., Mignard D., Ding Y., Li Y., *Adiabatic Compressed Air Energy Storage with packed bed thermal energy storage,* Appl. Energy, 2015, vol. 155, pp. 804-815.
- [29] Yang K., Zhang Y., Li X., Xu J., *Theoretical evaluation on the impact of heat exchanger in Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage system,* Energy Convers. Manag., 2014, vol. 86, pp. 1031-1044.
- [30] Mei S., Wang J., Tian F., Chen L., Xue X., Lu Q., Zhou Y., Zhou X. *Design and engineering implementation of non-supplementary fired compressed air energy storage system: TICC-500.* Sci. China. 2015, 58, pp. 600-611.
- [31] Priluckij A.I. *Razvitieteorii, metodovraschetai optimalnogoproektirovaniyaporshnevnyhkompressornyhirasshiritelnyhmashin.* Diss. dokt. tehn. nauk [Development of theory, calculation methods and optimal design of reciprocating compressor and expansion machines.Dr. technical sci. diss.]. St. Petersburg, 2015. 278 p.

- [32] Priluckij I.K., Priluckij A.I. Korotkaya I.P., Kornev V.V., Molodov M.A., Galyaev P.O., Snazin A.A. Analiz processov teploobmena v stupeni vysokooborotnogo porshnevoogo detandera [Analysis of heat transfer processes in a high-speed piston expander stage]. *Nauchnyj zhurnal NIU ITMO. Seriya «Holodilnaya tehnika i kondicionirovanie» – Scientific journal of NRU ITMO. «Refrigeration and Air Conditioning Series»*, 2015, no.2, pp. 81-91. (In Russian).
- [33] Priluckij A. I., Priluckij I. K., Ivanov D. N. Teploobmen v stupenyah mashin obyomnogo dejstviya. Sovremennyy podhod [Heat transfer in steps of positive displacement machines. Modern approach]. *Kompressornaya tehnika i pnevmatika – Compressor technology and pneumatics*, 2009, no. 2, pp. 16-23. (In Russian).
- [34] Priluckij A.I., Priluckij I.K., Demakov A.S. Analiz processov teploobmena v stupeni porshnevoogo kompressora na osnove raschetnyh ciklov v T-s i h-m koordinatah. [Analysis of heat transfer processes in a piston compressor stage based on calculation cycles in T-s and h-m coordinates]. *Kompressornaya tehnika i pnevmatika – Compressor technology and pneumatics*, 2009, no. 1, pp. 14-18. (In Russian).
- [35] Romanov V.A., Kukis V.S. Povyshenie moshnostnyh, ekonomicheskikh i ekologicheskikh pokazatelej porshnevnyh DVS putem ispolzovaniya sistem akumulirovaniya energii [Increasing the power, economic and environmental performance of reciprocating internal combustion engines by using energy storage systems]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya – Internal combustion engines*, 2007, no. 1, pp. 53-56.
- [36] Romanov V.A., Kukis V.S. Ispolzovanie dvigatelya stirlinga dlya utilizacii "otbrosnoj" teploty silovyh i teplogeneriruyushih ustanovok [Using a Stirling Engine to Recycle Waste Heat from Power and Heat Generating Units]. *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya – Aerospace engineering and technology*, 2009, no. 8 (65), pp. 148-152.

**Information about authors.**



**Mytrofanov Oleksandr Sergeevich**

PhD, Associate Professor of Department of Internal Combustion Engines, Plants and Operation

Research interests: engines of unconventional schemes, alternative fuels, waste energy utilization.

E-mail:

[Mitrofanov.al.ser@gmail.com](mailto:Mitrofanov.al.ser@gmail.com)

ORCID: 0000-0003-3460-5369



**Proskurin Arkadii Yuryevich**

PhD, Associate Professor of Department of Internal Combustion Engines, Plants and Operation

Research interests: engines of unconventional schemes, alternative fuels, waste energy utilization.

E-mail:

[arkadii.proskurin@nuos.edu.ua](mailto:arkadii.proskurin@nuos.edu.ua)

ORCID: 0000-0002-5225-6767

## Analysis of the Energy Efficiency of Different Methods of Adding Make-up Feed Water in the Steam Turbine Cycle CHPP

Shempelev A.G.

Vyatka State University,  
Kirov, Russian Federation

**Abstract.** The article analyzes the energy efficiency of several methods of entering make-up feed water into the CHPP cycle. The purpose of the work is to assess the influence of the mass flow rates of the make-up feed water into the cycle of CHPP on its energy efficiency. This goal is achieved through the use of an adapted mathematical model of the turbine unit T-50-130, on which computational studies of variable operating modes were carried out and a comparative assessment of the energy efficiency of supplying make-up feed water to the condenser and the pipeline of main condensate. The value of the generated electric power and the specific heat consumption for electric power generation were taken as the main criteria determining the efficiency of the turbine unit. The most significant result of the research is the establishment of the fact that it is the condenser that is the best place to enter make-up feed water into the cycle of a cogeneration turbine according to the criterion of energy efficiency. The highest energy effect can be obtained by supplying make-up feed water to the condenser in the heating mode. The significance of the results obtained lies in the fact that their practical use will significantly increase the energy efficiency of steam turbine plants by supplying make-up feed water to their condensers. The results obtained differ from the known ones in that for the first time such studies were carried out on an extended mathematical model of a steam turbine unit.

**Keywords:** cogeneration steam turbine, make-up feed water, regenerative heating system, mathematical model, energy efficiency.

**DOI:** 10.5281/zenodo.4317048

**UDC:** 62-173

### Analiza eficienței energetice a diferitelor metode de adăugare a apei de alimentare suplimentare în ciclul unei turbine cu abur a CET

Şempelev A.G.

Universitatea de Stat din Vyatka,  
Kirov, Federația Rusă

**Rezumat.** Scopul lucrării este de a evalua influența valorilor (debitelor de masă) ale alimentării cu apă suplimentară în ciclul unei centrale electrice cu termoficare asupra eficienței energetice a acestora în regimuri variabile de funcționare a acestora cu diferite metode de alimentare cu apă suplimentară a ciclului. Acest obiectiv este atins prin utilizarea unui model matematic adaptat, în conformitate cu scopul lucrării, al unității de turbină T-50-130, pe baza căruia au fost efectuate studii de calcul ale condensării variabile și regimuri de funcționare a încălzirii și o evaluare comparativă a eficienței energetice a alimentării cu apă suplimentară a condensatorului și a conductei principale de condensare la diverse costuri.. Cel mai semnificativ rezultat al cercetării efectuate este stabilirea faptului că condensatorul este cel mai bun loc pentru adăugarea de apă suplimentară la ciclul unei turbine de cogenerare conform criteriului eficienței energetice. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul că utilizarea lor practică va crește semnificativ eficiența energetică a centralelor cu turbine cu abur prin furnizarea de apă suplimentară condensatoarelor lor. Rezultatele obținute diferă de cele cunoscute prin faptul că, pentru prima dată, astfel de studii au fost efectuate pe un model matematic extins al unei centrale cu turbină cu abur, bazat pe utilizarea caracteristicilor energetice rafinate sub formă de dependențe generalizate ale parametrilor principali ai etapelor și compartimentelor turbinei și având în compoziția sa un model matematic al condensatorului turbinei combinat cu acesta, care a permis să crească semnificativ credibilitatea rezultatelor obținute.

**Cuvinte-cheie:** turbină cu abur de cogenerare, apă suplimentară de alimentare, sistem de încălzire regenerativă, model matematic, eficiență energetică.

### Анализ энергетической эффективности различных способов ввода добавочной питательной воды в цикл паротурбинной ТЭЦ

Шемпелев А.Г.

Вятский государственный университет, Киров, Российская Федерация

**Аннотация.** В статье выполнен анализ энергетической эффективности нескольких способов ввода добавочной питательной в цикл ТЭЦ. Цель работы состоит в оценке влияния величин (массовых расходов) подачи добавочной воды в цикл теплофикационной установки на ее энергетическую

эффективность в переменных режимах ее работы при различных способах подачи добавочной воды в цикл. Поставленная цель достигается за счет использования адаптированной, в соответствии с целью работы, математической модели турбоустановки Т-50-130, на которой проведены расчетные исследования переменных конденсационных и теплофикационных режимов работы и проведена сравнительная оценка энергетической эффективности подачи добавочной воды в конденсатор и в трубопровод основного конденсата при различных ее расходах. В качестве основных критериев, определяющих эффективность турбоустановки, были приняты величина вырабатываемой электрической мощности и удельный расход теплоты на выработку электроэнергии. Наиболее существенным результатом проведенных исследований является установление того обстоятельства, что именно конденсатор является наилучшим местом ввода добавочной воды в цикл теплофикационной турбины по критерию энергетической эффективности. Наибольший энергетический эффект может быть получен при подаче добавочной воды в конденсатор на теплофикационных режимах, при этом ее подача не должна превышать величины расхода рециркуляции основного конденсата в конденсатор. Значимость полученных результатов заключается в том, что их практическое использование позволит существенно повысить энергетическую эффективность паротурбинных установок путем подачи добавочной воды в их конденсаторы. Полученные результаты отличаются от известных тем, что впервые подобные исследования проведены на расширенной математической модели паротурбинной установки, основанной на использовании уточненных энергетических характеристик в виде обобщенных зависимостей основных параметров турбинных ступеней и отсеков, и имеющей в своем составе объединенную с ней математическую модель конденсатора турбины, что позволило существенно повысить достоверность полученных результатов.

**Ключевые слова:** теплофикационная паровая турбина, добавочная питательная вода, система регенеративного подогрева, математическая модель, энергетическая эффективность.

## ВВЕДЕНИЕ

Известно, что необходимым условием эксплуатации ТЭС является постоянное восполнение внутренних и внешних потерь пара и конденсата в цикле. Такое восполнение является неотъемлемой частью процесса выработки тепловой и электрической энергии. Любое изменение количества восполняемых потерь, а также мест ввода таких восполнений в процессе эксплуатации сопровождается непосредственным изменением электрической мощности вырабатываемой турбоустановкой и изменением количества отпускаемого тепла, а, следовательно, и изменением энергетической эффективности турбоустановки. Анализ энергетической эффективности таких изменений представляет собой весьма актуальную задачу.

Объем потерь пара и конденсата в цикле зависит от характеристик оборудования, качества изготовления и монтажа, уровня обслуживания и эксплуатации; при этом, как известно, различают внутренние и внешние потери рабочего тела.

Основная часть внутренних потерь – потери с продувочной водой паровых котлов, обеспечивающая необходимую чистоту пара. На отечественных паротурбинных ТЭС доля таких потерь, в соответствии с ПТЭ (Правила технической эксплуатации тепловых электрических станций и сетей Российской

Федерации: офиц. текст: утв. Приказом Минэнерго России № 229 от 19.06.03), составляет 1,5 – 1,8 % от расхода питательной воды, так же, как и на зарубежных ТЭС с барабанными котлоагрегатами [1].

Внешние потери в цикле являются следствием отпуска пара из производственных отборов турбин или непосредственно из парогенераторов в случае частичного или полного невозврата его конденсата или его возврата с ненадлежащим качеством. Доля таких потерь может существенно превосходить внутренние потери [2].

В качестве добавочной питательной (в дальнейшем по тексту добавочная вода) воды используется химически обессоленная вода, имеющая температуру после химводоочистки 30-35°C. Она фактически представляет собой дополнительный холодный источник, позволяющий утилизировать низкопотенциальную теплоту [3, 4]. Такая вода перед подачей ее в цикл паротурбинной установки должна быть надежно деаэрирована [5-7].

Ввод добавочной питательной воды в цикл на современных паротурбинных установках осуществляется следующими основными способами:

- в паровое пространство конденсатора непосредственно после химводоочистки с предварительным подогревом до температуры, превышающей температуру

насыщения при давлении в конденсаторе на 8°C [8, 9]. В этом случае добавочная вода подается в конденсаторы через коллекторы с отверстиями, расположенные над центральным паровым проходом, или через форсунки, установленные в нижней части выходного патрубка.

- в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3 после вакуумного или атмосферного деаэрата, или конденсатора испарительной установки [1, 2];

- непосредственно в деаэратор повышенного давления турбоустановки или после вакуумного деаэрата, или после атмосферного деаэрата, или после конденсатора испарительной установки [1, 2].

Оценка влияния условий ввода добавочной воды и изменений ее расхода на технико-экономические показатели теплофикационной паротурбинной турбоустановки (ПТУ) представляет собой достаточно сложную задачу, поскольку изменение этих условий оказывает влияние на весь комплекс параметров, характеризующих эффективность работы как системы регенеративного подогрева, так и проточной части турбины и ее конденсатора.

Опыт проведенных ранее исследований показывает, что решение подобных задач может быть успешным только при условии использования математических моделей ПТУ. К настоящему времени для решения оптимизационных расчетов режимов работы оборудования во всем мире используются компьютерные модели, позволяющие получать искомый результат с высокой скоростью и заданной степенью точности [10-14]. В работах [15,16] содержится описание расчетных математических моделей теплофикационных турбоустановок моделей, из которых следует, что в них использованы только нормативные или близкие к ним энергетические характеристики, в работе [17] представлены характеристики ЧНД, но только для вентиляционных режимов.

Адекватные модели ПТУ для решения задач, связанных с работой ЧНД и конденсаторов, согласно выполненным в течение многих лет исследованиям автора, должны содержать в своем составе математические модели конденсаторов, учитывающие по меньшей мере следующие факторы:

- раздельное влияние количества воздуха, присасываемого в вакуумную

систему и загрязнения трубной системы, на величину давления в конденсаторе [19],

- тепловые потоки, поступающие в конденсатор помимо проточной части с дренажами и конденсатом рециркуляции основного конденсата [20].

Проведенный автором анализ ранее проведенных исследований показал отсутствие результатов, по сравнительной оценке, энергетической эффективности различных способов подачи добавочной воды в цикл теплофикационной ПТУ на переменных режимах ее работы.

### ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ

Целью работы является оценка влияния величин (массовых расходов) подачи добавочной воды в цикл теплофикационной установки на эффективность ее эксплуатации в переменных режимах ее работы при различных способах подачи добавочной воды в цикл. Для достижения поставленной цели поставлены следующие задачи:

- проведение адаптации математической модели турбоустановки Т-50-130 для использования к условиям задачи;

- выполнение расчетов переменных режимов работы турбоустановки Т-50-130 на данной модели на теплофикационных и конденсационных режимах;

- сравнительная оценка энергетической эффективности двух способов подачи добавочной воды (в конденсатор и в трубопровод основного конденсата) при различных ее расходах

### МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Решение указанных выше задач возможно только на основе соответствующих математических моделей объектов исследований. Для конденсатора существует несколько математических моделей, разработанных зарубежными исследовательскими коллективами [21-24].

Все эти модели основаны на методике позонного расчета подогревателей для каждой зоны теплообмена методом дифференцированного определения интенсивности теплоотдачи с водяной и паровой сторон аппарата с учетом зависимостей для определения коэффициентов теплоотдачи для трубного и межтрубного теплоносителей, которые

общеизвестны и одинаковы как в отечественной, так и в зарубежной практике. Примененная автором модель расчета конденсатора соответствует имеющемуся отечественному и зарубежному опыту и наиболее полно представлена автором в работах [20; А.Г. Шемпелев, В.М. Сущих, П.В. Иглин, *Energetik*, 10 pp. 60-64 (2015); «On Mathematical Model of Condenser Equipped with Water-Jet Ejector». Shempelev A. G., Iglin P. V. 2018 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), 15-18 May, 2018, pp. 1-5.].

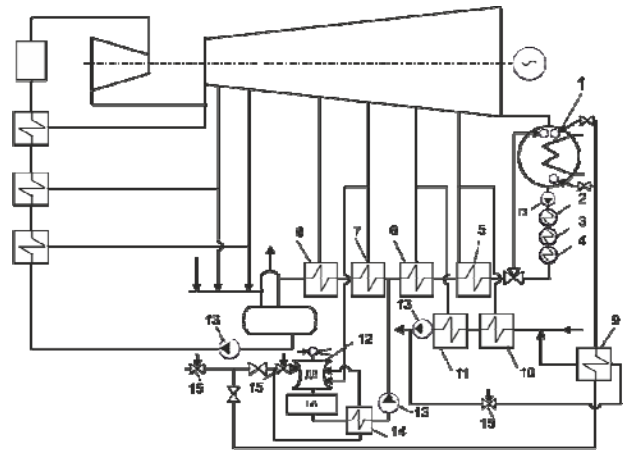
В качестве расчетной модели в данной работе предложена расширенная и адаптированная математическая модель турбоустановки Т-50-130. Исходная математическая модель данной турбоустановки, созданная на кафедре теплотехники и гидравлики ВятГУ, подробно описана в [19, 25, 26]. Расширенная адаптированная модель основана на использовании уточненных энергетических характеристики в виде обобщенных зависимостей основных параметров турбинных ступеней и отсеков, а также она имеет в своем составе объединенную с ней математическую модель конденсатора турбины.

Адаптированная модель позволяет в широких пределах изменять температуру и расход добавочной воды, подаваемой как в конденсатор, так и в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3.

Расчетная схема, представленная на рисунке 1, предусматривает реализацию двух способов подачи добавочной воды.

Первый способ – недеаэрированная вода после химводоочистки подается в конденсатор через подогреватель 9, с использованием в качестве греющей среды прямой сетевой воды. В этом случае конденсатор выполняет роль деаэратора первой ступени. При работе турбоустановки по тепловому графику с целью повышения регенерации конденсата под трубным пучком в схеме предусмотрена подача конденсата рециркуляции под трубный пучок.

Второй способ – химически обессоленная вода подается в вакуумный деаэратор 12, питающийся паром из отбора на регенеративный подогреватель. После деаэратора в трубопровод основного конденсата между регенеративными подогревателями ПНД-2 и ПНД-3.



1 – конденсатор; 2 – охладитель основного эжектора; 3 – охладитель пара уплотнений; 4 – сальниковый подогреватель; 5 – подогреватель низкого давления 1 (ПНД-1); 6 – ПНД-2; 7 – ПНД-3; 8 – ПНД-4; 9 – подогреватель добавочной воды; 10 – подогреватель сетевой горизонтальный 1 (ПСГ-1); 11 – подогреватель сетевой горизонтальный 2 (ПСГ-2); 12 – вакуумный деаэратор; 13 – насосы; 14 – подогреватель химически обессоленной воды; 15 – регулирующие клапаны

**Рис. 1. Расчетная схема подачи добавочной воды в цикл теплофикационной паротурбинной установки<sup>1</sup>**

Предварительные расчеты показали, что реализация третьего способа, когда добавочная вода подается в деаэратор повышенного давления турбоустановки, приводит близким и несколько худшим результатам, чем второй способ и, поэтому в данной работе он не рассматривался.

В качестве основных критериев при оценке энергетической эффективности подачи добавочной воды в цикл была принята величина электрической мощности, вырабатываемая турбоустановкой,  $N_{э}$ , и удельный расход теплоты на выработку электроэнергии  $q_{э}$ . [19, 25, 26] В одном из сопоставляемых вариантов имеет место экономия условного топлива, связанная или с изменением выработки электроэнергии (при работе в теплофикационных режимах), или с изменением величины  $q_{э}$  (при работе в конденсационных режимах). Методика расчета энергетического эффекта в данной работе полностью соответствует методике, подробно представленной в работах [19, 20, 25, 26].

Расчеты проводились для теплофикационного и конденсационного режимов в достаточно широком диапазоне

<sup>1</sup>Appendix 1



тепловых и электрических нагрузок, при этом (см. рис.1) температура добавочной воды, подаваемой в вакуумный деаэратор 12 и подогреватель 9 воды, принята постоянной и равной 30°C, и на выходе из них 50 °С, а ее расходы изменялись в диапазоне от 0 до 65 т/ч, что в максимальной степени соответствует реальным условиям при их эксплуатации на ТЭЦ.

При проведении расчетов теплофикационных режимов в качестве основной переменной была принята теплофикационная нагрузка на турбоустановку ( $Q_T$ ), которая изменялась от 50 МВт до 90 МВт и была неизменной в сравниваемых между собой режимах. Расчеты на конденсационном режиме работы турбоустановки проводились при расходах пара на турбину, составляющих от 30 до 70 кг/с, причем в сравниваемых между собой режимах эти расходы пара были одинаковые. Как в теплофикационных, так и в конденсационных режимах сравнивались между собой варианты подачи добавочной в конденсатор и в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3. При этом подогрев химически обессоленной воды в теплообменнике 9 осуществляется прямой сетевой водой, подаваемой во внешнюю тепловую сеть.

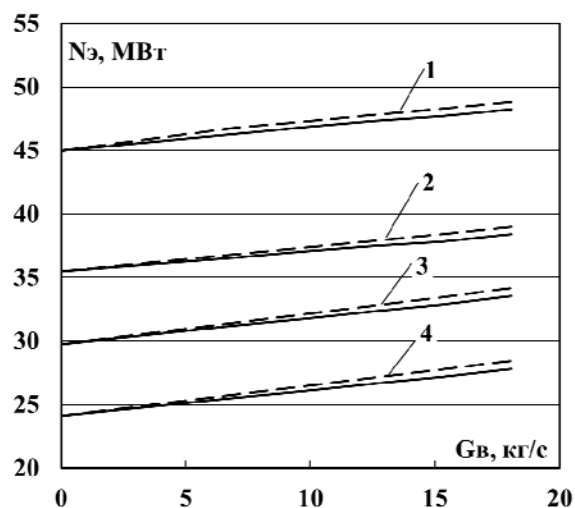
### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

На рисунке 2 показаны зависимости электрической мощности, вырабатываемой турбоустановкой, от величины подачи добавочной воды в цикл при теплофикационном режиме работы турбоустановки.

В рассматриваемых условиях при подаче добавочной воды в конденсатор, увеличение ее расхода от 0 до 18 кг/с (65 т/ч) приводит к увеличению электрической мощности на величину  $\Delta N_{\text{э}}=3,282$  МВт при тепловой нагрузке  $Q_T=90$  МВт и на величину 3,671 МВт и при тепловой нагрузке  $Q_T=50$  МВт. При подаче добавочной воды в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3 указанные приращения мощности соответственно составляют 3,871 МВт и 4,303 МВт. Указанные приращения мощности возникают вследствие необходимости увеличения расхода пара на дополнительный подогрев воды в системе регенерации.

На рисунке 3 представлены расчетные зависимости удельных расходов теплоты на выработку электроэнергии от расхода воды, подаваемой в цикл (Гв).

Данные, представленные на рисунке 3, позволяют установить количественные соотношения между удельными расходами теплоты на выработку электроэнергии в рассматриваемых способах подачи добавочной воды. Из данных видно, что подача добавочной воды в конденсатор позволяет существенно повысить эффективность вырабатываемой мощности. В рассматриваемом случае увеличение подачи добавочной воды от 0 до 18 кг/с (65 т/ч) на теплофикационных режимах приводит к снижению удельных расходов теплоты на выработку электроэнергии  $\Delta q_{\text{э}}=0,0531$  при  $Q_T=90$  МВт и  $\Delta q_{\text{э}}=0,089$  при  $Q_T=50$  МВт.



Расход сетевой воды  $W_{\text{св}}=2160$  т/ч, температура обратной сетевой воды 54 °С. Регулирующая диафрагма ЧНД закрыта.

— — — — — добавочная вода подается в конденсатор;

— — — — — добавочная вода подается в линию основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3

1 —  $Q_T=90$  МВт; 2 —  $Q_T=70$  МВт; 3 —  $Q_T=60$  МВт;

4 —  $Q_T=50$  МВт.

**Рис. 2. Зависимость электрической мощности турбоустановки Т-50-130 от подачи добавочной воды в цикл при различных ее тепловых нагрузках<sup>2</sup>**

При подаче добавочной воды в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3 указанные снижения составляют  $\Delta q_{\text{э}}=0,0106$  при  $Q_T=90$  МВт и  $\Delta q_{\text{э}}=0,0331$  при  $Q_T=50$  МВт. Указанные снижения удельных расходов теплоты

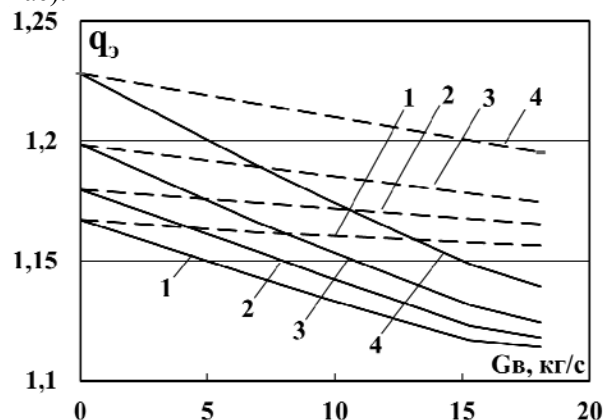
<sup>2</sup>Appendix 1

достигаются за счет выработки электрической мощности на тепловом потреблении, то есть без увеличения потерь теплоты в конденсаторе. При подаче добавочной воды в конденсатор дополнительный эффект достигается ее замещением конденсата рециркуляции и более полным использованием тракта регенеративного подогрева для более эффективной выработки дополнительной мощности.

Наличие перелома в линейной зависимости при подаче добавочной воды 15,3 кг/с (55 т/ч) в конденсатор объясняется полным замещением конденсата рециркуляции основного конденсата в конденсатор, и дальнейшее увеличение расхода добавочной воды становится менее эффективным.

На рисунке 4, показаны зависимости экономии условного топлива при переводе добавочной воды из трубопровода основного конденсата в конденсатор от ее расхода.

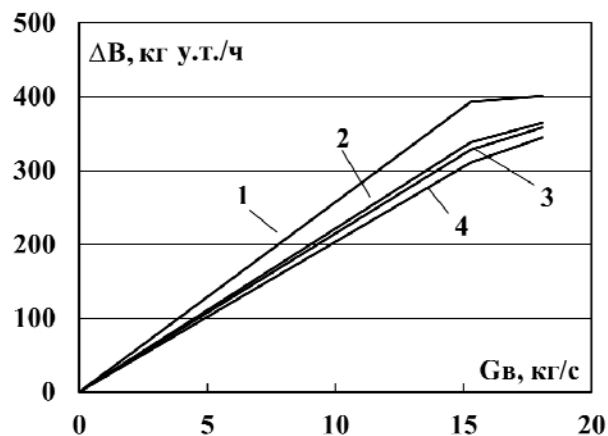
Результаты расчетов, представленных на рисунке 4, показали, что перевод добавочной из трубопровода основного конденсата в конденсатор турбоустановки на теплофикационных режимах позволяет получить существенную экономию топлива (до 400 килограммов условного топлива в час).



Расход сетевой воды  $W_{св}=2160$  т/ч, температура обратной сетевой воды  $54^{\circ}\text{C}$ . Регулирующая диафрагма ЧНД закрыта  
 ———— — добавочная вода подается в конденсатор;  
 - - - - - — добавочная вода подается в линию основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3  
 1 -  $Q_T=90$  МВт; 2 -  $Q_T=70$  МВт; 3 -  $Q_T=60$  МВт;  
 4 -  $Q_T=50$  МВт.

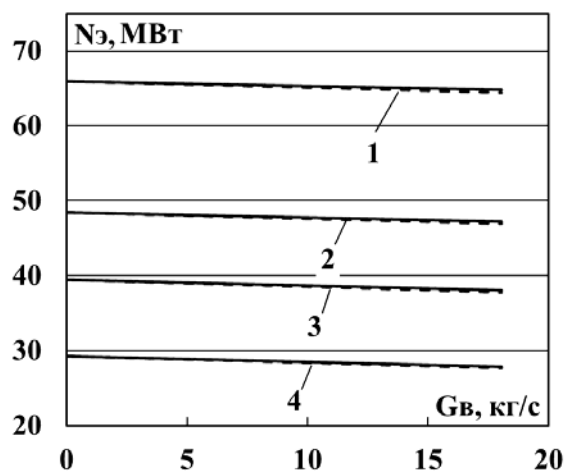
**Рис. 3. Зависимость удельных расходов теплоты на выработку электроэнергии турбоустановку Т-50-130 от подачи добавочной воды при различных тепловых нагрузках<sup>3</sup>.**

На рисунках 5, 6 и 7 представлены аналогичные теплофикационным режимам зависимости, полученные для конденсационных режимов работы турбоустановки.



1 -  $Q_T=90$  МВт; 2 -  $Q_T=70$  МВт; 3 -  $Q_T=60$  МВт;  
 4 -  $Q_T=50$  МВт.

**Рис. 4. Зависимость экономии условного топлива при переводе добавочной воды из трубопровода основного конденсата в конденсатор от ее расхода в теплофикационных режимах<sup>4</sup>**



——— — добавочная вода подается в конденсатор;  
 - - - - - — добавочная вода подается в линию основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3.  
 1 -  $G_0=70$  кг/с; 2 -  $G_0=50$  кг/с; 3 -  $G_0=40$  кг/с;  
 4 -  $G_0=30$  кг/с.

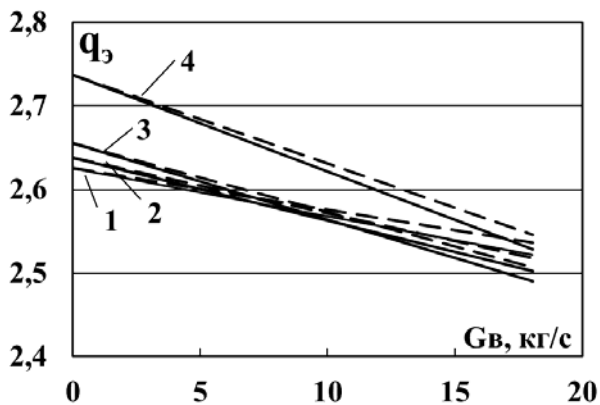
**Рис.5. Зависимость электрической мощности турбоустановки Т-50-130 от подачи добавочной воды в цикл при различных расходах пара на турбоустановку на конденсационном режиме ее работы<sup>5</sup>**

Проведенные расчеты показали, что на конденсационных режимах изменение места ввода и расхода добавочной воды оказывают

<sup>3,4,5</sup>Appendix 1

существенное меньшее влияние на выработку мощности турбоустановкой и на ее технико-экономические показатели, чем на теплофикационных режимах.

При этом, снижение удельных расходов на выработку электроэнергии при подаче воды в конденсатор составляет  $\Delta q_3=0,1038$  при  $G_0=70$  кг/с и  $\Delta q_3=0,2083$  при  $G_0=50$  кг/с, при подаче воды в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3 эти величины составляют  $\Delta q_3=0,0895$  при  $G_0=70$  кг/с и  $\Delta q_3=0,1906$  при  $G_0=50$  кг/с.



— — — — — добавочная вода подается в конденсатор;  
 - - - - - добавочная вода подается в линию основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3.  
 1 -  $G_0=70$  кг/с; 2 -  $G_0=50$  кг/с; 3 -  $G_0=40$  кг/с;  
 4 -  $G_0=30$  кг/с.

**Рис. 6. Зависимость удельных расходов теплоты на выработку электроэнергии от подачи добавочной воды на конденсационных режимах работы при различных расходах пара на турбоустановку Т-50-130<sup>6</sup>**

Результаты расчетов, представленных на рисунке 7, показали, что перевод добавочной воды из трубопровода основного конденсата в конденсатор турбоустановки на конденсационных режимах позволяет получить экономию топлива до 26 килограммов условного топлива в час.

Расчеты экономии топлива производились на основе полученных из расчетов по математической модели установки значений электрической мощности  $N_э$  и удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии  $q_э$ . Экономия топлива на теплофикационном режиме при заданных значениях теплофикационных нагрузок и на конденсационных режимах при заданных значениях расхода пара на турбину определялась по формуле (1):

$$\Delta B = (\beta_{э1} \cdot N_{э1} - \beta_{э} \cdot N_{э}) \cdot 1000, \text{ кг у.т. / час} \quad (1)$$

где:  $\beta_э$  – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии при отсутствии подачи добавочной воды в цикл, кг. у.т./ (кВт·ч);

$\beta_{э1}$  – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии при фиксированных значениях подачи добавочной воды в цикл, кг у.т./ (кВт·ч);

$N_э$  – электрическая мощность, вырабатываемая турбоустановкой при отсутствии подачи добавочной воды в цикл, МВт;

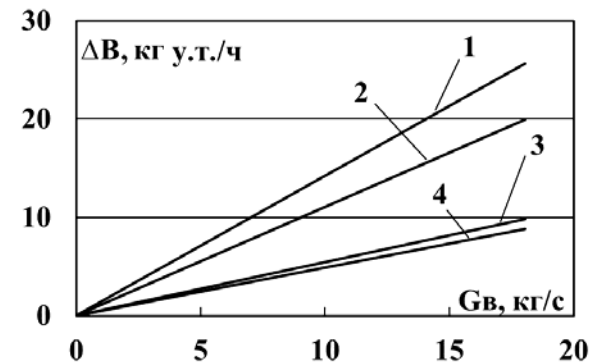
$N_{э1}$  – электрическая мощность, вырабатываемая турбоустановкой при фиксированных значениях подачи добавочной воды в цикл, МВт;

Величины и  $\beta_{э1}$  определялись по известной зависимости (2)

$$\beta_э (\beta_{э1}) = (0.123 q_э) / (\eta_k \cdot \eta_{mp}), \text{ кг у.т. / (кВт·ч)} \quad (2)$$

где  $\eta_k$  – коэффициент полезного действия котельного агрегата, определяется по его нормативным характеристикам (в среднем, он равен 0,92);

$\eta_{тр}$  – коэффициент транспорта теплоты, в данном случае он принят равным 0,985.



1 -  $G_0=70$  кг/с; 2 -  $G_0=50$  кг/с; 3 -  $G_0=40$  кг/с;  
 4 -  $G_0=30$  кг/с.

**Рис. 7. Зависимость экономии условного топлива при переводе добавочной воды из трубопровода основного конденсата в конденсатор от ее расхода в конденсационном режиме<sup>7</sup>**

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенное расчетное исследование позволило получить следующие основные результаты.

1. Показано, что подача добавочной воды в цикл позволяет существенно повысить энергетическую эффективность эксплуатации теплофикационной турбоустановки.

2. Установлено что наиболее целесообразным с энергетической точки зрения по величине экономии топлива для теплофикационных паротурбинных

турбоустановок является ввод добавочной воды их конденсаторы.

3. Наибольший энергетический эффект может быть получен при подаче добавочной воды в конденсатор на теплофикационных режимах; при этом если величина ее подачи превышает величину расхода конденсата рециркуляции основного конденсата в конденсатор, то прирост экономии топлива на единицу увеличения расхода добавочной воды несколько снижается.

#### APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

<sup>1</sup>Fig. 1. Design scheme for supplying make-up feed water to the cycle of a cogeneration steam turbine unit. (in fig. 1: 1 - condenser; 2 - cooler of the main ejector; 3 - cooler for steam seals; 4 - stuffing box heater; 5 - low pressure heater 1 (PND-1); 6 - PND-2; 7 - PND-3; 8 - PND-4; 9 - make-up feedwater heater; 10 - horizontal network heater 1 (PSG-1); 11 - horizontal network heater 2 (PSG-2); 12 - vacuum deaerator; 13 - pumps; 14 - heater for chemically demineralized water; 15 - control valves)

<sup>2</sup>Fig. 2. Dependence of the electrical power of the T-50-130 turbine unit on the supply of make-up feed water into the cycle at various heat loads (in fig. 2: Supply water return temperature of 54 ° C. The sliding drid of the LPS is closed; — — - make-up feed water supplied to the condenser; — — - make-up feed water supplied to the main condensate line between PND-2 and PND-3; 1 -  $Q_T=90$  MW; 2 -  $Q_T=70$  MW; 3 -  $Q_T=60$  MW; 4 -  $Q_T=50$  MW).

<sup>3</sup>Fig. 3. Dependence of the specific heat consumption for power generation of the T-50-130 turbine unit on the supply of make-up feed water at various heat loads. (in fig. 3: Supply water return temperature of 54 ° C. The sliding drid of the LPS is closed; — — - make-up feed water supplied to the condenser; — — - make-up feed water is supplied to the main condensate line between PND-2 and PND-3; 1 -  $Q_T=90$  MW; 2 -  $Q_T=70$  MW; 3 -  $Q_T=60$  MW; 4 -  $Q_T=50$  MW).

<sup>4</sup>Fig. 4. Dependence of the equivalent fuel economy when transferring of make-up feed water from the main condensate pipeline to the condenser on its consumption in cogeneration operating modes (in fig.4: 1 -  $Q_T=90$  MW; 2 -  $Q_T=70$  MW; 3 -  $Q_T=60$  MW; 4 -  $Q_T=50$  MW).

<sup>5</sup>Fig. 5. Dependence of the electrical power of the T-50-130 turbine unit on the supply of make-up feed water into the cycle at various steam flow rates for the turbine unit in the condensing mode of its operation (in fig.5: — — - make-up feed water supplied to the condenser; — — - make-up feed water supplied to the main condensate line between PND-2 and PND-3; 1 -  $Go=70$  kg/s; 2 -  $Go=50$  kg/s; 3 -  $Go=40$  kg/s; 4 -  $Go=30$  kg/s).

<sup>6</sup>Fig. 6. Dependence of the specific heat consumption for electricity generation on the supply of make-up feed water in condensing modes of operation at various steam consumption for the T-50-130 turbine unit operation (in fig.6: — — - make-up feed water supplied to the condenser; — — - make-up feed water supplied to the main condensate line between PND-2 and PND-3; 1 -  $Go=70$  kg/s; 2 -  $Go=50$  kg/s; 3 -  $Go=40$  kg/s; 4 -  $Go=30$  kg/s)..

<sup>7</sup>Fig. 7. Dependence of the equivalent fuel economy when transferring make-up feed water from the main condensate pipeline to the condenser on its consumption in the condensing mode operation (in fig.7: — — - make-up feed water supplied to the condenser; — — - make-up feed water supplied to the main condensate line between PND-2 and PND-3; 1 -  $Go=70$  kg/s; 2 -  $Go=50$  kg/s; 3 -  $Go=40$  kg/s; 4 -  $Go=30$  kg/s).

#### Литература (References)

- [1] Loraine Huchler. Boiler Water Systems / Lo-raine Huchler. – Wiley-Scrivener, 2016. – 450 p.
- [2] Sharapov V.I. Preparation of make-up water for heat supply systems using vacuum deaerators. / M.: Ergoatomizdat, 1996.176 p.
- [3] Sharapov, V.I., Pazushkina, O.V. Kudryavtseva (Mingaraeva) E.V. On the possibility of increasing the energy efficiency of CHPPs by improving technologies for deaeration of the make-up water of the heating network *Energy saving and water preparation* - 2014. - №. 4. - P. 3-5.
- [4] Athey, R.E. Combined cycle cogeneration power plants benefit from colddeaerated HRSG feedwater / R.E. Athey, E. Spencer // The American Society of Mechanical Engineers. – 1991. – P. 1-8.
- [5] Athey, R.E. Condensate oxygen control in a combined cycle system without a conventional deaerator – test results / R.E. Athey, B.J. Martin, E. Spencer, // Electric Power Research Institute Condenser Technology Conference. – 1990. – P. 1-8.
- [6] Athey, R.E. Deaerating condenser boosts combined-cycle plant efficiency /R.E. Athey, E. Spencer // *Power Engineering*. – July, 1992. – P. 1-5.
- [7] Cotton, I.J. Optimize oxygen control in your boiler-feed system / I.J. Cotton // *Power*. 1980. № 4.
- [8] Kingsbury A.W., Pfilips E.L. Vakuum Deaerator Design// Transaction of ASME, series A. 1961/ Vol. 83, № 4.
- [9] Steam turbine for heating T-120 / 130-8MO. Technical conditions TU 3111-58064-15052907-222009. Ural Turbine Works. 2009. 79 p.
- [10] Stepanova E.L, Maximov A.S. The optimization problems of CHP operation. *Journal of Physics Conference Series*, 2017, 891(1):012215. doi: 10.1088/1742-6596/891/1/012215
- [11] Wolfrum Ph., Kautz M., Schäfer J. Smart Operation of CHP Units. IFAC Proceedings Volumes, 2012, vol. 45, iss. 21, pp. 61-66. doi: 10.3182/20120902-4-FR-2032.00013

- [12] Choa H., Lucka R., Eksioglu S.D., Chamraa L.M. Cost-optimized real-time operation of CHP systems. *Energy and Buildings*, 2009, vol. 41, iss. 4, pp. 445-451. doi: 10.1016/j.enbuild.2008.11.011
- [13] H. Rusinowski and M. Plis, "Mathematical model of a steam turbine for the thermal diagnostics system," in 2016 17th International Carpathian Control Conference (ICCC), pp. 630-634, 2017. doi:10.1109/CarpathianCC.2016.7501172.
- [14] S. Lu "Dynamic modelling and simulation of power plant systems," Proc. of the Institution of Mechanical Engineers: Part A: *Journal of Power and Energy*, vol. 213, no. 1, pp. 7-22, 1999.
- [15] Carcascia C., Cosib L., Ferrarob R., Pacificic B. Effect of a real steam turbine on thermoeconomic analysis of combined cycle power plants. *Energy*, 2017, vol. 138, pp.32-47. doi:10.1016/j.energy.2017.07.048
- [16] Sheng K., Jiang X., Wei L. Research on parameter identification of turbine governing system based on power response characteristics. *Power System Protection and Control*, 2016, no. 44(12), pp. 100-107.
- [17] Neumin V.M. Methods of evaluating power losses for ventilation in stages of steam turbines of TES. *Thermal Engineering*, 2014, vol. 61, no. 10, pp. 765-770.
- [18] Géczy G. "Dynamic simulation of heater condenser and extraction condenser steam turbine," in 4th International Youth Conference Energy (IYCE), pp. 1-5, 2013. doi: 10.1109/IYCE.2013.6604195. oi: 10.1134/S0040601514100085
- [19] Tatarinova N.V., Suvorov D.M. [Ventilation modes of operation and their representation at the power characteristics of turbine stages and compartments]. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 643 (2019), 012130. doi: 10.1088/1757-899X/643/1/012130
- [20] Shempelev A. G., Suvorov, D. M., Gutorov, V. F., Iglin, P. V. Make-up Water Heating Capability, Conditions, and Efficiency in Built in Bundles when Cooling Water Is Concurrently Piped through the Main Condenser Bundles // *Thermal Engineering*. – 2019. – Т. 66. – №. 2. – pp. 108-115.
- [21] G. Géczy Energy (IYCE), 2013 4th International Youth Conference, pp. 1-5 (2013). DOI: 10.1109/IYCE.2013.6604195.
- [22] Hu N.-S., He N.-N., Hu S. Machine Learning and Cybernetics International Conference, pp. 1222-1225 (2003). DOI: 10.1109/ICMLC.2003.1259673.
- [23] Yang, Z., Shi, X. ICIA 2017, pp. 338-343(2017). DOI: 10.1109/ICInfA.2017.8078930.
- [24] Webb R.L. *Heat Transfer Engineering*, vol. 32, no. 10, pp. 905–913 (2011).
- [25] N. V. Tatarinova and D. M. Suvorov, "Development of adequate computational mathematical models of cogeneration steam turbines for solving problems of optimization of operating modes of CHP plants," 2016 2nd International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), Chelyabinsk, 2016, pp. 1-6, doi: 10.1109/ICIEAM.2016.7911578.
- [26] Tatarinova N.V., Suvorov D.M. (2020) Comparative and Optimizing Calculations of Energy Efficiency Indicators for Operation of CHP Plants Using the Normative Characteristics and Mathematical Models. In: Radionov A., Karandaev A. (eds) *Advances in Automation. RusAutoCon 2019. Lecture Notes in Electrical Engineering*, vol 641. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-39225-3\\_70](https://doi.org/10.1007/978-3-030-39225-3_70).

#### Сведения об авторе.



**Шемпелев Александр Георгиевич**, д.т.н., доцент, профессор кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ.  
E-mail: [agshem@mail.ru](mailto:agshem@mail.ru)  
Область научных интересов – теплообменные аппараты, повышение эффективности работы ТЭЦ

## Energy Efficiency of Heat Pumps Heating Systems at Subsoil Waters for South-East Regions of Europe

Denysova A.E., Klymchuk O.A., Ivanova L.V., Zhaivoron O.S.

Odessa National Polytechnic University  
Odessa, Ukraine

**Abstract.** This article is devoted to the methods for increasing the operational efficiency of the single-stage and two-stage schemes of heat pump installations for heating systems, based on the energy saving principles. The major aim of the study is the analysis of methods for increasing the efficiency of alternative low-potential heat pump installations based on the subsoil waters, which correspond to the requirements of the energy saving technologies. To achieve the aim a comparative analysis of efficiency of different schemes of heat pump heating systems was performed for the consumers of the South-East of Europe. The rational schematic and constructive solutions and the system operational modes that ensure the increase in the efficiency of the alternative heating system for various climatic conditions were grounded. The main ways of increasing the efficiency of the low-potential heating systems using the heat pump units based on the subsoil waters were determined. Recommendations for the practical application of the alternative heating system solutions, depending on temperature of the outside air were developed. The significance of the obtained results consists in justification of conditions, which make it possible to use the single- and two-stage HPI schemes on the subsoil waters in the South-Eastern Europe. The most significant results are those recommending the increase in the operational efficiency of the heat pump systems on the subsoil waters for the heat supply for the consumers of the South-Eastern Europe. The analysis results can be used for designing the heating systems based on the heat pumps using the low-potential energy of the subsoil waters.

**Keywords:** energy saving, efficiency, transformation coefficient, heat pump, subsoil waters, intermediate heat exchanger, subcooler, primary energy.

**DOI:** 10.5281/zenodo.4317115

**UDC:** 621.34

### Analiza eficienței energetice a instalațiilor cu pompă de căldură bazate pe apele subterane pentru regiunile sud-estice ale Europei

Denisova A.E., Klimchuk A.A., Ivanova L.V., Zhaivoron O.S.

Universitatea Națională Politehnică din Odesa  
Odessa, Ucraina

**Rezumat.** În articol se discută modalitățile și metodele de îmbunătățire a eficienței schemelor cu un singur stadiu și cu două etape ale instalațiilor de pompare a căldurii în scopuri de încălzire, pe baza principiilor economisirii de energie. Scopul principal al studiului constă în analiza modalități de îmbunătățire a eficienței instalațiilor alternative cu pompă de căldură cu potențial termic redus bazate pe ape subterane care îndeplinesc cerințele tehnologiilor de economisire a energiei. Pentru a atinge obiectivul stabilit al studiului, a fost efectuată o analiză comparativă a eficacității diferitelor scheme din cadrul sistemelor de alimentare cu căldură prin pompare de căldură pentru consumatorii din regiunile sud-estice ale Europei. A fost dezvoltat un algoritm pentru calcularea sistemelor alternative de alimentare cu căldură pentru consumatori, luând în considerare condițiile climatice. Este propusă o metodă de evaluare a eficienței energetice a schemelor alternative de alimentare cu căldură elaborate. Implementarea metodei este prezentată pe un exemplu specific și se confirmă eficiența încălzirii alternative pentru consumatori. Importanța rezultatelor obținute este de a fundamenta condițiile în care este recomandabil să se utilizeze schemele cu un etaj și două etaje a pompelor de căldură cu utilizarea apelor subterane din regiunile sud-estice ale Europei. Cele mai semnificative rezultate sunt recomandări pentru îmbunătățirea eficienței sistemelor cu pompe de căldură pe baza apelor subterane pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor din regiunile sud-estice ale Europei. Rezultatele analizei pot fi utilizate pentru a proiecta rețele de căldură bazate pe pompe de căldură care utilizează energie cu potențial termic redus a apelor subterane.

**Cuvinte-cheie:** economie de energie, eficiență, raport de transformare, pompă de căldură, apă subterană, schimbător de căldură intermediar, subrăcitor, energie primară.

**Энергетическая эффективность теплонасосных установок  
на базе грунтовых вод для Юго-Восточных регионов Европы**  
Денисова А. Е., Климчук А. А., Иванова Л. В., Жайворон О. С.  
Одесский национальный политехнический университет

Одесса, Украина

**Аннотация.** В статье рассмотрены пути и методы повышения эффективности работы одноступенчатых и двухступенчатых схем теплонасосных установок для целей отопления, основанные на принципах энергосбережения. Основной целью исследования является анализ способов повышения эффективности альтернативных низкопотенциальных теплонасосных установок на базе грунтовых вод, которые соответствуют требованиям энергосберегающих технологий. Для достижения поставленной цели исследования был проведен сравнительный анализ эффективности различных схем тепловых насосных систем теплоснабжения для потребителей Юго-Восточных регионов Европы. Разработан алгоритм расчета альтернативных систем теплоснабжения потребителей с учетом климатических условий. Предложена методика оценки энергоэффективности предложенных альтернативных схем теплоснабжения. Реализация метода показана на конкретном примере и подтверждена эффективность альтернативного отопления для потребителей. Проведено численное моделирование тепловых процессов в элементах одноступенчатой и двухступенчатой теплонасосной установки, коэффициентов преобразования теплоты, мощности, потребляемой электроприводом компрессора. Определены удельные затраты первичной энергии и проведено численное моделирование параметров циклов для предложенных схемных решений. Приведен анализ результатов численного моделирования тепловых процессов в элементах теплонасосной установки. Обоснованы рациональные схематические и конструктивные решения и режимы работы системы, обеспечивающие повышение эффективности альтернативной системы отопления для различных климатических условий. Определены основные пути повышения эффективности низкопотенциальных систем отопления за счет использования тепловых насосов на базе грунтовых вод. Разработаны рекомендации по практическому использованию альтернативной системы отопления в зависимости от температуры наружного воздуха. Значимость полученных результатов состоит в обосновании условий, при которых в Юго-Восточных регионах Европы целесообразно использовать одноступенчатые и двухступенчатые схемы ТНУ на грунтовых водах. Наиболее значимыми результатами являются рекомендации по повышению эффективности работы теплонасосных систем на грунтовых водах для теплоснабжения потребителей в Юго-Восточных регионах Европы. Результаты анализа могут быть использованы для проектирования тепловых сетей на базе тепловых насосов, использующих низкопотенциальную энергию грунтовых вод.

**Ключевые слова:** энергосбережение, эффективность, коэффициент трансформации, тепловой насос, грунтовые воды, промежуточный теплообменник, переохладитель, первичная энергия.

## I. INTRODUCTION

Heat supply based on heat pumps (HP) is referring to the problems of the energy saving technologies and is found to be applied more extensively nowadays. One way to improve the energy supply systems is the problem solution of transition to the low-temperature heating systems based on the heat pump installations (HPI). This significantly expands the resources of the heat supply systems, making them less dependable on the use of the traditional primary energy resources (PER), which is of high priority in conditions of the resources exhaustibility and their increasing cost [1, 2]. The use of the energy saving tools is crucial for the innovation technical solutions aimed to improve the quality, reliability and economical efficiency of the systems of the alternative heat generation. For instance, the HPI application allows the use of the low-potential heat of the subsoil waters, which is not of a real value for its direct use in the heat supply systems [3]. In the heat pump

cycle, the electrical energy is consumed for transition of the heat from a low-potential primary energy resource to the consumer at a high-potential level. Moreover, simultaneously, the thermal and power properties of the electrical energy are realized, due to which saving of traditional primary resources is reached [4].

The aim of the study is to improve the efficiency of the heat pump installations (HPI) based on the subsoil waters [5] for heating purposes at temperature of the ambient air of  $t_0 = -18 \dots -8$  °C typical for the consumers of the South-East regions of Europe.

At present, the problem of energy saving can be solved both by the thermal losses reduction and assimilation of the innovation technologies of generating, distribution, regulation and consumption of the heat. One most efficient technology of the energy saving is the utilization of the heat pumps (HP), due to their possibility to use a renewable energy for the alternative heat supply [6—11]. However, the works presented in literature, which describe the peculiarities of the use of

the heating tools for the low-temperature water heating, ventilation and heat water supply, are insufficient [12—16]. The foreign researches [17—20], lack the methods, which would describe the alternative HPI and conditions of their practical application in the heat supplying systems with different heating units for the environmental conditions of the South-Eastern Europe. In [21, 22], the effect on the replacement rate by the scheme-construction solutions and operational modes of the alternative heat-supply system is not considered. Therefore, the issue of conditions of the efficient use of the heat pump technologies needs a systematic approach.

Our work differs from those western papers presented earlier in that this article analyzes the efficiencies of various schemes of single-step and multi-step HPIs using a low-potential heat sources of subsoil waters for the heating systems with different heat supply units, which ensure the maximum replacement of the thermal load. This makes it possible to perform a rational choice of the conditions for the efficient operation of the heating system in winter period at the outside temperature of  $t_0 = -18 \dots 8^\circ\text{C}$  typical for the South-Eastern Europe. This reduces the consumption of the hydrocarbon fuel in the structure of the heat balance of the regions and ensures the substantial energy saving and ecological effects in addition to those economical.

The attention payed by the foreign works [23—25] is insufficient, concerning the justification of the choice of the scheme-construction solutions in the alternative system of the heat supply, taking into account the effect of the basic elements of the system and the modes of its operation on the HPI replacing possibilities on the subsoil waters.

This work is aimed at the analysis of the energy efficiency of the HPI different schematic solutions with the low-potential heat sources in the form of the subsoil waters for the heating systems using different heating units (radiators and a warm floor), which operate at the temperature of the outside air of  $t_0 = -16 \dots 8^\circ\text{C}$ , typical for the South-Eastern Europe.

## II. EXPERIMENTAL

The development of the main heat schemes of the heat pump installations based on the subsoil waters is performed using the common methods of analysis and generalization. The rational HPI schemes for the purposes of the thermal supply for the consumers of the South-Eastern Europe are shown in Figs. 1—3 [26].

The scheme of the installation of the alternative heat supply using the low potential subsoil water energy (Fig. 1) suggests the presence of the intake well 1, equipped with a feed pump 3, which supplies subsoil water into the evaporator HP 4, where the heat is delivered to the cooling agent, and then returns the subsoil water to the intake well 2. In the evaporator, the HP working fluid boils. The vapor formed in the evaporator, is absorbed by compressor 5; the vapor is compressed, and temperature and pressure of the cooling agent are increased. Then, the cooling agent enters the HP condenser 6 that is cooled with water, the latter becomes a high potential source of heat for the heating system 9, equipped by circulator 8. After the vapor heat transmission, the cooling agent is condensed, and in the liquid state it moves to expansion valve 7, where its temperature and pressure drop, then it returns into the evaporator.

Figure 2 shows the HPI scheme with additional intermediate heat exchanger 10, in which supercooling of the liquid cooling agent is combined with a superheating of its vapor, which allows the hot cooling agent after the condenser to heat the cool cooling agent after the evaporator. This increases the efficiency of operation of the present installation due to the temperature increase in the cooling agent at the compressor inlet.

Figure 3 shows the HPI scheme with heat exchanger-supercooler 11, which serves as the additional cooler for the high potential heat source.

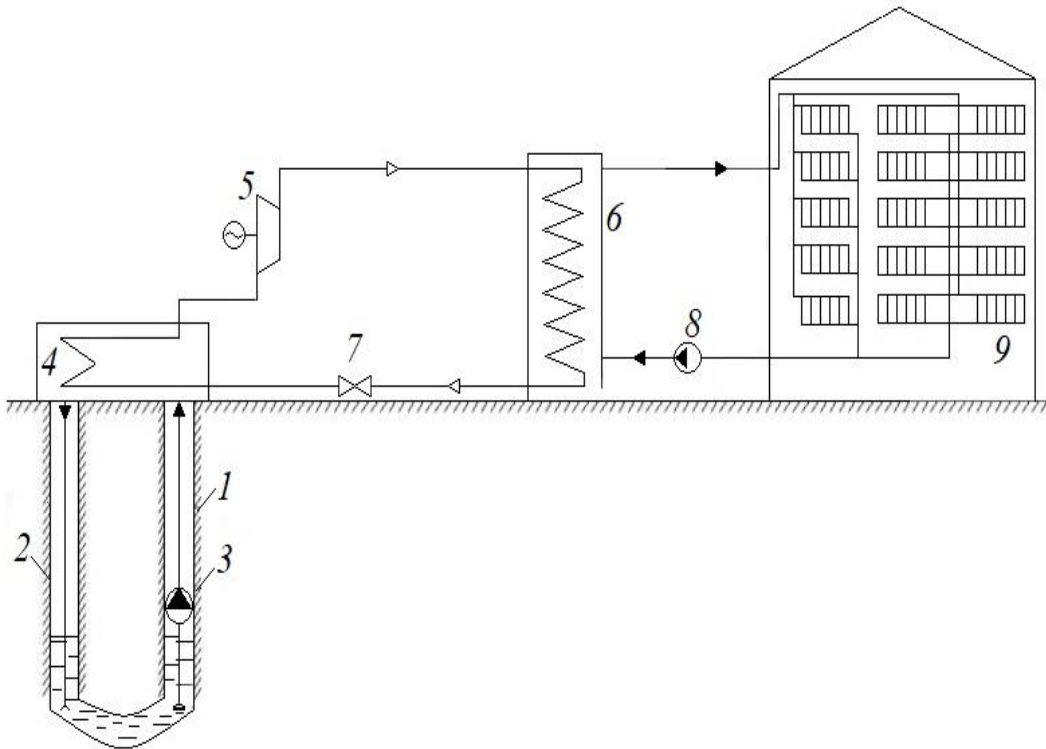
The estimation of the replacing possibilities of the HPI schemes under study (Figs 1—3) takes place at a temperature of the outside air in winter period of  $t_0 = -18^\circ\text{C}$ , which is typical for the environmental conditions of the South-Eastern Europe.

The low potential HPI source of energy is the subsoil water in the temperature range of  $t_{n1} = 4 \dots 12^\circ\text{C}$ .

The estimation of the efficiency of the HPI application using the subsoil waters is performed using the method for the mathematic modeling of the HPI cycle with the use of the fundamental equations of thermodynamics, applying common dependences and expressions.

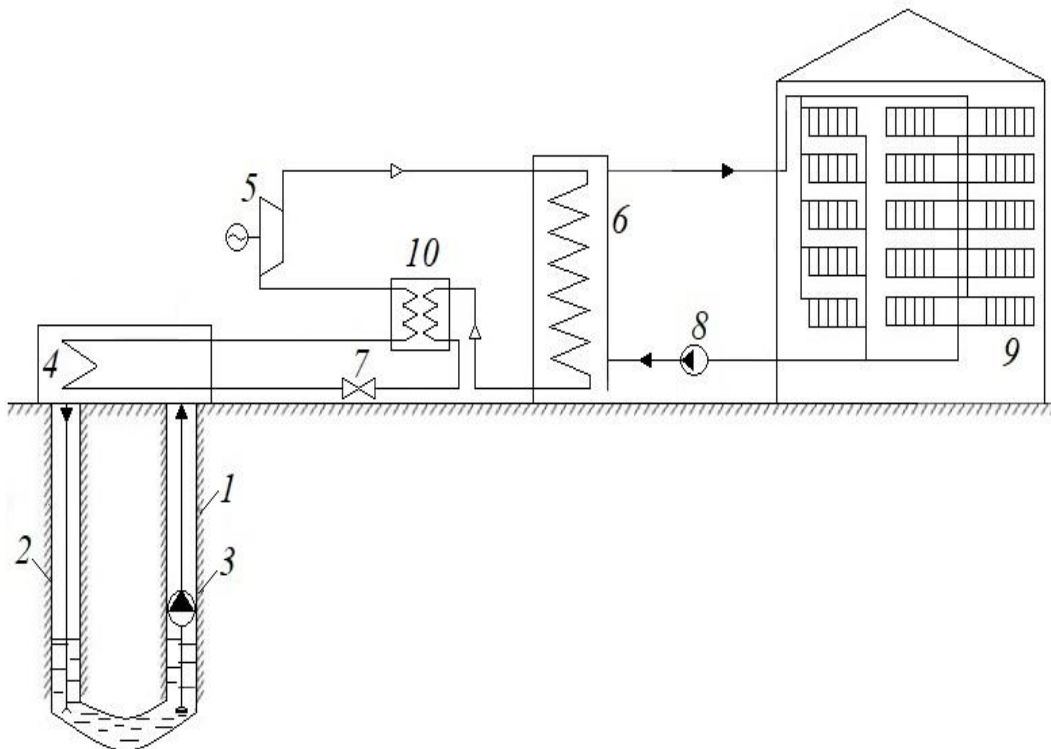
The CoolPack program was used during realization of the mathematic model of the heat pump cycle. For the analysis of the results of the energy efficiency modeling indices of the HPI schemes under consideration, the methods of [27] were used, applying the CoolPack program in  $p, h$ -diagram at the environment temperature of  $t_0 = -6^\circ\text{C}$  (Fig. 4).





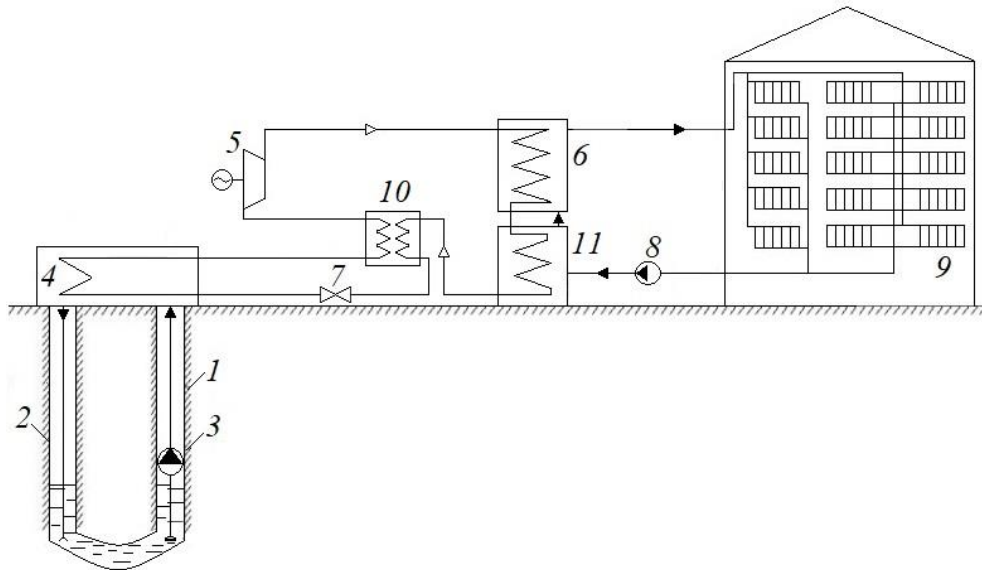
1– intake well; 2– absorption well; 3– feed pump; 4 – evaporator; 5 – compressor; 6 – capacitor; 7 –throttle; 8 – circulation pump; 9 – heating system

**Fig. 1. Scheme of HPP based on groundwater.**



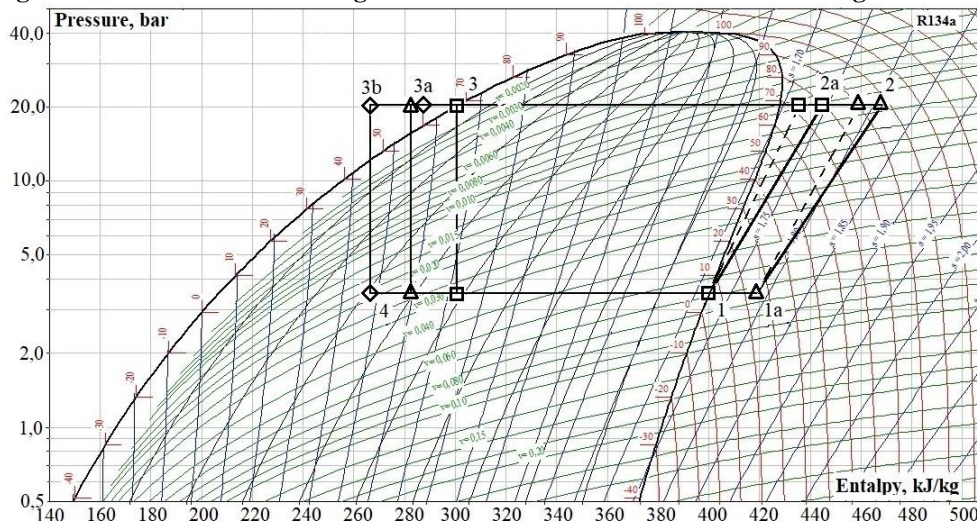
1– intake well; 2– absorption well; 3– feed pump; 4 – evaporator; 5 – compressor; 6 – capacitor; 7 –throttle; 8 – circulation pump; 9 – heating system; 10 – intermediate heat exchanger

**Fig. 2. Scheme of HPI based on groundwater with intermediate heat exchanger.**



1 – intake well; 2 – absorption well; 3 – feed pump; 4 – evaporator; 5 – compressor; 6 – capacitor; 7 – throttle; 8 – circulation pump; 9 – heating system; 10 – intermediate heat exchanger; 11 – heat exchanger-supercooler

**Fig. 3. Scheme of HPI based on groundwater with intermediate heat exchanger and subcooler**



□ – HPI (Fig. 1); Δ – HPI (Fig. 2); ◇ – HPI (Fig. 3);

1a – parameters of the refrigerant at the compressor inlet (Figs. 2, 3); 2a – parameters of the refrigerant at the compressor outlet (Figs. 2, 3); 3a – after the condenser (Fig. 2); 3b – at the inlet to the intermediate heat exchanger (Fig. 3); 4 – parameters of the refrigerant at the inlet to the evaporator

**Рис. 4. Cycles of different schemes of HPI based on ground energy (for R134a freon).**

### III. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Let us use the methods of the heat pump cycle calculation [26] to analyze the energy efficiency of the application of the HPI three schemes under study (Figs. 1—3) for the South-Eastern Europe in winter period ( $t_0 = -18^{\circ}C$ ).

Freon evaporation temperature  $t_0$ , which can be used to determine enthalpy  $h_1$  and pressure  $P_0$  of freon after the evaporator:

$$t_u = t_{n2} - \Delta t_u, \quad (1)$$

where  $t_{n2}$  is the temperature of the low-potential heat source,  $^{\circ}C$ ; and  $\Delta t_u$  is the temperature difference at the outlet from the evaporator, K.

Temperature of freon condensation  $t_k$ , which can be used to determine enthalpy  $h_3$ ; and pressure  $P_k$  of freon after the condenser is as follows:

$$t_k = t_{w2} - \Delta t_k, \quad (2)$$

where  $t_{w2}$  is the temperature of the high-potential heat source at the outlet from the evaporator, °C; and  $\Delta t_k$  – перепад температур на выходе из конденсатора, K.

Adiabatic efficiency coefficient of the compressor is the following:

$$\eta_a = 0,98(273 + t_0) / (273 + t_k), \quad (3)$$

where  $t_0$  is the temperature of the outside air, °C.

Freon enthalpy after the compressor is as follows:

$$h_2 = h_1 + (h_{2a} - h_1) / \eta_a, \quad (4)$$

where  $h_{2a}$  is the freon enthalpy after the process of the adiabatic compression, kJ/kg.

The condenser specific heat load is the following:

$$q_k = h_2 - h_3, \quad \text{kJ/kg.} \quad (5)$$

The HPI specific heat load is:

$$q_{hp} = h_k, \quad \text{kJ/kg.} \quad (6)$$

The work of compression in the compressor is as follows:

$$l_k = h_2 - h_1, \quad \text{kJ/kg.} \quad (7)$$

The specific energy, which is consumed by the electric motor is the following:

$$W = l_k / (\eta_{em} \cdot \eta_e), \quad \text{kJ/kg,} \quad (8)$$

where  $\eta_{em}$  is the electromechanical coefficient of efficiency of the compressor; and  $\eta_e$  – КПД электродвигателя.

Coefficient of heat performance is:

$$\mu = q_{hp} / l_k. \quad (9)$$

Compression coefficient in the compressor is:

$$\varepsilon = P_k / P_u. \quad (10)$$

Mass flow of freon:

$$G_f = Q_{hp} / q_{hp}, \quad \text{kg/s,} \quad (11)$$

where  $Q_{hp}$  is the HPI heat load, kW.

Electrical energy consumption for the compressor drive:

$$N = W \cdot G_f, \quad \text{kW.} \quad (12)$$

Specific consumption of the primary energy:

$$PER = 1 / (\eta_{em} \cdot \eta_e \cdot \eta_{eu} \cdot \eta_{per} \cdot \mu), \quad (13)$$

where  $\eta_{eu}$  is the installation coefficient of efficiency; and  $\eta_{per}$  is the coefficient of efficiency of the electrical energy supply system.

For the HPI schemes (Figs. 2—4), the cooling agent temperature at the inlet into compressor  $t_{1a}$ :

$$t_{1a} = t_u - \Delta t_{pt}, \quad (14)$$

where  $\Delta t_{pt}$  is the temperature of the vapor superheat in the intercooler.

Cooling agent enthalpy after the compressor:

$$h_2 = h_{1a} + (h_{2a} - h_{1a}) / \eta_a. \quad (15)$$

The cooling agent enthalpy at the inlet into the intercooler (Figs. 3, 4):

$$h_{3b} = h_3 - (h_{1a} - h_1). \quad (16)$$

The work of compression in the compressor:

$$l_k = h_2 - h_{1a}, \quad \text{kJ/kg.} \quad (17)$$

For the HPI scheme (Fig. 3), the cooling agent temperature after the condenser:

$$t_{3a} = \left( \frac{c'_{p3} \cdot t_k + c_w (\Delta t_{pt} + t_{w1})}{c'_{p3} + c_w} \right), \quad (18)$$

where  $c'_{p3}$  is the freon heat capacity after the condenser, kJ/(kg·K);  $c_w$  is the heat capacity of water, kJ/(kg·K);  $t_{w1}$  is the temperature of the high-potential source of heat at the inlet into the evaporator.

The specific heat load of the super cooler

$$q_{po} = h_3 - h_{3a}, \quad \text{kJ/kg.} \quad (19)$$

The HPI specific heat load:

$$q_{hp} = q_k - q_{po}, \quad \text{kJ/kg.} \quad (20)$$

To calculate the energy efficiency of the HPI schemes (Figs. 1—3) the following basic data were used:

$t_{n1} = 20^\circ C$  is the temperature of the low-potential source of heat at the inlet of the HPI evaporator;

$t_{n2} = 10^\circ C$  is the temperature of the low potential source of heat at the outlet of the HPI evaporator;

$\Delta t_k = \Delta t_u = \Delta t_{po} = 5K$  is the difference in temperatures at the outlet from the heat exchanges;

$\Delta t_k = 20 K$  is the temperature of the vapor superheat in the intercooler;

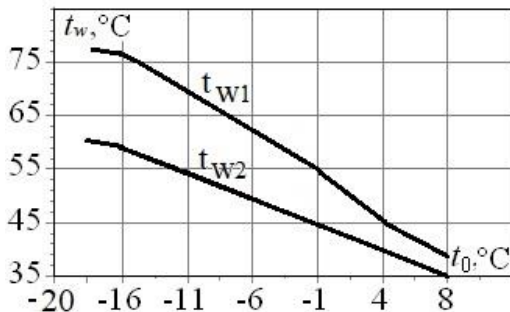
$\eta_e = 0,85$  is the electric motor coefficient of efficiency;

$\eta_{em} = 0,95$  is the compressor electromechanical coefficient of efficiency;

$\eta_{TTP} = 0,4$  is the thermal power plant coefficient of efficiency;

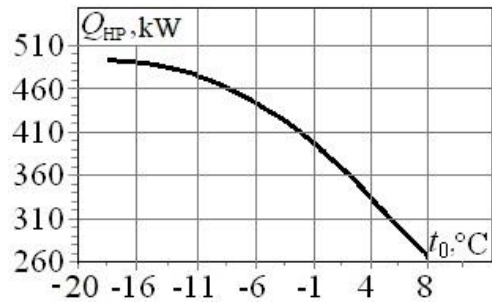
$\eta_{PER} = 0,95$  is the energy supply systems coefficient of efficiency.

Figures 5, 6 show the graphs of temperature change of the high potential source of heat at the inlet  $t_{w1}$  and outlet  $t_{w2}$  of the heating system and the graphs of change in the HPI heat load, correspondingly. For a 50-floor building with 60 apartments, with the outside air temperature change in the range of  $t_0 = -18...8^\circ C$ , using sectional heating appliances (radiators), the heat load of the heat supply is  $Q_{hp} = 502 \text{ kW}$ .



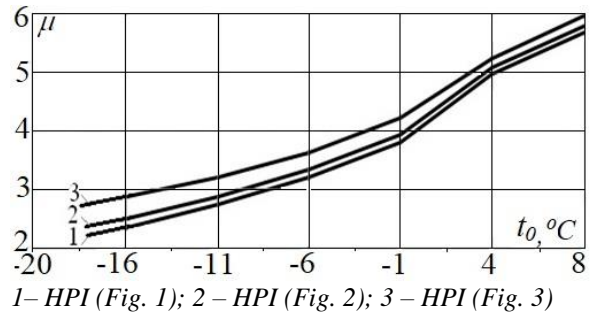
$t_{w1}$  – inlet temperature;  $t_{w2}$  – outlet temperature;  
 $t_0$  – outdoor temperature

**Fig. 5. Changing of the temperature of the high-potential heat source in inlet and outlet of the heating system.**



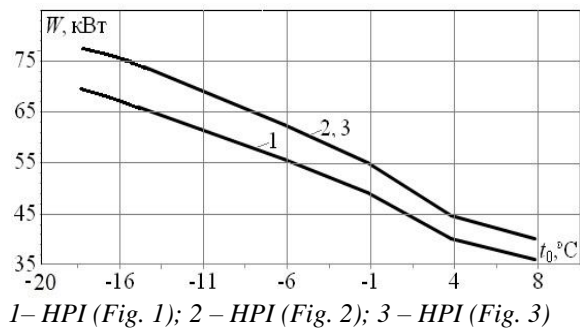
$t_{HP}$  – heat load of HPI;  $t_0$  – outdoor temperature

**Fig. 6. Changing of heat load of the system.**



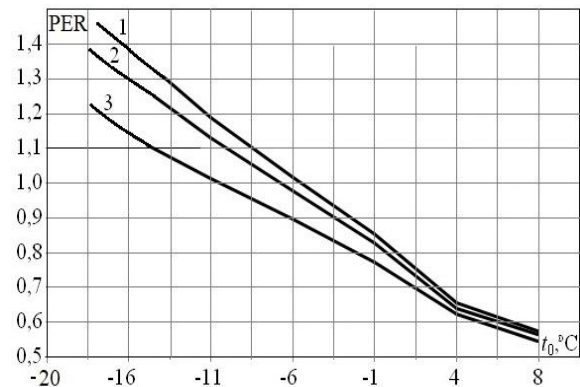
1 – HPI (Fig. 1); 2 – HPI (Fig. 2); 3 – HPI (Fig. 3)

**Fig. 7. Changing of coefficient of performance of heat.**



1 – HPI (Fig. 1); 2 – HPI (Fig. 2); 3 – HPI (Fig. 3)

**Fig. 8. Changing of specific energy for drive of compressor of HPI.**



1 – HPI (Fig. 1); 2 – HPI (Fig. 2); 3 – HPI (Fig. 3)

**Fig. 9. Changing of specific consumption of the primary energy.**

In order to determine the advisability of a two-stage HPI on the subsoil waters for the consumers of the South-Eastern Europe we shall analyze the conditions of its application for the efficiency increase in the system of the alternative heat supply.

In a two-stage heat pump installation (Fig.10), the water from the heating system 9 is supplied by pump 8 for heating into the HP condensers (6, 7) mounted in series along the system water. In the HP condensers there are two separate zones for cooling the superheated vapor and condensation. The counterflow scheme of motion of the working carrier of the cycle and the heating water, increases the water temperature at the condenser outlet and decreases the energy losses. In condenser 7 of the first stage, the water is heated from temperature  $t_{w1}$  to certain intermediate temperature  $t_{pr}$ . After that, the water moves to condenser 6 of the second stage, where it is heated to temperature  $t_{w2}$ . The low potential heat of the subsoil waters is transferred to the evaporator 3 to the boiling HP working medium, whose vapors at a pressure of  $P_0$  move into compressor 1 of the low stage, where they are compressed up to  $P_{pr}$ , after which, the waters are divided into two flows. The first flow shifts into condenser 7, where it is condensed in the process of the heat delivery to the heated water. The second flow travels to compressor 2 of the upper stage, where it is compressed up to  $P_k$  pressure and then it moves into condenser 6, where the water is heated up to temperature from  $t_{pr}$  to  $t_{w2}$ . After that, the condensate of the working media via throttle valve 5 moves to condenser 7, and a total condensate flow shifts to evaporator 3 from condenser 7 via throttle valve 4.

Let us use methods of [26] to evaluate the possibilities of covering the heat load of heating by the two-stage HPI based on the subsoil waters, whose temperature is  $t_{n2} = 4...12^\circ C$ , with temperature of the outside air  $t_0 = -18^\circ C$  typical to the South-Eastern Europe winter season.

The intermediate pressure of compression is as follows:

$$P_{pr} = (P_u \cdot P_k)^{0.5}. \quad (21)$$

During the calculation of the two-stage HPI (Fig. 6), the freon consumption in the circuits of low  $G_{f,low}$  and high  $G_{f,high}$  pressure is determined from the energy balance:

$$G_{f,low} (h_4 - h_9) = G_{f,high} (h_4 - h_8), \quad (22)$$

where  $h_4, h_8, h_9$  is the enthalpy at the working points (4, 8, 9) of the HP cycle, kJ/kg.

The ratio of the working media consumption in the circuit of low pressure  $G_{f,low}$  to the consumption in the circuit of high pressure  $G_{f,high}$  is:

$$\frac{G_{f,low}}{G_{f,high}} = (h_4 - h_8) / (h_4 - h_9) = 1 / (1 + \delta), \quad (23)$$

where  $\delta$  is the share of freon vapors from the condenser of the first stage with regard to the vapors of the first stage of the compressor.

The enthalpy of freon vapors that shift to the second stage of the high pressure compressor is as follows:

$$h_3 = (h_2 + \delta \cdot h_4) / (1 + \delta), \text{ kJ/kg}, \quad (24)$$

where  $h_2$  is the enthalpy of Freon after the first stage of the compressor, kJ/kg.

The freon consumption in the high circuit pressure is:

$$G_{f,high} = Q_{hp} / (h_5 + h_7), \text{ kg/s} \quad (25)$$

where  $h_5$  is the enthalpy of freon after the second stage of the compressor, kJ/kg. Freon consumption in the low pressure circuit is:

$$G_{f,low} = G_{f,high} / (1 + \delta), \text{ kg/s} \quad (26)$$

The consumption of the mechanic energy for the drive of the compressor of two stages, kW:

$$N_m = G_{f,high} (h_5 - h_3) + G_{f,low} (h_2 - h_1). \quad (27)$$

The electric energy consumption for the compressor drive is:

$$N = N_m / \eta_{em}, \text{ kW} \quad (28)$$

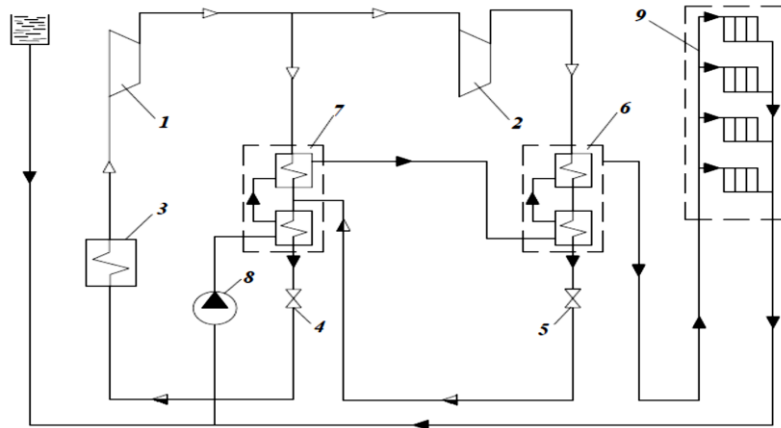
The coefficient of heat performance:

$$\mu = Q_{hp} / N. \quad (29)$$

The research of the energy efficiency for the use of the HPI two-stage schemes is performed for the cycles with the application of ecologically safe R134a, R152a, R290 freon.

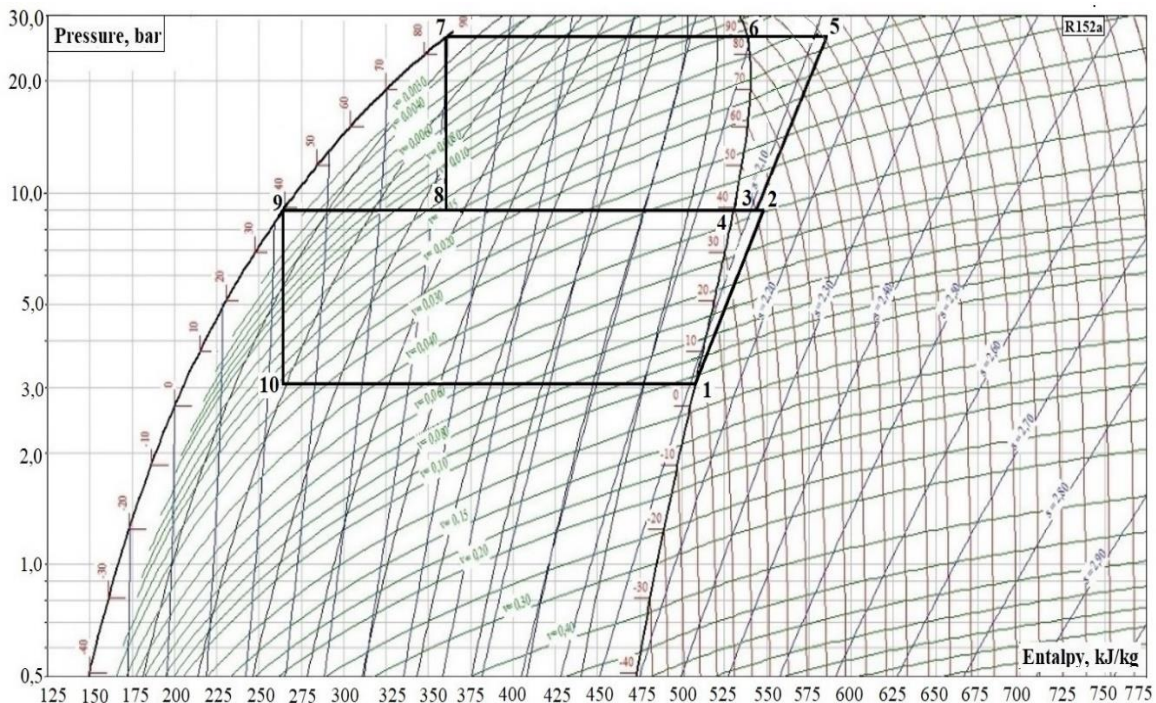
The calculation cycle of the HPI two-stage scheme is built in  $p, h$ -diagram for the working medium R152a and environmental temperature of  $t_0 = -6\text{ }^\circ\text{C}$  using the CoolPack program [26]. For the analysis of the energy efficiency of the application for the consumers of the South-Eastern Europe of the schemes under consideration of the single-stage HPI (Figs. 1—3) and the two-stage HPI (Fig. 10), at other conditions being equal, the following results were obtained (Table 1, Figs. 5, 6).

The calculation results listed in Table 1 show that using the two-stage HPI reduces the consumption of the electric energy for the compressors' drive and the coefficient of heat performance increases. Therefore, the use of the two-stage HPI allows increasing the amount of the generated heat at a similar consumption of the electric energy compared to the single-stage HPI.



1, 2 – compressor of the first and second stages, respectively; 3 – evaporator; 4, 5 – throttle valve; 6, 7 – capacitor of the second and first stages, respectively; 8 – pump; 9 – heating system

**Fig. 10. Scheme of two-stage HPI.**



1 – parameters of the refrigerant at the inlet to the compressor of the first stage; 2 – parameters of the refrigerant at the outlet of compressor of the second stage; 3 – parameters of the refrigerant at the inlet to evaporator; 4, 5 – parameters of the refrigerant after throttle valves, respectively; 6, 7 – parameters of the refrigerant after condensers of the second and first stages, respectively; 10 – parameters of the refrigerant at the inlet to the evaporator

**Fig. 11. Cycle of two-stage HPI based on ground energy (freon R152a).**

**Table 1.**

$t_{n1}, ^\circ C$	HPI indices of energy efficiency			
	Electric energy consumption for the compressor drive, $N, kW$		Coefficient of heat performance $\mu$	
	Single-stage	Two-stage	Single-stage	Two-stage
10	221,2	174,7	2,4	2,8
14	208,7	168,9	2,5	2,9
18	195,7	155,4	2,7	3,3
22	183,2	149,4	2,9	3,4
26	170,7	137,1	3,1	3,7

**IV. RESULTS AND DISCUSSION**

The analysis of the energy efficiency of the application of the HPI schemes under study for the South-Eastern Europe during the winter period of the year, shows that the heat pump heating system (Fig. 1) is advisable to be used, when the subsoil water temperature is  $t_{n1} = 20^\circ C$  at the inlet to the evaporator in the south regions of Europe, where temperature of the outside air is up to  $t_0 = -5,5^\circ C$ . The heat supply systems with the intermediate heat exchanger (Fig. 2) is recommended to be also used in the south regions of Europe at the outside air temperatures lower than  $t_0 = -6,5^\circ C$ . The heat supply systems with an additional supercooler is suggested to be applied in the South-Eastern Europe at the outside air temperatures no lower than  $t_0 = -10^\circ C$ .

The analysis of the calculation results of the energy efficiency of the alternative systems of heat supply show that the less the temperature difference between the low potential heat source and that of high potential, the more efficient the HPI.

From the viewpoint of energy, the heat supply using HPI is more profitable compared to burning the nature fuel used for the electricity production provided that the specific consumption of the primary energy is  $PER < 1$ .

The analysis of the dependences shows that the higher the environmental temperature, the less the requirements for temperature the heat carrier supplied to the heating system. This results in an increase in temperature difference of the low potential source of heat of the subsoil waters and high potential source heat of the heating system.

With an increase in the outside air temperature, the specific energy  $W$  consumed by the electric motor is decreased intensively, which attests to a decrease in the work of compression  $l_k$  of the compressor, while the coefficient of heat

performance  $\mu$  grows, which allows us to infer a more efficient operation of the system.

**V. CONCLUSIONS**

The study performed allowed us to establish the validity of the use of the HPI single-stage schemes for the South-Eastern regions of Europe at the temperatures of the environmental air up to  $t_0 = -10^\circ C$ . At other conditions being equal, the most perspective is the system of the HPI heat supply with an intermediate heat exchanger and additional super cooler, which is supported by such main indices of the energy efficiency as the specific energy that is consumed by the electric motor, coefficient of heat performance and specific consumption of primary energy.

In the Eastern regions of Europe with a more severe climate at the outside air temperatures lower than  $t_0 = -10^\circ C$ , it is advisable to use as a low potential source of heat the subsoil waters in the temperature range of higher than  $20^\circ C$ .

If in the heat pump systems, the temperature range between the low potential source of heat and the heat carrier of the heat supply system is fairly high, the heating load cannot be ensured entirely. In this case, it is reasonable to apply the two-stage HPI based on the subsoil waters, in which due to a lesser consumption of the electric energy for the compressor drive, it is possible to increase the coefficient of heat performance. The application of the two-stage HPI allows a greater heat amount to be generated for the heat supply system at the same level of the electric energy consumption.

It is particularly urgent at a maximum heating load in a winter period, when the environmental temperature is the lowest. The two-stage HPI make it possible to decrease the annual average consumption of the energy, which is the advantage compared to the single-stage HPI.

**References**

- [1] Ptukhin I.N., Maksimov V.I. Eksperimentalnoe issledovanie vliyania temperatury nozkopotencialinogo istochnika energii na intensivnost teploobmena v kamere isparitelya teplonasosnoy ustanovki [Experimental investigation of influence the temperature of low potential energy on intensity of heat exchange in evaporator of heat pump system]. Modern problems of science and education, 2014, no.6, pp. 1-8 (In Russian). Available at: <http://science-education.ru/pdf/2014/6/1210.pdf>.
- [2] Elistratov S.L. Kompleksnoe isledovanie effektivnosti teplovykh nasosov. Diss. dokt. tekhn. nauk [Complex investigation of effectivity of the heat pumps. Dr. tech. sci. diss.]. Novosibirsk, 2010. 383 p.
- [3] Slesarenko V.V., Kniazev V.V., Vagner V.V., Slesarenko I.V. Perspektivy primeneniya TN pri utilizacii teploty gorodskih stokov [Prospects of use of heat pumps for municipal waste heat of waters. Energoberegenie i vodopodgotovka, 2012, no.3, pp. 28-33. (In Russian).
- [4] Matsevityi Y. Vnedrenie teplonasosnykh tekhnologiy [Implementation of heat pump technologies]. *Ekotekhnologii I resursoberegenie*, 2008, no.3, pp.4-10. (In Russian)
- [5] Xia L, Ma Z.J., McLauchlan C., Wang S. Experimental investigation and control optimization of a ground source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 127, pp. 70-80.
- [6] E. Zanchini, S. Lazzari and A. Priarone. Effects of flow direction and thermal short-circuiting on the performance of coaxial ground heat exchangers. *Renewable Energies and Power Quality*, 2009, vol. 1, no.7, pp. 668-675. doi:10.24084/repqj07.469
- [7] Malyshev A. A., Kireev V. S. Eksperimentalnyy analiz teplovygo nasosa dlia usloviy Severo-Zapada Rossii [Exergy analysis of a heat pump for the North-West of Russia]. *Scientific journal ITMO. Series: Refrigeration and air conditioning*, 2017, no 4 (27). pp. 22–30 (In Russian).
- [8] Yang W, Sun L, Chen Y. Experimental investigations of the performance of a solar-ground source heat pump system operated in heating modes. *Energy and Buildings*, 2015, vol.89,pp.97-111. doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.08.006.
- [9] Sarbu I, Sebarchievici C. General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings. *Energy and Buildings*, 2014, vol. 70, pp.441–454. doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.11.068
- [10] Hao Fang, Jianjun Xia, Kan Zhu, Yingbo Su, Yi Jiang. Industrial waste heat utilization for low temperature district heating. *Energy Policy*, 2013, vol.62, pp. 236-246. doi:10.1016/j.enpol.2013.06.104.
- [11] Stuart J.S., Bale V.R., Marc A.R. Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options. *Applied Energy*, 2013, vol. 101, pp.341–348. doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.01.048.
- [12] Bayer P., Saner D., Belay S., Rybach L., Blum P. Greenhouse gas emission savings of ground source heat pump systems in Europe: A review. *Renewable Sustainable Energy Reviews*, 2012, vol.16, pp.1256-1267. doi.org/10.1016/j.rser.2011.09.027
- [13] Ruiz-Calvo F., Cervera-Vázquez J., Montagud C., Corberán J.M. Reference data sets for validating and analyzing GSHP system based on an eleven-year operation period. *Geothermics*, 2016, vol. 64, pp. 538–550.
- [14] Qian H., Wang Y. Modeling the interactions between the performance of ground source heat pumps and soil temperature variations. *Energy for Sustainable Development*, 2014, vol. 23, pp.115-121. doi.org/10.1016/j.esd.2014.08.004.
- [15] Alberto Liuzzo-Scorpo, Bo Nordell, Signhild Gehlin. Influence of regional groundwater flow on ground temperature around heat extraction boreholes, 2015, vol. 56, pp. 119-127. doi.org/10.1016/j.geothermics.2015.04.002.
- [16] Hu P.F., Hu Q.S., Lin Y.L., Yang W., Xing L. Energy and exergy analysis of a ground source heat pump system for a public building in Wuhan, China under different control strategies. *Energy and Buildings*, 2017, vol.152, pp.301-312. doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.07.058
- [17] Rad F.M., Fung A.S., Leong W.H. Feasibility of combined solar thermal and ground source heat pump systems in cold climate, Canada. *Energy and Buildings*, 2013, vol.61, pp. 224-232. doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.02.036.
- [18] Nguyen H.V., Law Y.L.E., Alavy M., Walsh P.R., Leong W.H., Dworkin S.B. An analysis of the factors affecting hybrid ground-source heat pump installation potential in North America. *Applied Energy*, 2014, vol.125, pp. 28-38. doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.03.044.
- [19] Zhijian Liu, Wei Xu, Cheng Qian, Xi Chen, Guangya Jin. Investigation on the feasibility and performance of ground source heat pump (GSHP) in three cities in cold climate zone, China, 2015, vol. 84, pp. 89-96. doi.org/10.1016/j.renene.2015.06.019.
- [20] Wenxin Li, Xiangdong Li, Yong Wan, Jiyuan Tu. An integrated predictive model of the long-term performance of ground source heat pump (GSHP) systems. *Energy and Buildings*, 2018, vol.159, pp.309–318. doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.11.012
- [21] Massimo Cimmino. Fluid and borehole wall temperature profiles in vertical geothermal



- boreholes with multiple U-tubes, *Renewable Energy*, 2016, vol. 96, part A, pp. 137-147. doi.org/10.1016/j.renene.2016.04.067
- [22] Nikola Kuzmic, Ying Lam E., Law Seth B., Dworkin. Numerical heat transfer comparison study of hybrid and non-hybrid ground source heat pump systems. *Applied Energy*, 2016, vol.165, pp.919-929. doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.122
- [23] Kojo Atta Aikins, Jong Min Choi. J. Jilin Jianzhu Univ. Current status of the performance of GSHP (ground source heat pump) units in the Republic of Korea. *Energy*, 2012, vol. 47, pp. 77-82. doi.org/10.1016/j.energy.2012.05.048
- [24] Liu, X.R. Analysis of heat balance and regional characteristics of ground-coupled heat pump systems. *Heating, Ventilation and Air Condition*, 2008, vol.38, 57–59. doi.org/10.3969/j.issn.1002-8501.2008.09.014.
- [25] Rasmukhametova A.S. V.I. *Issledovanie putei povyshenia effektivnosti ispolzovanija teplovykh nasosov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Investigation of ways of rising efficiency of use of heat pumps. PHD. Technibal. sci. diss.]. Almaaty, 2019. 122 p.
- [26] Application package CoolPack 1.46: URL: [http://www.xiron.ru/component/option.com\\_remository/Itemid.38/func.fileinfo/id.104/](http://www.xiron.ru/component/option.com_remository/Itemid.38/func.fileinfo/id.104/) URL: <h26ttp://en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energy-technology/coolpack.aspx#>

**Сведения об авторах.**



**Денисова Алла Евсеевна**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий. Область научных интересов: инновационные энергоустановки, интегрированные системы теплоснабжения. Email: [alladenysova@gmail.com](mailto:alladenysova@gmail.com) ORCID ID 0000-0002-3906-3960



**Иванова Лидия Владимировна**, кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий. Область научных интересов: энергосберегающие технологии и энергоменеджмент Email: [lvivanova@opu.ua](mailto:lvivanova@opu.ua) ORCID ID 0000-0002-0752-6983



**Климчук Александр Андреевич** Доктор технических наук, профессор кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий. Область научных интересов: интегрированные системы теплоснабжения. Email: [aaklumchuk@gmail.com](mailto:aaklumchuk@gmail.com) ORCID ID 0000-0002-5207-7259



**Жайворон Оксана Сергеевна**. Аспирант кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий. Область научных интересов: энергосберегающие технологии и энергоменеджмент. Email: [jaivoron.oksana@gmail.com](mailto:jaivoron.oksana@gmail.com) ORCID ID 0000-0001-6750-2388

## Thermal Four-Pole for Inclusion of Heat Pumps into the Heat Supply System with the CHP

<sup>1</sup>Sit M.L., <sup>1</sup>Juravleov A.A., <sup>2</sup>Patsiuk V.I., <sup>1</sup>Timchenko D.V.,  
<sup>3</sup>Chernishov P.S., <sup>4</sup>Lomovtsev P.B.

<sup>1</sup>Institute of Power Engineering of Moldova, Kishinau, Republic of Moldova

<sup>2</sup>Moldovan State University, Kishinau, Republic of Moldova

<sup>3</sup>Baltic State Technical University VOENMEH, Saint Petersburg, Russian Federation

<sup>4</sup>Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, Ukraine

**Abstract.** The work deals with district heating systems based on cogeneration plants and the use of carbon dioxide heat pumps in them. Heat pumps are used in heating systems of buildings and use the heat of outdoor air as a source of low potential heat and, at the same time, the heat of return network water. The aim of the study is to develop the structure of a heat four-pole (HFP) for fitting of heat pumps with district heating system, determine the parameters of a heat exchanger with a variable surface area of the heat exchange installed in the return water line, and analyze one of the schemes of the HFP. The goal to be sought is achieved by solving the following tasks: development of requirements and justification of the HFP scheme, justification of its parameters. The most significant results are developed models of statics and dynamics of heat exchanger in HPF, means of the integration of carbon dioxide heat pumps into heat networks with high temperature schedules. The significance of the results obtained consists in deriving dependencies between the temperature schedule of heating system and HFP parameters, which can be used in the practice of designing a district heating systems with heat pumps. As a result of calculations, equations were obtained for the describing of the relationship between the area of the heat exchanger installed in the return water line, temperature drops at the ends of the heat exchanger, heat power of the heat exchanger.

**Keywords:** heat exchanger, variable heat transfer surface, control system, mathematic model, heat pump.

DOI: 10.5281/zenodo.4317194

UDC: 697.34; 621.577.42

### Cuadripol termic pentru includerea pompelor de căldură în sistemul de alimentare cu căldură de la CET

<sup>1</sup>Șit M.L., <sup>1</sup>Juravliov A.A., <sup>1</sup>Timcenko D.V., <sup>3</sup>Cernișov P.S., <sup>4</sup>Lomovțev P.B.

<sup>1</sup>Institutul de Energetică, Chișinău, Republica Moldova

Universitatea de Stat din Moldova, Chișinău, Republica Moldova

<sup>3</sup>Universitatea Baltică Tehnică de Stat „VOENMEH”, Sankt Petersburg, Federația Rusă

<sup>4</sup>Academia Națională de Tehnologii Alimentare din Odesa, Odesa, Ucraina

**Rezumat.** În lucrarea se studiază sistemele de încălzire urbană bazate pe CET și utilizării pompelor de căldură pe dioxid de carbon. Pompele de căldură sunt utilizate în sistemele de alimentare cu căldură ale clădirilor și folosesc căldura aerului exterior ca sursă de căldură de potențial termic scăzut (PTS) și, în același timp, căldura apei din rețeaua de retur (RR). Scopul studiului este de a dezvolta structura unei cuadripol termic cu patru porturi (CTPP), de a determina parametrii unui schimbător de căldură cu o suprafață variabilă de schimb de căldură instalat în linia RR. Acest obiectiv este atins prin rezolvarea următoarelor sarcini: dezvoltarea cerințelor și justificarea schemei CTPP, justificarea parametrilor CTPP. Cele mai semnificative rezultate sunt modele de statică și dinamică HE, care fac posibilă construirea pompelor de căldură cu dioxid de carbon în rețelele de încălzire cu un grafic de reglare de regimului termic cu temperatură ridicată. Semnificația rezultatelor obținute constă în obținerea dependențelor dintre graficul de temperatură al RR și parametrii CTPP, care pot fi utilizați în practică. În rezultatele calculelor, s-au obținut ecuații pentru relația dintre aria schimbătorului de căldură instalat în conducta de retur, scăderea temperaturii la capetele schimbătorului de căldură în funcție de graficul de temperatură, puterea de căldură transferată de schimbătorul de căldură (TO) către evaporatorul pompei de căldură cu dioxid de carbon sub modurile de funcționare specificate ale evaporatorului, în funcție de graficul temperaturii.

**Cuvinte-cheie:** pompă de căldură, schimbător de căldură, suprafață variabilă a schimbului de căldură, sistem de control, model matematic.

### Тепловой четырехполюсник для включения тепловых насосов в состав системы теплоснабжения на базе ТЭЦ

<sup>1</sup>Шит М.Л., <sup>1</sup>Журавлев А.А., <sup>2</sup>Пацюк В.И., <sup>1</sup>Тимченко Д.В., <sup>3</sup>Чернышов П.С., <sup>4</sup>Ломовцев П.Б.

<sup>1</sup>Институт энергетики Молдовы, Кишинев, Республика Молдова

<sup>2</sup>Кишиневский Государственный Университет, Кишинев, Республика Молдова

<sup>3</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ», Санкт-Петербург, Российская Федерация

<sup>4</sup>Одесская Национальная Академия пищевых технологий, Одесса, Украина

**Аннотация.** Работа посвящена системам централизованного теплоснабжения на базе ТЭЦ и использованием в них тепловых насосов на диоксиде углерода. Тепловые насосы использованы в системах теплоснабжения зданий и используют в качестве источника низкопотенциальной теплоты (НПТ) теплоту наружного воздуха, и, одновременно, теплоту обратной сетевой воды (ОСВ). Целью исследования является разработка структуры теплового четырехполюсника (ТЧП), определение параметров теплообменника с переменной площадью поверхности теплообмена, установленного в линии ОСВ. Поставленная цель достигается посредством решения следующих задач: разработка требований и обоснование схемы ТЧП, обоснование параметров ТЧП. Наиболее существенными результатами являются гидравлическая схема ТЧП, модели статики и динамики ТО с ППТО, которые позволяют встраивать тепловые насосы на диоксиде углерода в тепловые сети с высоким температурным графиком. Значимость полученных результатов состоит в получении зависимостей между температурным графиком СО и параметрами ТЧП, которые могут быть использованы в практике проектирования СЦТ с ТНУ. В результате расчетов получены уравнения взаимосвязи между площадью теплообменника, установленного в линии обратной сетевой воды сети теплоснабжения, перепадами температур на концах теплообменника в зависимости от температурного графика, тепловой мощностью, передаваемой теплообменником (ТО) испарителю теплового насоса на диоксиде углерода при заданных режимах работы испарителя в зависимости от температурного графика. В результате решения уравнений динамики прямоточного и противоточного теплообменников при скачкообразном изменении площади поверхности теплообмена у кожухотрубного теплообменника получен вид передаточных функций ТО по каналам температуры нагреваемой воды на выходе и входе – изменение площади теплообмена. Установлено, что теплообменник, как объект управления температурой на выходе в зависимости от изменения площади поверхности теплообмена описывается нелинейной моделью типа Винера.

**Ключевые слова:** теплообменник, переменная площадь поверхности теплообмена, математическая модель, тепловой насос.

### ВВЕДЕНИЕ

В работе рассматривается узел связи испарителя бивалентного теплового насоса (использующего низкопотенциальную теплоту от двух разных типов источников теплоты), на диоксиде углерода (СО<sub>2</sub>) с трубопроводом обратной сетевой системы теплоснабжения. Известно, что температура обратной сетевой воды (ОСВ) зависит от многих факторов, таких как температура и расход сетевой воды, режим регулирования отопительной нагрузки, свойства теплового ограждения дома, метеоусловия. Если непосредственно включить испаритель теплового насоса (ТН) для связи трубопровода ОСВ и теплового насоса, то обеспечить режим работы испарителя ТН на СО<sub>2</sub> не удастся. Это происходит из-за того, что существуют определенные требования к значениям величин температуры и расхода воды через испаритель теплового насоса (при различной температуре ОСВ). Эти требования заключаются в том, что

температура теплоносителя на входе в испаритель должна быть выше, чем температура кипения хладагента в испарителе не более чем на 10<sup>0</sup>С. При этом для каждого хладагента существует температура испарителя при которой COP теплового насоса при заданной температуре конденсатора теплового насоса максимален (разумеется для соответствующей конструкции ТН). Для теплового насоса на диоксиде углерода – это диапазон температур от 5<sup>0</sup>С до 20<sup>0</sup>С.

Из-за сложности и повышения стоимости изделия и нерациональности использования одного теплообменника в линии ОСВ, предложено использовать узел, который мы называем тепловым четырехполюсником (ТЧП), согласующим температурный перепад и перепад мощности тепловой испарителя теплового насоса, отбирающего часть низкопотенциальной теплоты из трубопровода обратной сетевой воды. Другими словами, проблема состоит в том, что испаритель теплового насоса на диоксиде

углерода работает при низких положительных температурах (до 40°C) низкопотенциального источника теплоты (НПТ), в то время как температура обратной сетевой воды при температурном графике тепловой сети 110/70 находится в диапазоне 70...40°C. При этом тепловая мощность, передаваемая ОСВ оказывается переменной, определяемой метеоусловиями. Для диапазона наружных температур -16 °С...5 °С отношение необходимых для отбора тепловых мощностей составляет около 3 для условий г. Кишинева. Для оценки новизны работы, отметим, что даже в обзорных публикациях [1...6] не упомянуты технические решения по связи ТН теплового насоса (ТН) на диоксиде углерода с трубопроводом ОСВ. Целью исследования является разработка структуры ТЧП, определение параметров теплообменника с переменной площадью поверхности теплообмена, установленного в линии ОСВ, анализ одной из схем системы управления ТЧП. Поставленная цель достигается посредством решения задач разработки требований и обоснования схемы ТЧП, обоснования параметров ТЧП. Наиболее существенными результатами являются модели статики и динамики ТО с ППТО, алгоритмы управления ТЧП, которые позволяют встраивать тепловые насосы на диоксиде углерода в тепловые сети с высоким температурным графиком. Значимость полученных результатов состоит в получении зависимостей между температурным графиком СО и параметрами ТЧП, которые могут быть использованы в практике проектирования СЦТ с ТНУ.

Как показал анализ литературы полученные результаты являются новшеством работы по сравнению с западными состоит в том, что предложенная схема позволяет согласовать между собой источники и потребители теплоты с разными температурами, особенно, при использовании тепловых насосов.

## МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

### *Разработка и обоснование структурной схемы ТЧП.*

Согласно принятому в электротехнике определению: четырёхполюсник — электрическая цепь, разновидность многополюсника,

имеющая четыре точки подключения. Как правило, две точки являются входом, две другие — выходом. В теплотехнике узел связи между двумя контурами, использующий промежуточный теплоноситель называют промежуточным. Этот узел является четырёхполюсником: имеет вход с двумя точками подключения и выход с двумя точками подключения.

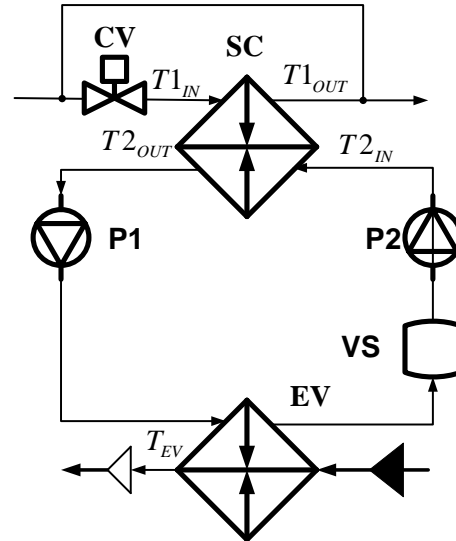


Рис.1. Гидравлическая схема теплового четырехполюсника.<sup>1</sup>

Тепловой четырёхполюсник, изображенный на рис.1, включает в себя теплообменник SC, установленный в линии ТОСВ, испаритель теплового насоса EV, два насоса, P1 и P2, промежуточный резервуар VS1. Роль второго резервуара играет теплообменник SC, уровень в котором регулируется в зависимости от передаваемой им тепловой мощности.

Расход воды через теплообменник SC изменяется регулирующим вентилем CV. Регулирующий вентиль CV необходим для обеспечения регулировки значения величины тепловой нагрузки испарителя в течение сезона работы теплового насоса.

Рассмотрим качественную сторону процесса изменения температуры на выходе нагреваемой среды, например, при скачкообразном снижении уровня жидкости в вертикальном кожухотрубном теплообменнике.

Так, например, сразу после скачка вниз уровня воды в теплообменнике на величину "s" на выходе канала нагреваемого

теплоносителя появляется недогретая (до требуемого значения) жидкость, которая находилась до скачка на расстоянии, "s" от выхода из теплообменника. Затем, происходит изменение температуры жидкости на выходе уже в теплообменнике с новой площадью поверхности теплообмена длиной "L-s". Значение величины изменения температуры определяется конструктивными параметрами теплообменника, значением величины скачка уровня, а инерционность процесса передаточной функцией теплообменника по каналу "T<sub>out</sub>-T<sub>in</sub>" нового укороченного (в данном случае) теплообменника. При этом на температуру «укороченного» столба жидкости влияет «недоохлажденный» столб греющего теплоносителя.

Объект управления - ТЧП получает управляющий сигнал от испарителя о значении величины температуры испарения и площади поверхности испарителя и температурный перепад от ТОСВ.

При работе теплового насоса при различных температурах наружного воздуха устанавливаются различные значения температур испарителя и расходов хладагента. При этом перепад энтальпий на испарителе получается зависящим от температуры наружного воздуха и других метеоусловий. Задача регулирования площади поверхности испарителя может быть решена путем применения секционированных теплообменников.

**Цель данного раздела** – получить зависимость между площадью поверхности теплообменника, установленного в линии ОСВ и режимами работы тепловой сети и теплового насоса.

Для примера рассмотрим температурный график системы отопления здания 95/70 и систему качественного регулирования теплового режима здания [7].

Разность температур Δt<sub>1</sub> между прямой и обратной сетевой водой при графике отопления здания 95/70 изменяется от 27 °С до 9 °С. При работе системы принято разделение нагрузок 1/3: 2/3 (теплота обратной сетевой воды/теплота, отбираемая от наружного воздуха), поэтому необходимо, чтобы падение температуры на теплообменнике SC вычислялось по формуле Δt<sub>2</sub> = Δt<sub>1</sub> / k ; k = 3. При качественном законе регулирования тепловых режимов, и если

отбор теплоты для теплового насоса осуществлять после узла разветвления потока на систему теплоснабжения здания и на обратной линии сетевой воды, поступающей на ТЭЦ, то снижение температуры обратной сетевой воды Δt<sub>2</sub>(t<sub>H</sub>) после узла разветвления рассчитывается по формуле:

$$\begin{aligned} \Delta t_1(t_H) &= \Delta t_2(t_H) \frac{G_2}{G_1} = \\ &= \Delta t_2(t_H) \frac{t_1^P - t_3^P}{t_2^P - t_3^P} = \\ &= \Delta t_2(t_H) \frac{110 - 70}{95 - 70}, \end{aligned} \tag{1}$$

где: t<sub>1</sub><sup>P</sup>, t<sub>2</sub><sup>P</sup>, t<sub>3</sub><sup>P</sup> – расчетные температуры: прямой воды, воды перед системой отопления (СО) здания, воды после здания (для Кишинева t<sub>1</sub><sup>P</sup> = 110; t<sub>2</sub><sup>P</sup> = 95; t<sub>3</sub><sup>P</sup> = 70°С), G<sub>1</sub>, G<sub>2</sub> – расходы воды в циркуляционном контуре здания и в линии обратной сетевой воды, t<sub>EXT</sub><sup>CL</sup> – расчетная нижняя температура наружного воздуха при функционировании системы отопления, t<sub>EXT</sub><sup>CH</sup> – расчетная верхняя температура наружного воздуха при функционировании системы отопления. t<sub>EXT</sub><sup>CH</sup> = 8°С. t<sub>EXT</sub><sup>CL</sup> = -16°С. Обозначим температуру ОСВ при t<sub>EXT</sub> = t<sub>EXT</sub><sup>CH</sup>, как t<sub>3</sub><sup>H</sup>. t<sub>3</sub><sup>H</sup> = 40°С.

Так как температура кипения в испарителе теплового насоса на диоксиде углерода выбрана в диапазоне 5°С – 20°С, то мощность, потребляемая испарителем ТН, составляет:

$$N_{EV} = G_{EV} \cdot \Delta H_{EV}(t_{EV}) \tag{2}$$

$$N_{EV} = G_2 \cdot \Delta t_2(t_H) / \eta_{H2} \tag{3}$$

Зависимости между температурой ОСВ и температурой наружного воздуха описываются формулами:

$$t_{1IN}(t_{EXT}) = t_3^P - \frac{t_3^P - t_3^H}{t_{EXT}^{CH} - t_{EXT}^{CL}} \cdot (t_{EXT}^{CL} - t_{EXT}); \tag{4}$$

$$t_{1OUT}(t_{EXT}) = t_{1IN}(t_{EXT}) - dt_{RVOUT}(t_{EXT})$$

Разность температур между прямой и обратной сетевой водой изменяется от 9°С до 27°С. Так как тепловая мощность, отбираемая от обратной сетевой воды составляет приблизительно 1/3 от общей мощности, потребляемой тепловым насосом, то dt<sub>RVOUT</sub>(t<sub>EXT</sub>) = 9...3°С.

$$dt_{RVOUT}(t_{EXT}) = 9 \dots 3; t_{EXT} = [-16 \dots 8]$$

$$dt_{RVOUT}(t_{EXT}) = 9 - \frac{9-3}{16+8} \cdot (-16 - t_{EXT}); \quad (5)$$

Температура воды, циркулирующей в промежуточном контуре в зависимости от температуры наружного воздуха описывается следующими зависимостями (для выбранного диапазона температур испарителя теплового насоса).

10 → 15: при  $t_{EXT} = -16$ ; изменяется от 10 до 15  
 при  $t_{EXT} = -16$   
 25 → 30 при  $t_{EXT} = 8$ ; изменяется от 25 до 30  
 при  $t_{EXT} = 8$

$$t_{2OUT}(t_{EXT}) = 25 - \frac{25-10}{16+8} \cdot (8 - t_{EXT});$$

$$t_{2IN}(t_{EXT}) = 30 - \frac{30-15}{16+8} \cdot (8 - t_{EXT});$$

Зависимость между тепловой мощностью испарителя контура ОСВ и перепадом энтальпий на испарителе.

$$G_{EV1} \cdot \Delta h_{EV1} = Q_{EV1}(t_{EXT}). \quad (6)$$

Зависимость между расходом воды в контуре «испаритель – теплообменник» и температурами в контуре циркуляции промежуточного теплоносителя:

$$G_2 = Q_{EV} / (t_{2OUT} - t_{2IN}). \quad (7)$$

Зависимость между тепловой мощностью SC и площадью поверхности теплообмена имеет вид:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \quad (8)$$

Мощность, передаваемую теплообменником, рассчитываем, как

$$G_1 \cdot c_{p1} (T_{1in} - T_{1out}) = G_2 \cdot c_{p2} (T_{2in} - T_{2out})$$

$$c_{p1} = c_{p2} = c_p; G1 = const; \quad (9)$$

$$G_2 = \frac{T_{1in} - T_{1out}}{T_{2in} - T_{2out}} \cdot G_1.$$

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t$$

$$\frac{Q_{-16}}{Q_8} = \frac{F_{-16}}{F_8} \cdot \frac{\Delta t_{-16}}{\Delta t_8} = \frac{3}{1} \quad (10)$$

$$\frac{F_{-16}}{F_8} = \frac{Q_{-16}}{Q_8} \cdot \frac{\Delta t_8}{\Delta t_{-16}}$$

Рассмотрим уравнения динамики кожухотрубного теплообменника.

### 1. ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ ДЛЯ ТЕПЛООБМЕННИКА

Динамическая задача включает в себя систему трех дифференциальных уравнений для температур холодной воды (нагреваемой)  $T_l(x, t)$ , горячей воды (нагревающей)  $T_h(x, t)$  и разделяющей стенки  $T_w(x, t)$

$$\rho_l \cdot c_l \cdot D_l \cdot \frac{\partial T_l}{\partial t} \pm G_l \cdot c_l \frac{\partial T_l}{\partial x} + \alpha_l \cdot \Pi_l \cdot (T_l - T_w) = 0;$$

$$m_w \cdot c_w \cdot \frac{dT_w}{dt} = \alpha_1 \cdot \Pi_h (T_h - T_w) + \alpha_2 \cdot \Pi_l (T_l - T_w); \quad (11)$$

$$\rho_h \cdot c_h \cdot D_h \cdot \frac{\partial T_h}{\partial t} + G_h \cdot c_h \cdot \frac{\partial T_h}{\partial x} - \alpha_h \cdot \Pi_h \cdot (T_w - T_h) = 0;$$

$$\Pi_h = u \cdot F_h = u \cdot \pi \cdot d_{tr} \cdot N_{tr}; \quad \Pi_l = u \cdot F_l = u \cdot \pi \cdot (d_{tr} + 2 \cdot s) \cdot N_{tr} \quad (12)$$

$$D_h = u \cdot \pi \cdot d_{tr}^2 \cdot N_{TR} \quad (13)$$

$$D_l = u \cdot \pi \cdot \left( D_2^2 - N_{TR} \cdot (d_{tr} + 2 \cdot s)^2 \right) \quad (14)$$

$$T_l(x, 0) = T_h(x, 0) = T_w(x, 0) = T^0, x \in [0, L],$$

$$T_h(0, t) = T_h^0, T_l(L, t) = T_l^L, t \geq 0. \quad (15)$$

Областью решения является полуполоса  $t \geq 0, x \in [0, L]$ . Для выделения единственного решения задаются следующие начальные и граничные условия и из начальных условий вычисляем  $T_{l,i}^n, T_{h,i}^n$  и  $T_{w,i}^n$  при  $n = 0$

$$T_{l,i}^0 = T_{h,i}^0 = T_{w,i}^0 = T^0, i = \overline{0, N}. \quad (16)$$

Затем последовательно для значений  $n = 0, 1, 2, 3, \dots$  вычисляются  $T_{l,i}^{n+1}$  и  $T_{h,i}^{n+1}$  по формулам (1.5) и  $T_{wst,i}^{n+1}$  по формулам (16).

$$\begin{cases} \rho_l \cdot c_l \cdot D_l \frac{T_{l,i}^{n+1} - T_{l,i}^n}{\tau} - G_l c_l \frac{T_{l,i+1}^n - T_{l,i}^n}{h} + \alpha_l \Pi_l (T_{l,i}^n - T_{w,i}^n) = 0 \\ m_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \alpha_h \Pi_h (T_{h,i}^n - T_w) + \alpha_l \Pi_l (T_{l,i}^n - T_w) \\ \rho_h c_h D_h \frac{T_{h,i}^{n+1} - T_{h,i}^n}{\tau} + G_h c_h \frac{T_{h,i}^n - T_{h,i-1}^n}{h} - \alpha_h \Pi_h (T_{w,i}^n - T_{h,i}^n) = 0 \end{cases} \quad (17)$$

(1.3)

Если ввести обозначения

$$\gamma_l = \frac{G_l}{\rho_l D_l}, \gamma_h = \frac{G_h}{\rho_h D_h}, \theta_l = \frac{u \alpha_l}{\rho_l c_l}, \theta_h = \frac{u \alpha_h}{\rho_h c_h},$$

то первое и третье уравнения из (1.3) можно записать в виде вычислительных формул для нахождения значений величин  $T_{l,i}^{n+1}$  и  $T_{h,i}^{n+1}$  через  $T_{l,i}^n$  и  $T_{h,i}^n$  последовательно для  $n = 0, 1, 2, \dots$

$$\begin{aligned} T_{l,i}^{n+1} &= (1 - \gamma_l) T_{l,i}^n + \gamma_l T_{l,i+1}^n - \tau \theta_l (T_{l,i}^n - T_{w,i}^n) \\ i &= 0, 1, \dots, (N-1); T_{l,N}^{n+1} = T_l^L; \\ T_{h,i}^{n+1} &= (1 - \gamma_h) T_{h,i}^n + \gamma_h T_{h,i-1}^n - \tau \theta_h (T_{w,i}^n - T_{h,i}^n), \\ i &= 1, 2, \dots, N; T_{h,0}^{n+1} = T_h^0. \end{aligned}$$

Так как на момент времени  $t_{n+1}$  значения  $T_{l,i}^n$  и  $T_{h,i}^n$  уже известны, то второе уравнения из (1.3) становится обыкновенным дифференциальным уравнением с постоянными коэффициентами, что позволяет получить значения  $T_{w,i}^{n+1}$  из аналитического решения этого уравнения

$$\begin{aligned} T_w(x_i, t, t_n) &= -\frac{A_i}{p} + \left( T_{w,i}^n + \frac{A_i}{p} \right) \dots, \\ \dots e^{p(t-t_n)}, t &\geq t_n \end{aligned}$$

$$p = -\frac{\alpha_h \Pi_h + \alpha_l \Pi_l}{m_w c_w}, A_i = \frac{\alpha_h \Pi_h T_{h,i}^n + \alpha_l \Pi_l T_{l,i}^n}{m_w c_w}. \quad (18)$$

4) Тогда получаем

$$\begin{aligned} T_{w,i}^{n+1} &= T_w(x_i, t_n + \tau, t_n), \\ i &= 0, 1, 2, \dots, N. \end{aligned} \quad (19)$$

Таким образом, алгоритм решения задачи состоит в следующем. Вычисляем значение шага по времени  $\tau$  из условия устойчивости разностных уравнений (1.5)

$$\tau = \frac{h}{\max(\gamma_l, \gamma_h)} \quad (20)$$

### СТРУКТУРА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОМ ЧЕТЫРЕХПОЛЮСНИКОМ

На основании рассуждений, сделанных ранее в этой работе, модель процесса регулирования температуры состоит из двух последовательно соединенных блоков: блока статик и блока динамики.

Модель статики представляет собой уравнение вида (см. Приложение 2):

Структурная схема объекта управления изображена на рис.

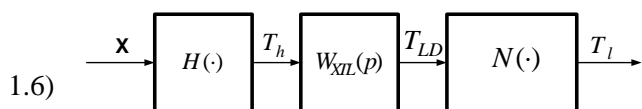


Рис.2. Структурная схема объекта управления.<sup>2</sup>

<sup>2</sup> Appendix 1

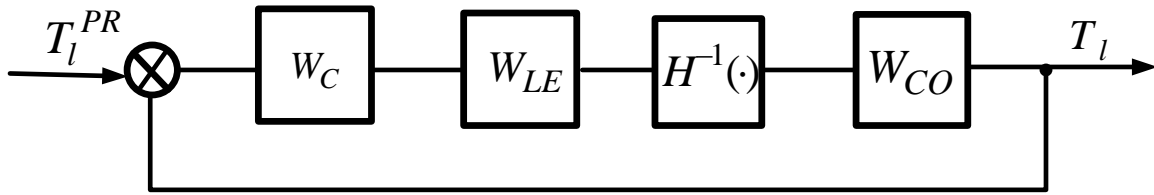


Рис.3. Структурная схема САУ температуры на выходе из теплообменника с переменной площадью поверхности теплообмена.<sup>3</sup>

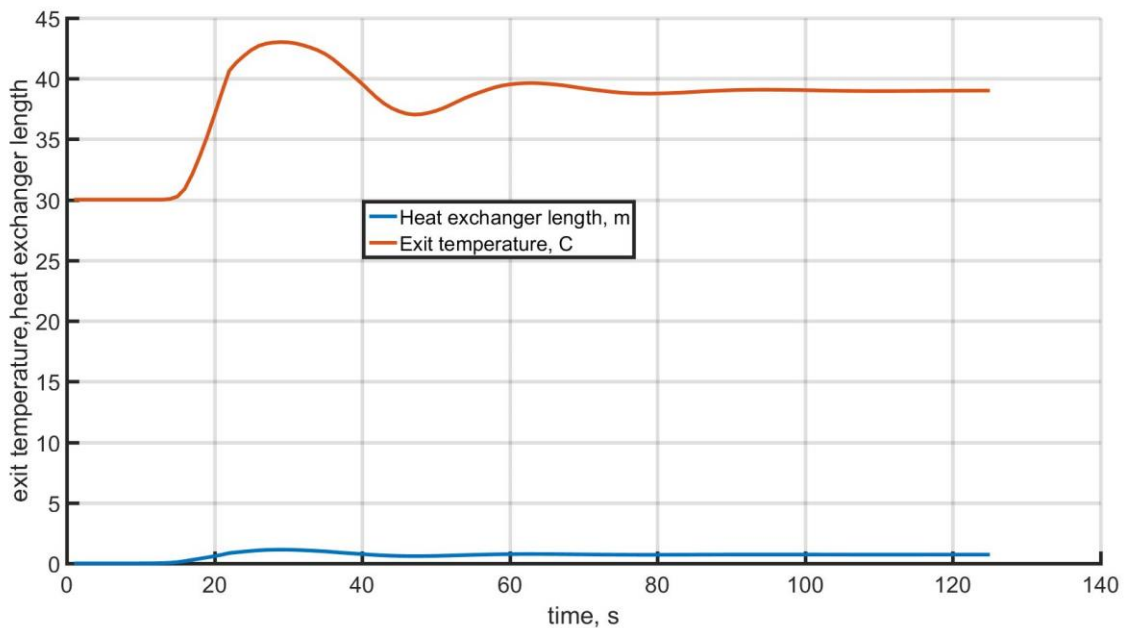


Рис.4. Графики переходных процессов выходной величины и управления.<sup>4</sup>

Структурная схема САУ изображена на рис.3.

Блок  $H(\cdot)$  обозначает процесс изменения установившегося значения температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменник при изменении площади теплообменника. Этот процесс описывается уравнением (П2.14).

Блок  $N(\cdot)$  обозначает процесс изменения установившегося значения температуры нагреваемого теплообменника после завершения переходного процесса изменения площади теплообменника и описывается также уравнением (П2.14).

Динамика процесса изменения температуры на выходе теплообменника в зависимости от изменения площади

поверхности описывается блоком, обозначенным  $W_{XIL}(p)$ . Этот блок описывается уравнением (2.75) [8].

$$\frac{T_l(p)}{T_h(p)} = W_{XIL}(p) = b(p) \left( 1 - e^{-\frac{\tau}{a(p)}} \right), \quad (21)$$

$$a(p) = \frac{T_l(T_w p + 1 + \chi)}{(T_l p + 1)(T_w p + 1 + \chi) - \chi}; \quad (22)$$

$$b(p) = \frac{1}{T_l T_w p^2 + (T_w + (1 + \chi)T_l)p + 1}; \quad (23)$$

$$T_l = \frac{M_l c_{pL}}{F_2 \alpha_2}; \quad (24)$$

$$T_w = \frac{M_w c_w}{F_1 \alpha_1 + F_2 \alpha_2}; \quad (25)$$

<sup>4</sup> Appendix 1



$$\chi = \frac{F_1 \alpha_1}{F_2 \alpha_2}; \quad (26)$$

После ряда преобразований, получим:

$$e^{-\frac{\tau}{a(p)}} = e^{-\tau p} e^{-\frac{\tau}{T_L} \left(1 + \frac{e-1}{T_{w1} p + 1}\right)}; \quad (27)$$

$$M_{l(h)} = \rho_{l(h)} \cdot D_{l(h)}. \quad (28)$$

Блок с обозначением  $H^{-1}(\cdot)$  обозначает обратную функцию к  $H(\cdot)$  (рис.2).  $W_{LE}$  – передаточная функция замкнутой системы регулирования уровня зеркала жидкости в теплообменнике.  $W_{CO}$  – передаточная функция регулируемого объекта (рис.2),  $W_C$  – передаточная функция регулятора. В данной схеме выбран стандартный ПИ- регулятор. Передаточная функция замкнутой САУ уровня принята равной:

$$W_{LE} = \frac{1}{T_p + 1}. \quad (29)$$

Был выбран ПИ – регулятор с коэффициентами  $K_p = 0.3; K_i = 0.02$ . Значения коэффициентов передаточных функций приняты равными:  $T_w = 0.3; T_j = 25; \tau = 30s$ . Отметим, что тип регулятора и его настройки существенно будут зависеть от типа теплообменника и вида нелинейности его статических характеристик и будут являться предметом дальнейших исследований.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработанная гидравлическая схема ТЧП позволяет согласовать температурный режим тепловой сети и испарителя теплового насоса и обеспечить съем необходимого количества теплоты для работы теплового насоса.

2. Модели статики и динамики ТО с ППТО, обосновывают возможность функционирования ТЧП и позволяют встраивать тепловые насосы на диоксиде углерода в тепловые сети с высоким температурным графиком.

3. В результате расчетов получены уравнения взаимосвязи между площадью теплообменника, установленного в линии обратной сетевой воды сети теплоснабжения, перепадами температур на концах теплообменника в зависимости от температурного графика, тепловой

мощностью, передаваемой теплообменником (ТО) испарителю теплового насоса на диоксиде углерода при заданных режимах работы испарителя в зависимости от температурного графика. В результате решения уравнений динамики проточного и противоточного теплообменников при скачкообразном изменении площади поверхности теплообмена у кожухотрубного теплообменника получен вид передаточных функций ТО по каналам температуры нагреваемой воды на выходе и входе – изменение площади теплообмена. Установлено, что теплообменник, как объект управления температурой на выходе в зависимости от изменения площади поверхности теплообмена описывается нелинейной моделью типа Винера.

### ПРИЛОЖЕНИЕ 1 (APPENDIX 1)

<sup>1</sup>Fig. 1. Hydraulic scheme of thermal four-pole.

<sup>2</sup>Fig. 2. The structural diagram of the controlled object.

<sup>3</sup>Fig.3. Block diagram of the ACS temperature at the outlet of the heat exchanger with a variable area of the heat exchange surface.

<sup>4</sup>Fig.4. Transient graphs of output value and control value.

### ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Областью решения системы уравнений (11) является полуполоса  $t \geq 0, x \in [0, L]$ . Для выделения единственного решения задаются следующие граничные и начальные условия

$$T_l(x, 0) = T_h(x, 0) = T_{wst}(0) = 20^\circ C, x \in [0, L], \quad (П2.1)$$

$$T_h(0, t) = 70^\circ C, T_l(L, t) = 35^\circ C, t \geq 0. \quad (П2.2)$$

В случае статической задачи все производные по временной переменной  $t$  равны нулю и из (11) получаем систему, содержащую два обыкновенных дифференциальных уравнений и одно алгебраическое

$$\begin{cases} -G_l c_l \frac{dT_l}{dx} + \alpha_l \Pi_l (T_l - T_w) = 0 \\ 0 = \alpha_h \Pi_h (T_h - T_{wst}) + \alpha_l \Pi_l (T_l - T_w) \\ G_h c_h \frac{dT_h}{dx} - \alpha_h \Pi_h (T_w - T_h) = 0 \end{cases} \quad (П2.3)$$

Если ввести обозначения  $\beta_1 = \alpha_h \Pi_h, \beta_2 = \alpha_l \Pi_l, a_1 = c_h G_h, a_2 = c_l G_l$ , то вместо (П2.3) получаем

$$\begin{cases} -a_2 \frac{dT_l}{dx} + \beta_2 (T_l - T_w) = 0 \\ 0 = \beta_1 (T_h - T_w) + \beta_2 (T_l - T_w) \\ a_1 \frac{dT_h}{dx} - \beta_1 (T_w - T_h) = 0 \end{cases} \quad (\text{П2.4})$$

Из второго уравнения (П2.4) получаем выражение функции  $T_w$  через  $T_h$  и  $T_l$

$$T_w = \frac{\beta_1 T_h + \beta_2 T_l}{\beta_1 + \beta_2}. \quad (\text{П2.5})$$

Подставляем (П2.5) в (П2.4) и получаем систему двух дифференциальных уравнений для функций  $T_h$  и  $T_l$ .

$$\begin{cases} -a_2 \frac{dT_l}{dx} + \beta_2 \left( T_l - \frac{\beta_1 T_h + \beta_2 T_l}{\beta_1 + \beta_2} \right) = 0 \\ a_1 \frac{dT_h}{dx} - \beta_1 \left( \frac{\beta_1 T_h + \beta_2 T_l}{\beta_1 + \beta_2} - T_h \right) = 0 \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} \frac{dT_h}{dx} = \frac{\beta_1 \beta_2}{a_1 (\beta_1 + \beta_2)} (-T_h + T_l) \\ \frac{dT_l}{dx} = \frac{\beta_1 \beta_2}{a_2 (\beta_1 + \beta_2)} (-T_h + T_l) \end{cases} \quad (\text{П2.6})$$

Подставим (П2.6) в матрично-векторной форме. Введем вектор  $\bar{z}$  и матрицу  $\mathbb{A}$ .

$$\bar{z} = \begin{pmatrix} T_h \\ T_l \end{pmatrix}, \quad \mathbb{A} = \beta \begin{pmatrix} -\frac{1}{a_1} & \frac{1}{a_1} \\ -\frac{1}{a_2} & \frac{1}{a_2} \end{pmatrix}, \quad \beta = \frac{\beta_1 \beta_2}{\beta_1 + \beta_2}. \quad (\text{П2.7})$$

Тогда система (6) принимает компактный вид

$$\frac{d\bar{z}}{dx} = \mathbb{A}\bar{z}. \quad (\text{П2.8})$$

Для решения системы (8) приведем ее к диагональной форме. Определяем собственные числа  $\lambda_1, \lambda_2$  и соответствующие им собственные вектора  $\bar{q}_1, \bar{q}_2$  матрицы  $\mathbb{A}$

$$\begin{aligned} \lambda_1 = 0, \lambda_2 = \beta \left( \frac{1}{a_2} - \frac{1}{a_1} \right), \quad \bar{q}_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix}, \\ \bar{q}_2 = \begin{pmatrix} k_1 \\ 1 \end{pmatrix}, k_1 = \frac{a_2}{a_1}. \end{aligned} \quad (\text{П2.9})$$

Введем матрицы собственных значений и собственных векторов

$$\Lambda = \begin{pmatrix} \lambda_1 & 0 \\ 0 & \lambda_2 \end{pmatrix}, \quad Q = (\bar{q}_1 \quad \bar{q}_2) = \begin{pmatrix} 1 & k_1 \\ 1 & 1 \end{pmatrix}. \quad (\text{П2.10})$$

Тогда матрицу  $\mathbb{A}$  можно представить в форме матрицы  $\mathbb{A} = Q\Lambda Q^{-1}$ , а систему (8) – в виде

$$\frac{d\bar{w}}{dx} = \Lambda\bar{w}, \quad \bar{w} = Q^{-1}\bar{z}, \quad \bar{z} = Q\bar{w} \quad (\text{П2.11})$$

или

$$\frac{dw_1}{dx} = \lambda_1 w_1, \quad \frac{dw_2}{dx} = \lambda_2 w_2, \quad (\text{П2.12})$$

$$\begin{aligned} w_1 = \frac{1}{1-k_1} (T_h - k_1 T_l), \quad w_2 = \frac{1}{1-k_1} (-T_h + T_l), \\ T_h = w_1 + k_1 w_2, \quad T_l = w_1 + w_2. \end{aligned} \quad (\text{П2.13})$$

Общее решение уравнений (П2.12) и (П2.6) имеет вид

$$\begin{aligned} w_1(x) = c_1, w_2(x) = c_2 e^{\lambda_2 x} \\ T_h(x) = c_1 + c_2 k_1 e^{\lambda_2 x}, T_l(x) = c_1 + c_2 e^{\lambda_2 x}. \end{aligned} \quad (\text{П2.14})$$

Учитывая граничные условия (2), находим значения констант  $c_1, c_2$  и получаем решение статической задачи

$$c_2 = \frac{T_l^L - T_h^0}{k_1 + e^{\lambda_2 L}}, c_1 = T_h^0 - c_2 k_1, T_h^0 = 70^\circ, T_l^L = 35^\circ \quad (\text{П2.15})$$

Здесь:  $\alpha_h = 2000 \text{ J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K})$  – коэффициент теплоотдачи греющей среды;  $\alpha_l = 200 \text{ J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K})$  – коэффициент теплоотдачи нагреваемой среды;  $P_h = uS_h$  – площадь поверхности внутренней трубы;  $P_l = uS_l$  – площадь поверхности наружной трубы;  $u$  – управление в задаче, равно длине теплообменника  $L$ , т.е.  $u = L$ ;  $S_h = \pi d_h$  и  $d_h$  – длина и внутренний диаметр окружности первичной (горячей) трубы;  $S_l = \pi d_l$  и  $d_l$  – длина и наружный диаметр окружности первичной (горячей) трубы;  $d_l = d_h + 2s$ ;  $s$  – толщина стенки трубы;  $s = 0.002 \text{ м}$ ;  $d_h = 0.004 \text{ м}$ ;  $d_l = 0.008 \text{ м}$ ;  $c_h = 4189$  – теплоемкость при постоянном давлении на входе;  $c_l = 4189$  – теплоемкость нагреваемого теплоносителя на

входе;  $G_h = 45/3600 \text{ kg/s}$ ,  $G_l = 70/3600 \text{ kg/s}$ ;  
 $m_{wst} = 1$ ;  $c_{wst} = 460$ .

### ЛИТЕРАТУРА (REFERENCES)

- [1] Lund H, Werner S., Wiltshire R., Svendsen S., Thorsen J.E., Hvelplund F., et al. 4<sup>th</sup> Generation District Heating (4GDH): integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy* 68(2014) 1–11. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.2.089>.
- [2] Rama M., Wahlroos M. Introduction of new decentralised renewable heat supply in an existing district heating system. *Energy* 154 (2018) 68–79, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.105>
- [3] Ommen, T. S. (2015). Heat Pumps in CHP Systems: High-efficiency Energy System Utilizing Combined Heat and Power and Heat Pumps. DTU Mechanical Engineering. DCAMM Special Report, No. S187. [https://backend.orbit.dtu.dk/ws/portalfiles/portal/118855919/S187\\_Torben\\_S.\\_Ommen.pdf](https://backend.orbit.dtu.dk/ws/portalfiles/portal/118855919/S187_Torben_S._Ommen.pdf). (Accessed 12.12.2020).
- [4] Ommen, T., Markussen, W.B., Elmegaard B. Heat pumps in combined heat and power systems. *Energy* 2014; 76:989–1000. doi:10.1016/j.energy.2014.09.016.
- [5] Elmegaard B., Ommen T., Markussen M., Iversen, J. Integration of space heating and hot water supply in low temperature district heating. *Energy & Buildings* 2015; doi: 10.1016/j.enbuild.2015.09.003. *Management* 50, 1991–1999.
- [6] Lo Basso G, Nastasi B., Salata F., Golasi J. Energy retrofitting of residential buildings—How to couple Combined Heat and Power (CHP) and Heat Pump (HP) for thermal management and off-design operation. *Energy and Buildings* 151 (2017) 293–305. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.06.060>.
- [7] Heat supply. Manual for Universities. Teplosnabzhenie. Uchebnoe posobie. M., 1980.
- [8] Sheviakov A.A., Iakovleva R.V. Upravlenie teplovimi ob'ektami s raspredelionnimi parametrami. [Control of the heat objects with distributed parameters]. Moscow, Energoatomizdat, 1986.
- [9] Lavrov N.A. Mnogourovnevaia Sistema modelirovaniia nestatsionarnih I meniauschihsia rejimov raboti nizektemperaturnih ustanovok. [Multilevel system of modeling nonstationary and variable operating modes of low-temperature installations]. Moscow, 2013. Doctor thesis. [https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=3&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjh9rD26p7fAhXH2KQKHeTPDfEQFjACegQIA-BAC&url=http%3A%2F%2Fwww.bmstu.ru%2Fps%2F~lavrov%2Ffileman%2Fdownload%2F%25D0%259B%25D0%25B0%25D0%25B2%25D1%2580%25D0%25BE%25D0%25B2-%25D0%25B4%25D0%25B8%25D1%2581%25D1%2581.pdf&usq=A0vVaw0RUNk\\_0AuFo6c2en0a7Lg0](https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=3&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjh9rD26p7fAhXH2KQKHeTPDfEQFjACegQIA-BAC&url=http%3A%2F%2Fwww.bmstu.ru%2Fps%2F~lavrov%2Ffileman%2Fdownload%2F%25D0%259B%25D0%25B0%25D0%25B2%25D1%2580%25D0%25BE%25D0%25B2-%25D0%25B4%25D0%25B8%25D1%2581%25D1%2581.pdf&usq=A0vVaw0RUNk_0AuFo6c2en0a7Lg0) (accessed 5.12.2020).
- [10] Bejan P.I. Spravochnik po teploobmennim apparatam. [Heat Exchanger Handbook], Mashinostroenie, Moscow, 1989.
- [11] Derevich E.G., Smirnova E.G. Calculating the Parameters of Heat Transfer between Countercurrent Flows with Variable Thermophysical Properties. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, Vol. 36, No. 4, 2002, pp. 341–345.
- [12] Cengel I.A. Heat transfer. A practical approach. Second Edition. New York: McGraw-Hill, 2006.
- [13] Yang Z., Pollock D.T., Wen J.T. Optimization and predictive control of a vapor compression cycle under transient pulse heat load. *International Journal of Refrigeration*, V75 (2017), pp.14–25.
- [14] Dudnikov E.G. Avtomaticheskoe upravlenie v himicheskoi promishlennosti. [Automatic control in chemical industry]. Mashinostroenie, 1987. 368 p.
- [15] Automatic control of a heat exchanger with changing operation conditions. <http://www.mathematik.tu-mund.de/papers/BayazitBicerKulaliMueminogluTorres2008.pdf> (accessed 12.12.2020).
- [16] Applying heat exchanger control strategies. <https://www.controleng.com/articles/applying-heat-exchanger-control-strategies/> (accessed 12.12.2020).
- [17] Saji K. S. and Sasi Kumar M. PI-Controller Tuning for Heat Exchanger with Bypass and Sensor. *International Journal of Electrical Engineering*. ISSN 0974-2158 Volume 5, Number 6 (2012), pp. 679–689.
- [18] Fisher m., Nelles O., Isermann R. Adaptive predictive control of a heat exchanger based of fuzzy model. *Control Engineering Practice* 6 (1998) 259–269.
- [19] Shinsky G.F. PID dead – time control of distributed processes. *Control Engineering Practice* 9 (2001) 1177–1183.
- [20] Pangborn H.C., Alleyne A.G. Switched linear control for refrigerant superheat recovery in vapor compression systems. *Control Engineering Practice* 57(2016)142–156.
- [21] Narendra K. S. and George K., “Adaptive control of simple nonlinear systems using multiple models,” in *Proceedings of the American Control Conference (ACC '02)*, pp. 1779–1784, Anchorage, AK, USA, May 2002.
- [22] Kanellakopoulos I., Kokotovic P. V., and Morse A. S., “Systematic design of adaptive controllers for feedback linearizable systems,” *IEEE Trans-*

*actions on Automatic Control*, vol. 36, no. 11, pp. 1241–1253, 1991.

- [23] Nakanishi J, Farrell J. A., and Schaal S, “Composite adaptive control with locally weighted statistical learning,” *Neural Networks*, vol. 18, no. 1, pp. 71–90, 2005. 2004.
- [24] Ovsianik A.V., Matsko I.I., Rychter O.L., Bobovich S.O. Perspektivi primenneniya teplonosnih tehnologii d teplofikatsionnom komplekse goroda Gomelia [Prospects for the use of heat pump technologies in the heating complex of the city of Gomel]. [https://elib.gstu.by/bitstream/handle/220612/10175/%D0%9E%D0%B2%D1%81%D1%8F%D0%](https://elib.gstu.by/bitstream/handle/220612/10175/%D0%9E%D0%B2%D1%81%D1%8F%D0%BD%D0%BD%D0%B8%D0%BA%2C%20%D0%90.%20%D0%90.%20%D0%9F%D0%B5%D1%80%D1%81%D0%BF%D0%B5%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%B2%D1%8B...pdf?sequence=1&isAllowed=y)

[BD%D0%BD%D0%B8%D0%BA%2C%20%D0%90.%20%D0%90.%20%D0%9F%D0%B5%D1%80%D1%81%D0%BF%D0%B5%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%B2%D1%8B...pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://elib.gstu.by/bitstream/handle/220612/10175/%D0%9E%D0%B2%D1%81%D1%8F%D0%BD%D0%BD%D0%B8%D0%BA%2C%20%D0%90.%20%D0%90.%20%D0%9F%D0%B5%D1%80%D1%81%D0%BF%D0%B5%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%B2%D1%8B...pdf?sequence=1&isAllowed=y) (accessed 11.12.2020).

- [25] Rony R.U., Yang H., Krishnan S., Song J. Recent Advances in Transcritical CO<sub>2</sub> (R744) Heat Pump System: A Review. *Energies* 2019, 12, 457; doi:10.3390/en12030457.
- [26] Ma Yitai, Liu Zhongyan, Tian Hua A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. *Energy*. 55 (2013), p.156-172.

### Сведения об авторах.



**Шит Михаил Львович** – к.т.н., доцент-исследователь, в.н.с.. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами.

E-mail: [mihaile\\_sit@mail.ru](mailto:mihaile_sit@mail.ru)



**Журавлев Анатолий Александрович** – кандидат технических наук, в.н.с. Область научных интересов: микропроцессорные системы управления, промышленная автоматика.

E-mail: [AZhur5249@mail.ru](mailto:AZhur5249@mail.ru)



**Тимченко Дмитрий Викторович** – ведущий инженер – программист Института энергетики АН Молдовы. Область научных интересов: программирование микропроцессоров.

E-mail: [dimmy@bk.ru](mailto:dimmy@bk.ru)



**Пацюк Владимир Ильич** к.ф.м.н., доцент Молдавского государственного Университета. Области научных интересов: математическая физика, численный анализ.

E-mail: [patsiuk@mail.ru](mailto:patsiuk@mail.ru)



**Чернышов Павел Сергеевич.** Аспирант Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ». Область научных интересов: вычислительная газовая динамика.

E-mail: [pashachp8@gmail.com](mailto:pashachp8@gmail.com)



**Ломовцев Павел Борисович,** ОНАПТ, К.т.н., доцент. Область научных интересов: САД, САМ, компьютерное моделирование, компьютерная графика, дизайн.

E-mail: [lomovtsevp@gmail.com](mailto:lomovtsevp@gmail.com)

## Energy-Saving Seamless Insulation Systems for Frame Buildings Using Foamed Polyethylene

Semenov V.S., Bessonov I.V., Ter-Zakaryan K.A., Zhukov A.D., Mednikova E.A.

National Research Moscow State University of Civil Engineering; "TEPOFOL" Ltd.;  
Research Institute of Building Physics of Russian Academy of Architecture and Construction  
Sciences  
Moscow, Russian Federation

**Abstract.** The purpose of the work was to substantiate the possibility of using rolled foamed polyethylene with a sheet thickness of 50 mm or more as thermal insulation for low-rise frame buildings. This goal was achieved by conducting experimental studies to determine the physical, mechanical and operational properties of foamed polyethylene, assessing the material's resistance to climatic influences and a full-scale assessment of the thermophysical characteristics of the material and the state of structures at the facility. The most significant results are: the results of determining the operating temperature range taking into account mechanical loading and tendency to creep; the results of assessing the effect of the reflective layer; the results of determining the tensile strength of the material on the surface and on the welded joint; field test results. It has been established that products based on foamed polyethylene are resistant to both climatic influences and mechanical loading, the material in the temperature range from minus 60 ° C to + 60 ° C has high operational resistance. The effect of the reflective layer applied to the foamed polyethylene on the mechanical characteristics of the material is insignificant, but it contributes to an increase in the thermal resistance of the insulating shell. Strength characteristics ensure the integrity of the seamless insulation envelope. The significance of the results obtained lies in the substantiation of the technical feasibility and economic feasibility of developing system solutions for the integrated insulation of frame buildings with rolled polyethylene foam.

**Keywords:** energy saving, wooden frame, low-rise building, rolled foamed polyethylene, insulating shell, heat transfer resistance, thermal uniformity.

**DOI:** 10.5281/zenodo.4018999

**UDC:** 691.175.2./6/8

### Sisteme cu izolație fără sudură cu funcție de economie de energie pentru clădiri cu carcasă care utilizează spumă de polietilenă

Semenov V.S., Ter Zakaryan K.A., Bessonov I.V., Jukov A.D., Mednikova E.A.

Universitatea Națională de Cercetare de Inginerie Civilă de Stat din Moscova (NRU MGSU); TEPOFOL LLC  
Institutul de cercetare a fizicii clădirilor din Academia Rusă de Arhitectură și Științe a Construcțiilor (NIISF  
RAASN), Moscova, Federația Rusă

**Rezumat.** Construcția modernă cu înălțime mică tinde să utilizeze soluții de construcții ieftine, în special - sisteme de pereți încadrate din lemn. Scopul lucrării a fost de a studia principalele caracteristici fizice, mecanice și operaționale ale polietilenei spumate laminate și de a justifica posibilitatea aplicării sale ca izolație termică a clădirilor cu cadru mic. Acest obiectiv a fost atins prin efectuarea de studii experimentale pentru a determina proprietățile fizice, mecanice și operaționale ale spumei de polietilenă, evaluarea rezistenței materialului la influențele climatice și o evaluare la scară completă a caracteristicilor termofizice ale materialului și a stării structurilor la instalație. Testele climatice ale materialului au fost efectuate în diferite moduri, au fost efectuate studii pentru a evalua fluarea acestuia, au fost determinate rezistența la tracțiune și la compresiune a polietilenei laminate spumate, precum și rezistența cusăturii sudate. S-a stabilit că produsele pe bază de spumă de polietilenă sunt rezistente atât la influențele climatice, cât și la încărcarea mecanică, materialul în intervalul de temperatură de la minus 60 la 60°C are o rezistență operațională ridicată, echivalentă cu cincizeci de ani de funcționare. Cele mai importante rezultate sunt: determinarea intervalului de temperaturi de funcționare luând în considerare încărcarea mecanică și tendința de fluaj; evaluarea efectului stratului reflectorizant; determinarea rezistenței la tracțiune a materialului pe suprafață și pe îmbinarea sudată; testele pe teren. Semnificația rezultatelor obținute constă în fundamentarea fezabilității tehnice și a fezabilității economice a dezvoltării soluțiilor de sistem pentru izolarea integrată a clădirilor cu carcasă cu spumă de polietilenă laminată.

**Cuvinte-cheie:** conservare de energie, carcasă din lemn, clădire cu puține etaje, polietilenă de ruloiri, membrană izolantă, rezistență termică, omogenitate termică.

### Энергосберегающие бесшовные системы изоляции каркасных зданий с применением пенополиэтилена

Семенов В.С., Тер Закарян К.А., Бессонов И.В., Жуков А.Д., Медникова Е.А.

Национальный исследовательский московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ); ООО ТЕПОФОЛ; Научно-исследовательский институт строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук (НИИСФ РААСН)  
Москва, Российская Федерация

**Аннотация.** Современное малоэтажное строительство имеет тенденцию к использованию недорогих строительных решений, в частности – систем на деревянном каркасе. В таких системах в качестве теплоизоляции традиционно применяют минераловатные плиты в сочетании с пароизоляцией, гидро- и ветрозащитой. Альтернативным решением в части утепления может выступать вспененный полиэтилен, который является эффективным теплоизоляционным материалом, обладает низкой паро- и воздухопроницаемостью. Актуальность исследования и внедрения таких систем подтверждается необходимостью снижения энергопотребления зданий. Целью работы являлось обоснование возможности применения рулонного вспененного полиэтилена с толщиной листа от 50 мм в качестве теплоизоляции малоэтажных каркасных зданий. Поставленная цель достигнута путём проведения экспериментальных исследований по определению физико-механических и эксплуатационных свойств пенополиэтилена, оценки стойкости материала к климатическим воздействиям и натурной оценки теплофизических характеристик материала и состояния конструкций на объекте. Наиболее существенными являются: результаты определения интервала рабочих температур с учетом механического нагружения и склонности к ползучести; результаты оценки влияния отражающего слоя; результаты определения прочности на разрыв материала по глади и по сварному соединению; результаты натурных испытаний. Установлено, что изделия на основе пенополиэтилена стойки как к климатическим воздействиям, так и по механическому нагружению, материал в интервале температур от минус 60°C до +60°C имеет высокую эксплуатационную стойкость. Влияние отражающего слоя, наносимого на пенополиэтилен, на механические характеристики материала незначительно, но способствует увеличению термического сопротивления изоляционной оболочки. Прочностные характеристики обеспечивают целостность бесшовной изоляционной оболочки. Натурные испытания на утепленном объекте после 5 лет эксплуатации показали высокую теплотехническую эффективность системы, и целостность деревянного каркаса, отсутствие гнилостных повреждений. Значимость полученных результатов состоит в обосновании технической возможности и экономической целесообразности разработки системных решений по комплексной изоляции каркасных зданий рулонным пенополиэтиленом.

**Ключевые слова:** энергосбережение, деревянный каркас, малоэтажное здание, рулонный пенополиэтилен, изоляционная оболочка, термическое сопротивление, теплотехническая однородность.

## I. ВВЕДЕНИЕ

Общие требования по повышению эффективности строительных объектов как комплексного критерия предполагают использование технических и технологических решений, позволяющих снизить затраты на строительство и эксплуатацию зданий до оптимального уровня. В этот же комплексный критерий входят и долговечность конструкций, и стабильность изоляционных систем во времени, энергоэффективность, снижение отрицательной нагрузки на окружающую среду, повышение комфортности среды обитания и т.д. Эти требования актуальны для любых видов строительства как жилых, общественных и производственных зданий. При этом важную роль выполняют изоляционные материалы и системы изоляции [1–3].

Эффективность систем определяется как технологией монтажа и качеством

выполняемых работ, так и характеристиками материалов, и стабильностью их свойств во времени на весь период эксплуатации. Значительным и успешно развивающимся сегментом строительного производства является малоэтажное строительство [4–6].

Современное малоэтажное строительство имеет тренд на использование недорогих строительных решений. По экономическим показателям считается целесообразным строительство каркасных зданий. Традиционные способы ведения работ предполагают заполнение каркаса теплоизоляционными плитами с пароизоляцией по внутреннему контуру и гидроизоляцией по внешнему контуру, с последующей отделкой. Использование современных материалов и инновационных технических решений позволяет повысить эффективность ведения строительных работ и улучшить параметры теплосбережения возводимых объектов. Одним из таких

решений является создание бесшовных изоляционных оболочек и применение материалов с отражающим покрытием [7–9].

В реальных конструкциях и реализованных строительных системах начинает проявляться присущая для них особенность: мостики холода, через которые тепло из изолированного помещения уходит в окружающую среду. Это снижает теплотехническую однородность конструкции. Использование каркасных систем с утеплением и паро- и гидроизоляцией позволяет повысить теплотехническую однородность изоляционной оболочки при реализации определенных условий [10–12].

Использование плитных изделий на основе минеральной (стеклянной, каменной) ваты в системах изоляции каркасных зданий предполагает обязательную пароизоляцию с внутренней стороны конструкции и гидроизоляцию с наружной стороны. Используются также рулонные материалы, которые позволяют снизить движение паровоздушной смеси через стену. Применение дополнительных изоляционных слоев усложняет конструкцию, а увеличение трудозатрат при монтаже дополнительно увеличивает и ее стоимость [13–15].

Пенополиэтилен толщиной до 10 мм применяется в строительстве и ЖКХ достаточно широко как тепло- и звукоизоляция. Отражающее покрытие (фольга, напыление и пр.) позволяет снижать его теплопроводность и паропроницаемость, увеличить прочность при растяжении. Специалистами НИИСФ РААСН совместно с ООО ЛИТ проведены обширные исследования по влиянию отражающего покрытия на теплоизолирующие свойства системы. Обосновано обязательное наличие воздушного пространства между отражающим слоем и интерьерной облицовкой [16–18]. Технология строительства с применением рулонного вспененного полиэтилена разработана специалистами ООО ТЕПОФОД при участии НИУ МГСУ и НИИСФ РААСН. Основой этой технологии является применение однослойной комплексной изоляции в виде листов (рулонов) толщиной от 50 мм, соединяемых в замок с последующей сваркой, позволяет оптимизировать затраты, а также повышает долговечность изоляционной системы [19–21].

Отличительной особенностью предлагаемой изоляционной оболочки является отсутствие в ней швов. Рулонный вспененный полиэтилен размещается с внешней стороны каркаса, закрепляется механически и сваривается горячим воздухом. Далее в изоляционной оболочке прорезают оконные и дверные проемы; по элементам каркаса устанавливается деревянная обрешетка, на которой закрепляется внешняя облицовка. Сравнительно небольшая масса стен, перекрытий и кровли, допускает применение ленточных фундаментов неглубокого заложения.

Однако, несмотря на успешный опыт реализации таких систем в реальных конструкциях, существует ряд вопросов, связанных с поведением рулонного вспененного полиэтилена под длительно действующей нагрузкой, применением таких систем в различных климатических зонах, долговечностью и эксплуатационной надежностью таких систем, отсутствием экспериментального и научного обоснования возможности их применения. Эти вопросы в литературе ранее не рассматривались и являются предметом изучения в данной статье.

Целью данной работы явилось исследование основных физико-механических и эксплуатационных характеристик рулонного вспененного полиэтилена с перспективой обоснования возможности его применения в качестве теплоизоляции малоэтажных каркасных зданий, исследование эффективности такой изоляции в существующих объектах, а также разработка принципиальных конструктивных решений изоляции зданий на деревянном каркасе рулонным пенополиэтиленом.

## **II. МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ**

Для оценки эффективности разработанной системы необходимо было провести исследования свойств изоляционного материала, в том числе его эксплуатационной стойкости, определить прочностные характеристики и надежность сварного шва, а также исследовать свойства строительной системы в условиях действующего объекта.

Экспериментальные исследования возможности применения рулонного вспененного полиэтилена в системах изоляции каркасных зданий проводились по следующим направлениям: оценка

эксплуатационной стойкости пенополиэтилена; определение теплофизических свойств материала; определение механических характеристик изделий; определение свойств изоляционных систем в построечных условиях.

Определение эксплуатационной стойкости включало изучение свойств материала в условиях температурно-влажностных воздействий и определение ползучести образцов. Оценка свойств пластмасс (в том числе газонаполненных) по их ползучести под постоянной нагрузкой достаточно часто применяется при исследовании их свойств, и полукристаллических и жидкокристаллических полимеров, поролон (мягкого пенополиуретана), полистирола и др. [22–24].

Особенностью методики, разработанной НИУ МГСУ совместно с Вильнюсским ТУ им Гедеминаса, заключается в том, что образцы предварительно подвергали климатическому воздействию, а потом исследовали на ползучесть.

Ползучесть при сжатии образцов несшитого пенополиэтилена с металлизированным покрытием и без него (методика ГОСТ EN 1606-2011) определялась до климатических испытаний и на образцах, прошедших климатические испытания.

Влияние климатических факторов на свойства различных полимеров активно изучалось в течении последних двух-трех десятилетий [25–27]

С учетом свойств пенополиэтилена, климатические испытания осуществлялись при 60 циклах испытаний по двум режимам. Режим 1: снижение температуры до минус 20°C – 1 час; изотермическая выдержка при минус 20°C – 1 час; подъем температуры от минус 20°C до +40°C – 1 час; изотермическая выдержка при +40°C – 1 час; снижение температуры от +40°C до минус 20°C – 1 час. Режим 2 имитировал условия Заполярья: снижение температуры до минус 60°C – 1 час; изотермическая выдержка при минус 60°C – 1 час; подъем температуры от минус 20 до +40 °C – 1 час; изотермическая выдержка при +40°C – 1 час; снижение температуры от +40 до минус 60°C – 1 час.

Преимущества бесшовной изоляционной оболочки достаточно очевидны и определяют, главным образом, увеличение

термического сопротивления изоляционного покрытия за счет минимизации мостиков холода. При этом было необходимо определить прочностные характеристики сварного шва и сравнить их с прочностными характеристиками изделия. Предел прочности при растяжении определяли в соответствии с методиками ГОСТ EN 1608-2011.

Оценка теплозащитных свойств наружной стены с утеплением бесшовным полотном на основе вспененного полиэтилена проводилась на объекте (коттеджном доме), находившемся в эксплуатации в течение 5 лет. Выборочно проводилось экспериментальное определение сопротивления теплопередаче при помощи датчиков температуры и тепловых потоков, установленных на внутренней и наружной поверхностях ограждающей конструкции, в соответствии с ГОСТ Р 54853-2011 и ГОСТ 25380-2014.

### III. РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Результаты изучения влияния климатических факторов на изменение физико-механических характеристик образцов несшитого пенополиэтилена (НПЭ) представлены на рис. 1. и в табл. 1.

Было установлено, что изменение характеристик образцов, испытанных по режиму 1, практически не отличается от характеристик контрольной серии образцов, не проходивших обработку в климатической камере. В этих случаях кривые «деформации сжатия–прочность» практически совпадают.

Установлено, что естественные деформации пенополиэтилена в интервале температур от минус 60 до +40 °C незначительны. При охлаждении от 0 до минус 60 °C в ячейках пенополиэтилена происходит изменение состояния паровоздушной смеси.

При температурах близких к 0°C происходит переход паров воды в твердое состояние и выпадение мелкокристаллического льда на внутренних поверхностях ячеек.

Изменяется давление газа в ячейках и начинается сжатие материала. При дальнейшем снижении температуры плотность воздуха повышается и сжатие материала усиливается.

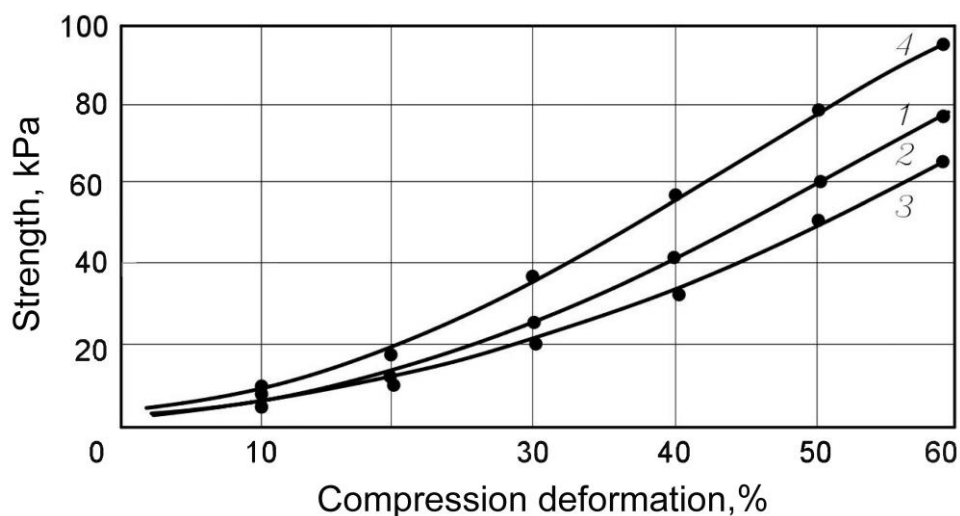
Таблица 1<sup>1</sup>

Прочность образцов НПЭ при различных деформациях сжатия<sup>2</sup>

Серии образцов	Прочность (кПа) при деформации сжатия, %
----------------	--



(Sample series)		(Strength (kPa) at compression deformation, %)					
		10	20	30	40	50	60
Контрольная серия (Reference series)	без фольги (without foil)	4	6	22	33	56	79
	с фольгой (foiled)	4	6	23	34	56	78
Испытания после климатического воздействия по режиму 1 – от минус 20 до +40°C (Tests after climatic exposure according to mode 1 - from minus 20 to +40°C)	без фольги (without foil)	4	6	21	33	54	77
	с фольгой (foiled)	4	6	22	34	55	78
Испытания после климатического воздействия по режиму 2 – от минус 60 до +40°C (Tests after climatic exposure according to mode 2 - from minus 60 to +40°C)	без фольги (without foil)	4	6	20	30	50	70
	с фольгой (foiled)	4	6	21	32	53	75
Испытания в замороженном при минус 60 °С состоянии (Tests of samples frozen at minus 60°C)	без фольги (without foil)	7	20	30	50	75	92
	с фольгой (foiled)	8	21	32	53	79	96



1 – контрольная серия образцов; 2 – образцы, подвергнутые климатическим испытаниям по режиму 1; 3 – то же по режиму 2; 4 – образцы в замороженном состоянии (при минус 60 °С)

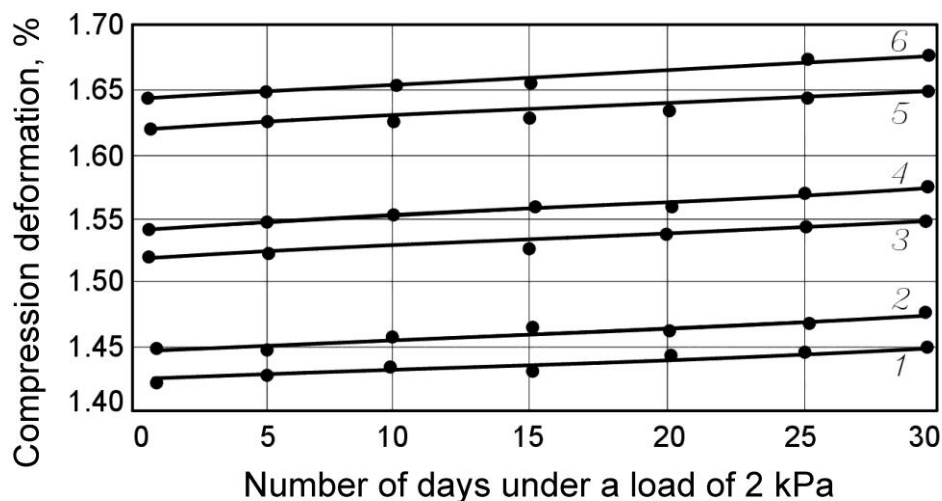
Рис. 1. Деформационные кривые образцов НПЭ.<sup>3</sup>

1,2,3 Appendix 1  
 При дальнейшем испытании при этой нагрузке во времени деформации изделия не происходит (или они настолько ничтожны, что не могут быть зафиксированы). Эффект отсутствия ползучести имел место и для контрольной серии образцов, и для образцов,

подвергнутых климатическим испытаниям и по режиму 1, и по режиму 2. В связи с этим, было решено увеличить прилагаемую нагрузку до 2...6 кПа. В этом случае после начальной деформации изменение размеров образца фиксировалось приборами; и некоторые результаты представлены на рис. 2, 3 и в табл. 2.

Результаты испытаний по определению деформаций сжатия под нагрузкой<sup>5</sup>

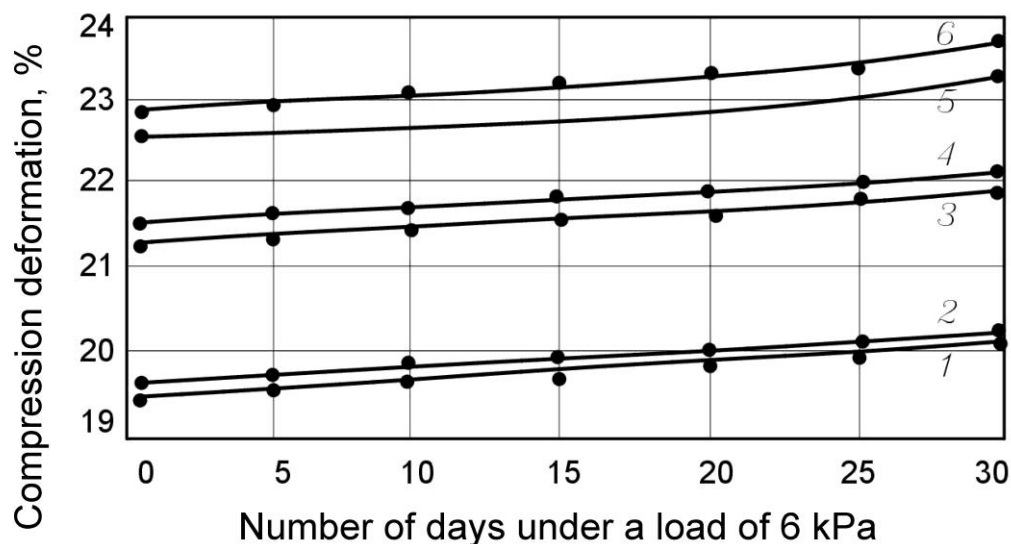
Серии образцов (Sample series)		Деформация сжатия (%) при количестве суток нагружения ( $\tau$ ) при постоянной нагрузке ( $\sigma$ , кПа) (Compression deformation (%) at the number of days of loading ( $\tau$ ) with a constant load ( $\sigma$ , kPa))					
		$\sigma = 2$ кПа		$\sigma = 4$ кПа		$\sigma = 6$ кПа	
		$\tau = 5$	$\tau = 30$	$\tau = 5$	$\tau = 30$	$\tau = 5$	$\tau = 30$
Контрольная серия (Reference series)	2без фольги (without foil)	1.45	1.47	9.7	10.0	19.7	20.3
	1с фольгой (foiled)	1.43	1.45	9.6	9.9	19.6	20.1
Испытания после климатического воздействия по режиму 1 (Tests after climatic exposure according to mode 1)	4без фольги (without foil)	1.55	1.57	10.1	10.3	21.7	22.1
	3с фольгой (foiled)	1.53	1.55	10.0	10.2	21.4	21.9
Испытания после климатического воздействия по режиму 2 (Tests after climatic exposure according to mode 2)	6без фольги (without foil)	1.65	1.67	10.4	10.7	22.9	23.6
	5с фольгой (foiled)	1.63	1.65	10.3	10.6	22.6	23.3



1, 2 – контрольные образцы; 3, 4 – образцы, испытанные после климатического воздействия по режиму 1; 5, 6 – образцы, испытанные после климатического воздействия по режиму 2; 1, 3, 5 – фольгированные образцы; 2, 4, 6 – образцы без фольги.

Рис. 2. Деформация сжатия под постоянной нагрузкой 2 кПа в зависимости от количества суток нагружения.<sup>6</sup>

<sup>4,5,6</sup> Appendix 1



1, 2 – контрольные образцы; 3, 4 – образцы, испытанные после климатического воздействия по режиму 1; 5, 6 – образцы, испытанные после климатического воздействия по режиму 2; 1, 3, 5 – фольгированные образцы; 2, 4, 6 – образцы без фольги

**Рис. 3. Деформация сжатия под постоянной нагрузкой 6 кПа в зависимости от количества суток нагружения.<sup>7</sup>**

Отсутствие деформаций при нормативных нагрузках, и незначительная деформация при больших нагрузках позволили сделать вывод что изделия на основе пенополиэтилена стойки как к климатическим воздействиям, так и к механическому нагружению, не превосходящему 50% от прочности на сжатие при 10 % деформации. По результату испытаний повреждений образцов выявлено не было.

Исследования показали, что при приложении нормативной нагрузки (в соответствии с рекомендациями ГОСТ EN 1606-2011) происходит сжатие материала на 8–10 % его толщины.

По результатам климатических испытаний снижение прочностных характеристик образцов пенополиэтилена не превышало 4...6%. Материал в интервале температур от минус 60 до +60 °С имеет высокую эксплуатационную стойкость, эквивалентную пятидесяти годам эксплуатации. При температурах выше 80°С применение изделий на основе пенополиэтилена не желательно, так как возможна деструкция полимера и значительные пластические деформации изделия. Нанесение отражающего покрытия на поверхность пенополиэтилена (фольгирование или нанесением металлизированного лавсана) на прочностные характеристики по сжатию влияния не оказывает. Влияние на теплотехнические характеристики изоляционной оболочки

менее однозначно. Исследования, проведенные специалистами различных исследовательских центров, показывают возрастание роли такого покрытия в системах изоляции с вентилируемым зазором, как за счет прямого отражения тепла покрытием, так и за счет процессов теплообмена в вентилируемом пространстве [16–18]. При расположении изоляционного материала с наружной стороны каркаса здания эффект отражения также имеет место, что увеличивает термическое сопротивление изоляционной оболочки.

Эластичная изоляционная оболочка деформируется вместе с основанием, на котором она закреплена механически. Таким основанием обычно является деревянный или металлический каркас. Температурные и влажностные (у древесины) деформации проявляются в конструкции в зависимости от параметров внешней среды. Эти деформации предполагают возникновение растягивающих напряжений в изоляционном покрытии. Сохранение свойств изоляционной оболочки (и в первую очередь ее целостности) является важным для обеспечения долговечности конструкции в целом. Экспериментальные исследования (рис. 4) показали, что предел прочности на растяжение вдоль полотна составляет 80...92 кПа и 80...87 кПа соответственно для образцов с металлизированным покрытием и без него, а

<sup>7</sup> Appendix 1

предел прочности на растяжение сварного шва составляет 29...32 кПа.

С точки зрения эксплуатации, защиты конструкций от атмосферных проявлений и создания благоприятных интерьерных условий, является важным сохранение теплофизических показателей конструкции, что также необходимо было подтвердить экспериментальными исследованиями. По результатам натурных испытаний установлено, что термическое сопротивление изоляционной оболочки составило 2,96 м<sup>2</sup>·°С/Вт, сопротивление теплопередаче (с учетом коэффициентов теплоотдачи) 3,12 м<sup>2</sup>·°С/Вт. Фактическая влажность соснового бруса каркаса составила 7,7...7,8%, что находится на уровне значений равновесной влажности. Гнилостных повреждений деревянного каркаса не обнаружено.

Полученные теплофизические показатели для конструкции после 5 лет ее эксплуатации подтвердили целесообразность использования данных систем изоляции для строительства малоэтажных каркасных жилых зданий. Утепление рекомендуется производить по внешнему периметру каркаса здания с последующей фасадной облицовкой.

Мониторинг построенных объектов и изучение свойств изделий на основе пенополиэтилена позволили осуществить сравнительную оценку систем с применением традиционного утепления каркасных зданий (когда плитная теплоизоляция размещается между стойками и элементами каркаса) и разработанной системы с применением рулонного пенополиэтилена.

Традиционным утеплителем в каркасных конструкциях являются мягкие минераловатные плиты, рекомендуемые для систем, работающих не под нагрузкой (в

данном случае нагрузку воспринимает каркас здания). Такие плиты имеют невысокую среднюю плотность, а их прочностные характеристики оцениваются сжимаемостью. В традиционных системах является обязательным использование гидроизоляционных слоев из рулонных битумно-полимерных материалов, располагаемых снаружи по периметру утепления и пароизоляции (как правило полиэтиленовой пленки или мембраны) изнутри. Теплотехническую однородность изоляционной оболочки снижают также возможные потери тепла на стыках плит и в местах прилеганий плит к несущему каркасу здания [19–20]. Этих особенностей лишена разработанная система, в которой изоляционная оболочка является одновременно паро-, тепло- и гидроизоляцией.

Было проведено сравнение стоимости систем утепления каркасных зданий с применением традиционных решений и с применением технологии формирования бесшовной оболочки, результаты приведены в табл. 3. Снижение затрат по работам обусловлено исключением операций гидро- и пароизоляции конструкции.

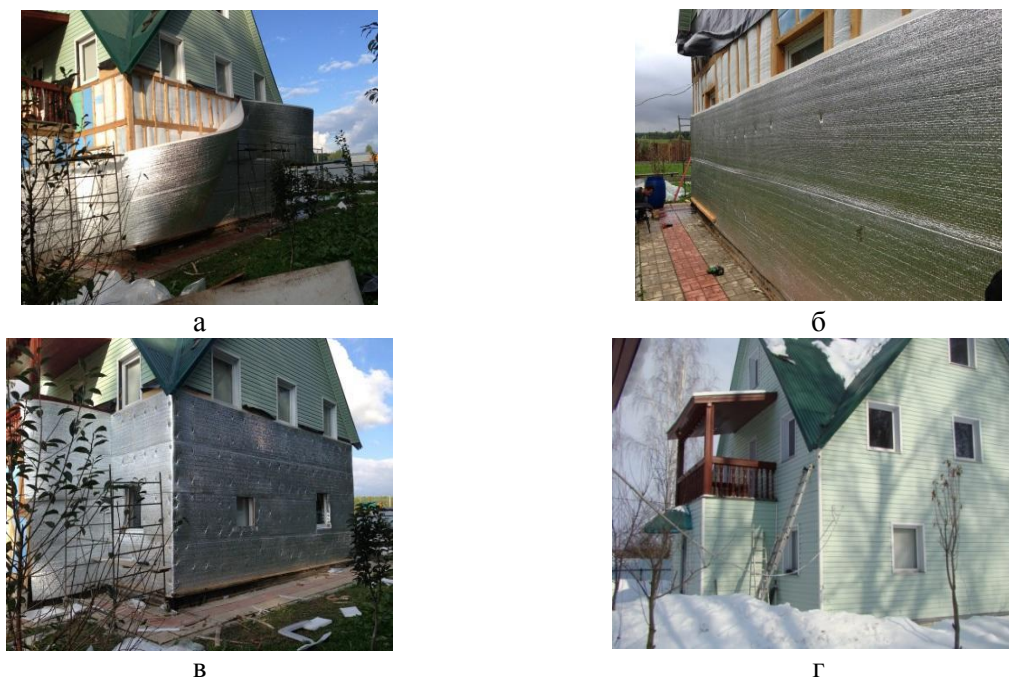
Лабораторные исследования и натурные испытания на объекте подтвердили, что система с применением рулонного пенополиэтилена долговечна и, с точки зрения теплосбережения, более перспективна по сравнению с традиционными системами утепления [21–23]. Пенополиэтилен не деформируется в процессе эксплуатации зданий, а также является одновременно тепло-, паро- и гидроизоляцией.

Таблица 3<sup>8</sup>

Сравнительная стоимость различных каркасных систем<sup>9</sup>

Тип каркасной системы (Frame system type)	Стоимость, Euro/m <sup>2</sup> (Cost, Euro/m <sup>2</sup> )		
	По материалам (Materials)	По работам (Work)	Всего (Total)
С минераловатным утеплением (With mineral wool insulation)	10...13	13...15	23...28
С изоляцией на основе рулонного пенополиэтилена (With insulation based on foamed polyethylene)	10...12	9...12	19...24

<sup>8,9</sup> Appendix 1



*а – разворачивание рулона пенополиэтилена; б – механическое закрепление теплоизоляции и сшивка рулона; в – формирование изоляционного контура и оконных проемов; г – коттедж после пяти лет постоянной эксплуатации*

**Рис. 5. Теплоизоляция коттеджа.<sup>10</sup>**

В результате проведенных исследований были разработаны системные решения по комплексной изоляции каркасных зданий рулонным пенополиэтиленом. Бесшовная изоляционная оболочка, формирующаяся за счет соединения отдельных листов в замок с последующей сваркой горячим воздухом, позволяет одновременно реализовывать тепло- паро- и гидроизоляцию конструкции. Эти решения нашли широкое практическое применение (рис. 5). Разработаны и реализованы рекомендации по ведению строительно-монтажных работ [21-23].

#### **IV. ВЫВОДЫ**

Утеплитель на основе рулонного пенополиэтилена – это долговечный материал, который также является тепло-, паро- и гидроизоляцией. изоляционные системы, разработанные по результатам исследований, уже нашли широкое практическое применение и имеется достаточные опыт реализации и эксплуатации подобных решений. Эксплуатационная стойкость изделий и долговечность конструкций соответствуют нормативным требованиям.

Общая энергетическая эффективность реализуемых в строительстве решений по системам изоляции деревянных каркасных

коттеджей складывается из следующих элементов. Во-первых, это затраты на приобретение материалов и на строительство. При реализации классических систем использование энергосберегающих решений удорожает строительство объектов. В данном случае этого не происходит, так как формирование бесшовной изоляционной оболочки практически сводит к минимуму потери тепла по глади стены.

Во-вторых, это обеспечение длительных эксплуатационных циклов без капитального ремонта. Проведенный мониторинг состояния объектов на деревянном каркасе показал, что все конструкции находятся в нормальном эксплуатационном состоянии без проявлений избыточной влажности и сопутствующим таковой появлению грибковых поражений, синевы или плесени.

В-третьих, это снижение эксплуатационных расходов на горячее водоснабжение и отопление. Здесь необходимо отметить, что эффективное снижение потерь тепла достигается применением рекуператоров, устанавливаемых в оконных проемах. Таким образом устраняется отрицательный для сбережения тепла эффект «открытой форточки», при этом обеспечивается приток

<sup>10</sup> Appendix 1

свежего воздуха для естественной вентиляции помещений.

Таким образом, на основании проведенных экспериментальных и теоретических исследований, доказано, что бесшовные изоляционные оболочки из вспененного полиэтилена имеют высокие теплозащитные свойства, характеризуются высокой долговечностью и эксплуатационной надежностью, могут применяться в различных климатических регионах строительства, позволяют снижать эксплуатационные расходы, а также затраты на строительство и сокращать время выполнения строительно-монтажных работ.

#### APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

<sup>1,2</sup>**Table 1.** Strength of non-cross-linked foamed polyethylene samples under various compression deformations.

<sup>3</sup>**Fig. 1.** Deformation curves of non-cross-linked foamed polyethylene samples (1 - reference samples; 2 - samples subjected to climatic tests in mode 1; 3 - the same one in mode 2; 4 - samples in a frozen state (at minus 60 ° C)).

<sup>4,5</sup>**Table 2.** Test results for determining compressive deformations under load.

<sup>6</sup>**Fig. 2.** Compression deformation under a constant load of 2 kPa depending on the number of days of loading (1, 2 - reference samples; 3, 4 - samples tested after climate exposure in mode 1; 5, 6 - samples tested after climatic exposure in mode 2; 1, 3, 5 - foiled samples; 2, 4, 6 - samples without foil).

<sup>7</sup>**Fig. 3.** Compression deformation under a constant load of 6 kPa depending on the number of days of loading (1, 2 - reference samples; 3, 4 - samples tested after climate exposure in mode 1; 5, 6 - samples tested after climatic exposure in mode 2; 1, 3, 5 - foiled samples; 2, 4, 6 - samples without foil).

<sup>8,9</sup>**Table 3.** The comparative cost of various frame systems.

<sup>10</sup>**Fig. 5** Thermal insulation of a cottage.

#### Литература (References)

- [1] Efimov B., Isachenko S., Kodzoev M.B., Dosanova G. and Ekaterina B. Dispersed reinforcement in concrete technology. *E3S Web of Conferences*, 2019, vol. 110, pp. 01032.
- [2] Almusaed A., Almassad A., Alasadi A. Analytical interpretation of energy efficiency concepts in the housing design process from hot climate. *Journal of Building Engineering*, 2019, vol. 21, pp. 254-266.
- [3] Medvedev A., Bobrova E., Poserenin A. and Zarmanyan E. Evaluation of mineral fiber properties using x-ray fluorescence analysis and measurement of natural radioactivity. *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 170, pp. 03018.
- [4] Umnyakova N, Gandzhuntsev M. To the determination of heat exchange conditions near the inner surface of walls with reflective thermal insulation from aluminum foil. *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 196, pp. 02035.
- [5] Belussi L., Barozzi B., Bellazzi A., Danza L., Devitofrancesco A., Fanciulli C., Ghellere M., Guazzi G., Meroni I., Salamone F., Scamoni F., Scrosati C. A review of performance of zero energy buildings and energy efficiency solutions. *Journal of Building Engineering*, 2019, vol. 25, pp. 100172.
- [6] Pyataev E.R., Medvedev A.A., Poserenin A.I., Burtseva M.A., Mednikova E.A. and Mukhametzyanov V.M. Theoretical principles of creation of cellular concrete with the use of secondary raw materials and dispersed reinforcement. *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 251, pp. 01012.
- [7] Gnip I.J., Keršulis V.J., Vaitkus S.J. Analytical description of the creep of expanded polystyrene under compressive loading. *Mechanics of Composite materials*, 2005, vol. 41(4), pp. 357–364.
- [8] Ujma A., Pomada M. Analysis of the temperature distribution in the place of fixing the ventilated facade. *E3S Web of Conferences*, 2019, vol. 97, pp. 01041.
- [9] Fayez Aldawi, Firoz Alam, Abhijit Date, Arun Kumar, Mohammad Rasul. Thermal Performance Modelling of Residential House Wall Systems. *Procedia Engineering*, 2012, vol. 49, pp. 161-168.
- [10] Pilipenko A., Bobrova E. and Boris E. Simulation of thermal treatment of mineral wool blanket. *MATEC Web of Conferences*, 2019, vol. 298, pp. 00091.
- [11] Nardi L., Perilli S., De Rubeis T., Sfarra S., Ambrosini D. Influence of insulation defects on the thermal performance of walls an experimental and numerical investigation. *Journal of Building Engineering*, 2019, vol. 21, pp. 355-365.
- [12] Shen X., Li L., Cui W., Feng Y. Coupled heat and moisture transfer in building material with freezing and thawing process. *Journal of Building Engineering*, 2018, vol. 20, pp. 609–615.
- [13] Bauer E., Pavon E., De Castro E.K., Barreira E. Analysis of building façade defects using infrared thermography: laboratory studies. *Journal of Building Engineering*, 2016, vol. 6, pp. 93–104.
- [14] De Dear, R.J., Brager, G.S. Thermal comfort in naturally ventilated buildings: Revisions to ASHRAE Standard 55. *Energy and Buildings*, 2002, vol. 34 (6), pp. 549-561.
- [15] Suarez C., Joubert P., Molina J.L., Sanchez F.J. Heat transfer and mass flow correlations for ventilated facades. *Energy and Buildings*, 2011, vol. 43 (12), pp. 3696-3703.

- [16] Umnyakova N. Influence of surface emissivity on the heat loss through the wall behind the heater. *Procedia Engineering*, 2015, vol. 111, pp. 797–802.
- [17] Umnyakova N. Heat exchange peculiarities in ventilated facades air cavities due to different wind speed. *Advances and Trends in Engineering Sciences and Technologies II - Proceedings of the 2nd International Conference on Engineering Sciences and Technologies, ESaT 2016*, 2017, pp. 655–660.
- [18] Umnyakova N, Ujma A. Unventilated Air Layers with a Reflective Coating in the Building Envelope. *Materials Science Forum*, 2018, vol. 931, pp. 496–501.
- [19] Russian Federation Patent no. 2645190. Lock technology of thermal insulation material for seamless welding of connecting locks. Registered on February 16th, 2018.
- [20] Kozlov S., Efimov B., Bobrova E., Zinovieva E. and Zhukova E. Optimization of foamed plastic technology. *E3S Web of Conferences*, 2019, vol. 97, pp. 06010.
- [21] Gudkov P., Kagan P., Pilipenko A., Zhukova E.Yu., Zinovieva E.A. and Ushakov N.A. Usage of thermal isolation systems for low-rise buildings as a component of information models. *E3S Web of Conferences*, 2019, vol. 97, 01039.
- [22] Gnip I., Keršulis V., Vaitkus S., Vėjelis S. Assessment of Strength under Compression of Expanded Polystyrene (EPS) slabs. *Materials science (Medžiagotyra)*, 2004, vol. 10, № 4, pp. 326–329.
- [23] Carriere C.J., Bank D., Malanga M. Evaluation and modelling of the high-temperature short-term creep performance of selected glass-filled semicrystalline and liquid crystalline polymers. *Journal of Applied Polymer Science*, 1998, vol. 67, pp. 1177–1183.
- [24] Chacko S.R. and Sivakumar S.M. A procedure for correction of creep in foam in foam rubber optical pressure measurement techniques. *Experimental Mechanics*, 1999, vol. 39, No 2, pp. 125–132.
- [25] Kiselman A., Portnyagin D., Ibe E. and Shibaeva G. Estimation of influence of heat-conducting inclusions on thermal protection of filler constructions of buildings. *E3S Web of Conferences*, 2019, vol. 97, pp. 04026.
- [26] Topchy D., Yurgaytis A., Manakhova A. and Mustafina K. The potential for implementation of liquid thermal insulation in organizational and technological solutions. *E3S Web of Conferences*, 2019, vol. 97, 06039.
- [27] Gotlib E., Nguyen A., Yanov V. and Sokolova A. Study of resistance to climatic factors of epoxy coatings modified by plant oils and their functionalized derivatives. *E3S Web of Conferences*, 2019, vol. 97, pp. 02001.

### Сведения об авторах.



**Семенов Вячеслав Сергеевич**  
Кандидат технических наук.  
НИУ МГСУ. Область научных интересов:  
полифункциональные строительные композиты.  
E-mail: [science-isa@yandex.ru](mailto:science-isa@yandex.ru)



**Бессонов Игорь Вячеславович**  
Кандидат технических наук.  
НИИСФ РААСН. Область научных интересов:  
строительная теплофизика.  
E-mail: [bessonoviv@mail.ru](mailto:bessonoviv@mail.ru)



**Тер-Закарян Карпет Арменович.** Генеральный директор. ООО «ТЕПОФОЛ». Область научных интересов: системы на основе пенополиэтилена.  
E-mail: [karo73@mail.ru](mailto:karo73@mail.ru)



**Жуков Алексей Дмитриевич**  
Кандидат технических наук.  
НИУ МГСУ. Область научных интересов: изоляционные материалы и системы.  
E-mail: [lj211@yandex.ru](mailto:lj211@yandex.ru)



**Медникова Елизавета Андреевна.** Инженер. НИУ МГСУ. Область научных интересов: изоляционные материалы и системы.  
E-mail: [lisamednikova97@gmail.com](mailto:lisamednikova97@gmail.com)



## Jubileu

### Acad. Nicolae ANDRONATI la 85 de ani

Academicianul Nicolae Andronati s-a născut la 7 noiembrie 1935 în s. Caragaș, în prezent, raionul Slobozia Republica Moldova. În satul natal a absolvit școala medie necompletă cu continuarea studiilor la școala medie din orașelul Slobozia. În anul 1953 a devenit student la Institutul Politehnic din Lvov (Ucraina) cu absolvirea instituției în 1958 și obținerea profesiei de inginer în domeniul fotografierii aeriene cu aplicații în geologie. La revenirea în țară s-a angajat la uzina “Vibropribor” din Chișinău, activând ca maestru și apoi în funcția de inginer constructor. Din anul 1963, dl inginer N. Andronati, a fost membru echipei care a pus bazele dezvoltării industriei tehnicii de calcul în Republica Moldova cu fondarea uzinei “Luci”. Primele

dispozitive confecționate au fost blocuri funcționale pentru mașinile de calcul ce operau cu semnale analogice pe măsura acumulării experienței s-a trecut la fabricarea mașinii de calcul MH-14, dezvoltarea la tipul MH-17 destinate rezolvării în timp real a ecuațiilor diferențiale neliniare de ordin superior (până la  $n=50$ ). Mașina de calcul MH-17M a fost utilizată pentru rezolvarea problemelor dirijării zborului aparatelor cosmice și pregătirii cosmonauților pentru zbor în institutul problemelor medico-biologice din U.R.S.S.

Pentru a face față noilor provocări și probleme din domeniul de activitate dl N. Andronati a absolvit în anul 1969 Institutul de Radiotehnică, Electronică și Automatică din Moscova, devenind specialist în domeniul mașinilor de calcul. Următoarea treaptă de perfecționare personală a constituit-o studiile de doctorat la Academia Militară de Artilerie din Sankt-Petersburg (1970–1972). Subiectul acestei cercetări au fost studiile fiabilității mașinilor și complexelor de calcul, preponderant, destinate pentru condiții și domenii specifice de exploatare, pentru care fiabilitatea este unul din indicatorii tehnici principali ai acestor dispozitive. Ca o continuare naturală a activităților în domeniul tehnicii de calcul se prezintă pregătirea și susținerea tezei de doctor habilitat a cărui subiect a constituit cercetarea și elaborarea conceptului și soluțiilor de asigurare a fiabilității sistemelor moderne hibride de calcul, care îmbină avantajele mașinilor analogice și mașinilor digitale electronice de calcul.

Un loc deosebit în familia de mașini de calcul dezvoltate revine dispozitivelor electronice de calcul utilizate în aparatele de zbor, denumite mașini de calcul de bord, cunoscute în U.R.S.S. sub titlul Argon. Fabricarea acestor dispozitive s-a transmis uzinei “Luci” din Chișinău în anul 1971, cu asimilarea tehnologiei de producere a microcircuitelor în multe starturi, care se fabricau doar de uzina din Chișinău pentru mașinile de calcul de bord A-15, A-15A. Aceste mașini hibride de calcul au fost baza a peste 35 de sisteme de comandă utilizate în aviație și obiecte mobile. Sub conducerea dlui academician N. Andronati au fost elaborate și implementate o serie de mașini de calcul hibride ca ABK-33, în care sistemul de control al mașinii permite recepția informației în formă digitală pentru încărcarea softului în procesorul ce operează cu semnale analogice, conversia rezultatului analogic (soluția căutată) în format digital pentru utilizarea după destinație. Aceste mașini de calcul au devenit bază proiectării și confecționării multor sisteme inteligente utilizate sofisticate pentru industria energiei nucleare, petrolului și gazelor, chiar și la realizarea studiilor geodezice și fotogrammetrice în timpul fotografierii aeriene.

Sub conducerea dlui academician N. Andronati în calitate de Constructor principal au fost elaborate și puse în producere la Chișinău mașina de calcul analogică AVK-33 destinată controlului matematic al sistemelor dinamice complexe și rezolvarea problemelor descrise prin ecuații diferențiale liniare și neliniare obișnuite de ordin 60 sau problemele reducibile la un sistem de ecuații diferențiale obișnuite, complexul de calcul analog-digital ATsVK-3, conceput pentru modelarea matematică în timp real a sistemelor dinamice complexe, pentru rezolvarea problemelor de optimizare, cercetare statistică și probleme de cercetare



operațională, sistemul de calcul special hibrid cu două niveluri de ierarhie de control bazat pe procesorul analog AVK-31, AVK-32 și calculatoare digitale: A5, A15A și A15x, precum și 5728 A.

Pentru a rezolva problema dirijării obiectelor terestre, transportabile (transportabile), subacvatice, aeriene, spațiale în NICEVT (Chișinău) a fost elaborat și asimilat pentru producerea computerului digital de bază BTsVM - A15K cu aplicarea componentelor noi electronice la uzina „SCHETMASH” din Chișinău. Produsele de tip A15K sunt utilizate în zeci de sisteme terestre și de aeronave de peste 30 de ani.

Cea mai importantă componentă a sistemelor de calcul, care afectează puternic fiabilitatea întregului complex, este placa cu circuite imprimate cu elemente montate. Plăcile de circuit RCBS-Relief tehnologia de producere a cărora a fost implementată sub conducerea dlui N. Andronati s-au dovedit a fi cele mai potrivite pentru rezolvarea problemei asigurării fiabilității calculatoarelor de destinație specială. Tehnologia RCB a fost utilizată în diverse sisteme specializate, inclusiv aeronava MiG-29 și stația spațială MIR.

DI N. Andronati, fiind unul din fondatorii ramurii industriale noi în Republica Moldova, a trecut de fapt toate treptele ciclului de organizare a unei noi industrii inovative îndeplinind funcțiile de tehnolog, constructor, șef de lucrări, șef de hală, director tehnic și Director general al asociației științifice și de producere cunoscută ca întreprinderea „Sciotmaș”.

Bogata experiența de viață, de organizare a proceselor de producere și ca cercetător științific a impulsat dezvoltarea domeniului de pregătire a cadrelor calificate pentru noua ramură a industriei moldovenești. Urmare a acestor activități în țară se poate indica eforturile privind fondarea și dezvoltarea în Chișinău a Institutului Politehnic (astăzi Universitatea Tehnică a Moldovei), departamente specializate, școli tehnice și școli tehnice profesionale pregătirea specialiștilor în centrele științifice din URSS. DI academician a fost un promotor activ al acestor acțiuni activând în funcția de prorector pentru studii și munca științifică și șef al Catedrei mijloace de automatizare și tehnologia producerii la Institutul Republican de Perfecționare a Specialiștilor de pe lângă Comitetul de Stat pentru Planificare al RSSM (1973–1977), ca director al uzinei „Sciotmaș” (1977–1983), director al Filialei Chișinău a Centrului de Cercetări Științifice în domeniul Tehnicii Electronice de Calcul din or. Moscova (1983–1992).

În perioada 1993–1999 a îndeplinit funcția de academician coordonator al Secției de Științe Tehnice a AȘM. Din 1999 este colaborator științific principal, apoi până în anul 2019 în funcția de consultant științific al Institutului de Energetică al AȘM. Concomitent, a activat în calitate de conferențiar și profesor la Universitatea Tehnică a Moldovei (1972–1992). A fost deputat în Parlamentul Republicii Moldova (1990–1992). Din 1992 până în 1994 a fost primvice-primministru al Republicii Moldova. Din 1999 este cercetător științific principal și consultant științific al Institutului de Energetică al AȘM până în anul 2019.

Cercetările științifice sunt axate pe proiectarea și construirea sistemelor informațional-computaționale speciale, modelarea computațională, sistemele automatizate de dirijare, fiabilitatea și viabilitatea sistemelor informaționale de calcul. A elaborat noi metode de calcul ale sistemelor de ecuații diferențiale și integrale, de majorare a preciziei rezolvării lor. A propus o metodă universală nouă pentru aprecierea fiabilității sistemelor mari de complexitate înaltă, a creat modele teoretice care permit a prognoza proprietățile și comportamentul obiectelor dirijate. A elaborat principiile de construire a calculatoarelor specializate cu destinație specială. Este autorul a peste 130 de lucrări științifice, inclusiv 5 monografii: Надежность АСУ технологическими процессами (1980); Технология и качество в производстве цифровых управляющих вычислительных машин (1983); Аппаратно-программные средства автоматизированных систем управления (1989, în colab. cu prof. A. A. Fedulov și prof. O. V. Șerbakov); Perioada de tranziție și tehnologiile informaționale (1996), Применение гибридных вычислительных систем и вычислительного эксперимента при методах математического моделирования (МММ) различных процессов (2015) etc.

Deține 15 brevete de invenție. A pregătit 13 doctori în științe. Rezultatele cercetărilor științifice au fost expuse în comunicări, prezentate la numeroase conferințe și simpozioane republicane și internaționale,

inclusiv în Rusia, Franța, Austria, Ucraina, Cehia, Portugalia, Germania, Georgia, Finlanda etc. Membru al Academiei Internaționale Inginerești din Moscova, membru al consiliilor științifice specializate pentru conferirea titlurilor de doctor și doctor habilitat de pe lângă Universitatea Tehnică a Moldovei, Universitatea Tehnică din Lvov, Institutul de Energetică al AȘM la specialitatea „Tehnică de calcul și informatică” (1989–1992), Membru al Seminarului Științific de profil la specialitățile 221.01. Sisteme și tehnologii energetice și la specialitatea 233.02.Echipamente și sisteme electronic, Membru al colegiului de redacție a revistei “Problemele energiei regionale”, categoria A, inclusă în baza de date WoS (THOMSON), Membru al Comitetului Executiv EUNIS– European Universities Information Systems Organisation. I s-a conferit t

***La Mulți Ani, multstimate domnule academician Nicolae Andronati!***