

**Аскар Багдатович Касымов** – PhD, «Физика және химия ғылымдары зерттеу мектебі» факультет деканы, Семей қаласының Шәкәрім атындағы университеті, Қазақстан Республикасы, e-mail: kassymov.asb@gmail.com. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1983-6508>.

**Темірлан Нұрланұлы Умыржан** – «Техникалық физика және жылу энергетикасы» кафедрасының докторанты, Семей қаласының Шәкәрім атындағы университеті, Қазақстан Республикасы, e-mail: timirlan-95@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-9111-1975>.

#### Сведения об авторах

**Акбота Рыспековна Хажидинова\*** – PhD, и.о. ассоциированного профессора кафедры «Техническая физика и теплоэнергетика», Университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан; e-mail: khazhidinova1991@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8802-1559>.

**Ольга Александровна Степанова** – кандидат технических наук, доцент, заведующая кафедрой «Техническая физика и теплоэнергетика», Университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан; e-mail: aug11@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5221-1772>.

**Михаил Вячеславович Ермоленко** – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Техническая физика и теплоэнергетика», Университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан; e-mail: tehfiz@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1677-8023>.

**Аскар Багдатович Касымов** – PhD, декан факультета «Исследовательская школа физических и химических наук»; Университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан, e-mail: kassymov.asb@gmail.com. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1983-6508>.

**Темірлан Нұрланұлы Умыржан** – докторант кафедры «Техническая физика и теплоэнергетика» Университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан, e-mail: timirlan-95@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-9111-1975>.

#### Information about the authors

**Akbota Khazhidinova\*** – PhD, acting Associate Professor of the Department of Technical Physics and Thermal Power Engineering, Shakarim University of Semey, Republic of Kazakhstan; e-mail: khazhidinova1991@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8802-1559>.

**Olga Stepanova** – candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department «Technical physics and heat power engineering»; Shakarim University of Semey, Republic of Kazakhstan; e-mail: aug11@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5221-1772>.

**Mikhail Yermolenko** – Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer, Department of Technical Physics and Heat Power Engineering», Shakarim University of Semey, Republic of Kazakhstan; e-mail: tehfiz@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1677-8023>.

**Askar Kassymov** – PhD, Dean of the Faculty «Research school of physical and chemical sciences», Shakarim University of Semey, Semey, Republic of Kazakhstan; e-mail: kassymov.asb@gmail.com. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1983-6508>.

**Temirlan Umyrzhan** – doctoral student, Department of «Technical Physics and Heat Power Engineering», Shakarim University of Semey, 0 Republic of Kazakhstan; e-mail: timirlan-95@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-9111-1975>.

Редакцияға енуі 21.10.2024

Өңдеуден кейін түсуі 19.11.2024

Жариялауға қабылданды 20.11.2024

[https://doi.org/10.53360/2788-7995-2024-4\(16\)-38](https://doi.org/10.53360/2788-7995-2024-4(16)-38)

IRSTI: 62.15.77



**A. Manulenko\*, S. Elistratov<sup>2</sup>, M. Ermolenko<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Shakarim University of Semey,  
071412, Republic of Kazakhstan, Semey, 20 A Glinka Street

<sup>2</sup>Novosibirsk State Technical University,  
630073, Russia, Novosibirsk, K. Marx ave., 20  
\*e-mail: suvorov8214@gmail.com

## ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF THE REFRIGERATION UNIT IN THE HEATING AND COOLING MODE

**Abstract:** The article presents a study of a refrigeration unit operating in two modes – heating and cooling. The study is aimed at evaluating the effectiveness of the system for each mode.

*In the process of efficiency analysis, heat flows passing through key components of the installation, such as a condenser and an evaporator, were taken into account.*

*The analytical dependences of the heat load on the evaporator and the compressor power, the refrigeration coefficient and the transformation coefficient relative to the temperature of the coolant at the inlet to the heat exchanger are given, comparative cycles of a heat pump with an intermediate heat exchanger for steady-state cooling and heating modes were constructed, and their nodal points were analyzed.*

*The results showed differences in characteristics depending on the operating mode of the system, which made it possible to identify optimal conditions for increasing the overall efficiency of the installation.*

*The balance points for the heating and cooling mode were identified, where the thermal load on the evaporator is equalized with the compressor power.*

*Analytical dependences of the installation characteristics for both the cooling and heating modes were obtained.*

*The accuracy of the approximation of all the obtained lines was more than 0,95.*

*As a result of the conducted research, it was found that the refrigeration system works more efficiently in heating mode, and the optimal temperature of the coolant for cooling and heating modes was 5,5°C u 9°C respectively.*

**Key words:** *thermodynamic analysis, heat pump, refrigeration unit, refrigerating agent, thermodynamic cycles.*

## **Introduction**

Refrigeration systems with an intermediate coolant are used where high demands are placed on the safety of people, especially for operation in heating and cooling modes of premises. Therefore, the study of the efficiency of the equipment in variable modes is a primary task to identify weaknesses and determine the optimal operating parameters.

The thermodynamic processes in the cycle should be evaluated taking into account each thermodynamic process that makes up the cycle. Energy efficiency analysis is the main tool for the design and optimization of refrigeration systems and heat pumps. The main purpose of energy analysis is to determine the refrigeration coefficient, the transformation coefficient, the change in compressor power and the thermal load on the evaporator [1-5].

The study of such indicators as the refrigeration coefficient and the transformation coefficient allows you to analyze the real processes taking place in the system [6,7].

The study of energy efficiency makes it possible to identify ways to minimize thermodynamic losses, which leads to a reduction in operating costs. It also helps to reduce the environmental impact by reducing energy consumption and carbon dioxide emissions [8-10].

The purpose of the work was to study the efficiency of the refrigeration system in the cooling and heating mode.

## **Research methods**

Research methods the research was carried out on an experimental refrigeration unit with an intermediate coolant operating in two modes: heating and cooling (Figure 1). The schematic diagram of the experimental installation is shown in Figure 2.



Figure 1 – Experimental setup

Propylene glycol was used as an intermediate coolant, and R134a was used as a refrigerating agent. The temperature of the coolant at the inlet to the heat exchanger varied in the

range from 8 °C to 15 °C in increments 1 °C. Plate heat exchanger (PHE) acts as an evaporator in the cooling mode, and as a condenser in the heating mode.

Based on the experimental data obtained, the parameters of the nodal points of the cycles were determined using CoolPack and Solkane 8 programs. The experimental results were processed on a PC using Excel. The calculation of the main characteristics of a single-stage vapor compression refrigeration system in heating and cooling mode was carried out according to generally accepted methods.

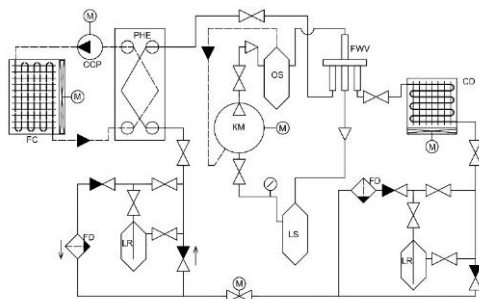


Figure 2 – Schematic diagram of an experimental installation

KM – compressor, CD – condenser, PT – plate heat exchanger, FC – fan coil, LR – linear receiver, LS – liquid separator, OS – oil separator, FD – filter dryer, CCP - central circulation pump, FWV – four-way valve, ECV – electronic control valve

### Research results

As a result of the conducted research, the parameters of the nodal points in the cooling and heating mode are presented in Table 1, and the comparative cycles in P-h coordinates for the analysis of energy characteristics are shown in Figure 3.

Table 1 – Parameters of the nodal points

| № | Cool   |       |          | Heating |        |          |
|---|--------|-------|----------|---------|--------|----------|
|   | P, MPa | T, K  | h, kJ/kg | P, MPa  | T, K   | h, kJ/kg |
| 1 | 3,75   | 295   | 426,8    | 3,88    | 286,1  | 407,75   |
| 2 | 10,17  | 340,8 | 457,09   | 13,31   | 339,12 | 441,92   |
| 3 | 10,17  | 313   | 256,43   | 13,31   | 321,4  | 269,07   |
| 4 | 3,75   | 300   | 256,43   | 3,88    | 301    | 269,07   |

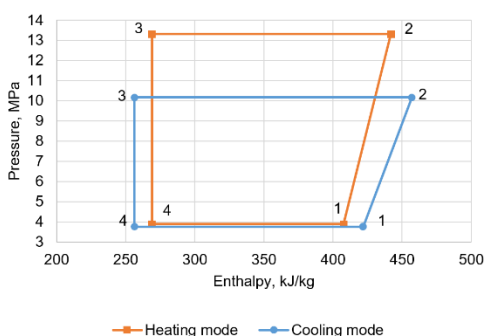


Figure 3 – Thermodynamic cycles in cooling and heating modes

On the basis of experimental data at different values of the coolant temperature, the dependences of the thermal load on the evaporator and the compressor power in cooling and heating modes were constructed, shown in Figures 4 and 5.

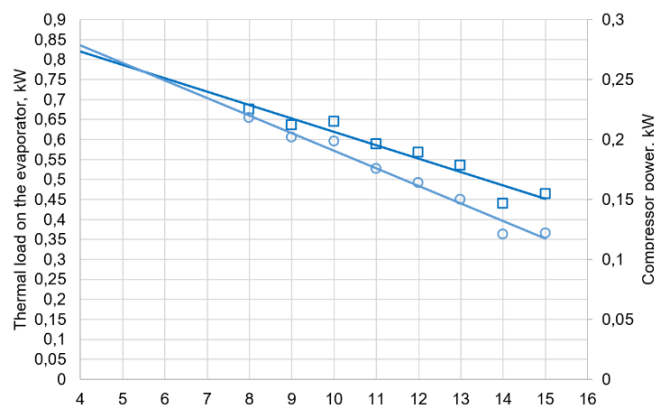


Figure 4 – The dependence of the thermal load on the evaporator and the compressor power on the temperature of the coolant at the inlet to the heat exchanger for cooling mode

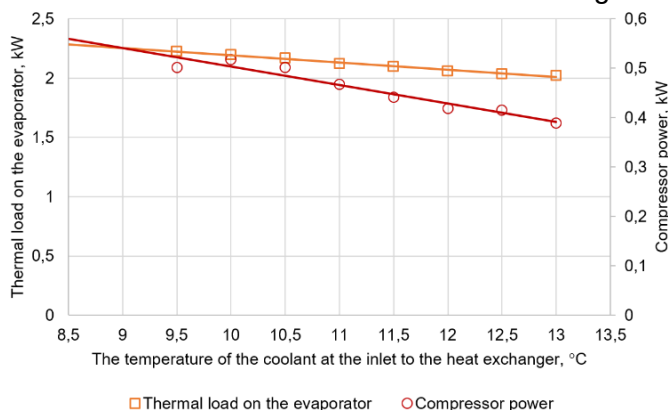


Figure 5 – The dependence of the thermal load on the evaporator and the compressor power on the temperature of the coolant at the inlet to the heat exchanger for the heating mode

The refrigeration coefficient is an indicator that characterizes the efficiency of a refrigeration machine. It shows how efficiently the device uses electrical energy to transfer heat. The dependence of the refrigeration coefficient on the temperature of the coolant is shown in the Figure 6.

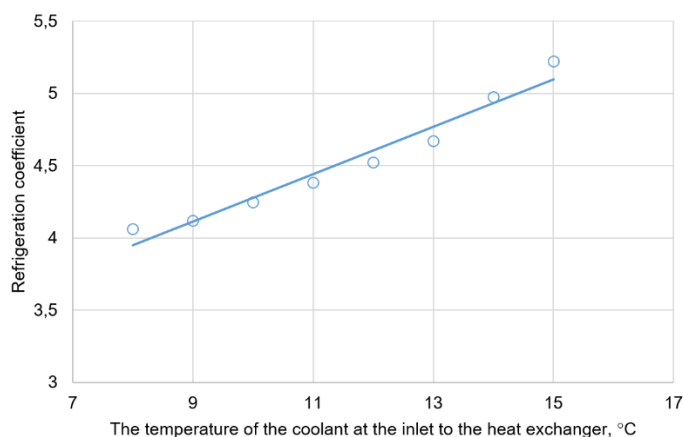


Figure 6 – The dependence of the refrigeration coefficient on the temperature of the coolant at the inlet to the heat exchanger for the cooling mode

The transformation coefficient is an indicator of the energy efficiency of a heat pump, equal to the ratio of the useful heat given to the consumer to the energy spent on the operation of the heat pump. Figure 7 shows the dependence of the transformation coefficient on the temperature of the coolant at the outlet of the heat exchanger.

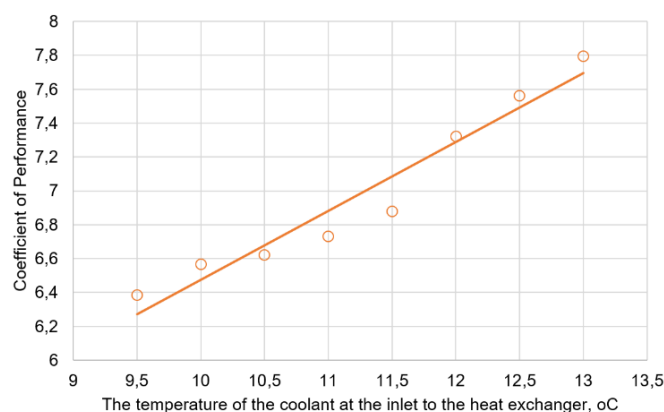


Figure 7 – Dependence of the transformation coefficient on the temperature of the coolant at the inlet to the heat exchanger for the heating mode

### Discussion of scientific results

At the same boiling point, there is a relationship between the shape and the area of the cycle, i.e. the operation of the cycle (Figure 3). For the heating mode, the cycle area is larger than for the cooling mode, which characterizes the large operation of the cycle in the heat pump mode.

From the analysis of the graph (Figure 4), taking into account the forecast of the nature of the change in indicators, it can be seen that the thermal load on the evaporator and compressor power increases with decreasing temperature. At the temperature of the coolant at the inlet to the heat exchanger of 5,5 °C, the intersection of these dependencies is observed, which means the optimal ratio between the cooling capacity of the evaporator and the compressor power.

As a result of mathematical processing, analytical dependences in the cooling mode for the thermal load on the evaporator (1) and the compressor power (2) were obtained:

$$Q_0 = -0,0335t_{H1} + 0,9545 \quad (1)$$

$$N_{KM}^x = -0,0147t_{H1} + 0,3375 \quad (2)$$

By analyzing the dependence graph in Figure 5, taking into account the forecast, an increase in the thermal power of the condenser and the compressor power with a decrease in temperature is also observed. The intersection point of these dependencies corresponds to a temperature of 9 °C and this is a similar balance point for the heating mode, where the thermal load on the condenser is optimal with the compressor power.

As a result of mathematical processing, analytical dependences in the heating mode for the thermal load on the condenser (3) and the compressor power (4) were obtained:

$$Q_k = -0,0613t_{H1} + 2,8047 \quad (3)$$

$$N = -0,0375t_{H1} + 0,8784 \quad (4)$$

Figures 6 and 7 show that with increasing temperature, there is an increase in both the refrigeration coefficient and the transformation coefficient. At the same time, the refrigerating coefficient is in the range from 4,06 to 5,22, and the transformation coefficient is from 6,4 to 7,8.

As a result of mathematical processing, analytical dependences of the refrigerating coefficient and the transformation coefficient were obtained relative to the temperature of the coolant at the inlet to the heat exchanger for cooling (5) and heating (6):

$$COP^{cool} = 0,1644t_{H1} + 2,6334 \quad (5)$$

$$COP = 0,4065t_{H1} + 2,4094 \quad (6)$$

The accuracy of the approximation of all the obtained lines was over 0,95.

### Conclusion

As a result of the conducted research, it was established:

- in the heating mode, the refrigeration system works more efficiently.
- the optimal temperature of the coolant for the cooling mode is 5,5 °C.

– the optimal temperature of the coolant for the heating mode is 9 °C.

### References

1. Bertinat M.P. Fluids for high temperature heat pumps / M.P. Bertinat // International Journal of Refrigeration. – 1986. – № 9. – P. 43-50.
2. Alefeld G. Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the second law of thermodynamics / G. Alefeld // International Journal of Refrigeration. – 1987. – № 10. – P. 331-341.
3. Gomri R. Hakimi, Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system / R. Gomri, R. Hakimi // Energy Conversion and Management. – 2008. – № 49. – P. 3343-3348.
4. Aphornratana S. Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamics method / S. Aphornratana, I.W. Eames // International Journal of Refrigeration. – 1995. – № 18. – P. 244-252.
5. Arsalis A. Thermoeconomic modeling and exergy analysis of a decentralized liquefied natural gas-fueled combined-cooling–heating-and-power plant / A. Arsalis, A. Alexandrou // Journal of Natural Gas Science and Engineering. – 2014. – № 21. – P. 198-222.
6. Li Y. Exergy-analysis based comparative study of absorption refrigeration and electric compression refrigeration in CCHP systems / Y. Li, R. Hu // Applied Thermal Engineering. – 2016. – № 93. – P. 1228-1237.
7. Teplovizionnye obsledovaniya // elektrolab.ru URL: elektrolab.ru/services/teplovizionnye-obsledovaniya (data obrashcheniya: 26.11.2024).
8. Sistemno-strukturnyj analiz ciklov holodil'nyh mashin i teplonasosnyh ustanovok // journals.uran.ua URL: journals.uran.ua/jme/article/view/57508 (data obrashcheniya: 26.11.2024).
9. Lazarenko O.O. Analiz i upravlenie energoeffektivnost'yu absorbcionnyh bromistolitievyyh holodil'nyh mashin na osnove ispol'zovaniya eksergicheskogo podhoda i imitacionnogo modelirovaniya / O.O. Lazarenko, L.V. Galimova // Prikaspijskij zhurnal: upravlenie i vysokie tekhnologii. – 2014. – № 25. – S. 70-80.
10. Kara O. Hepbasli Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling / O. Kara, K. Ulgen // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2008. – № 12. – P. 1383-1401.

**А.И. Мануленко<sup>1\*</sup>, С.Л. Елистратов<sup>2</sup>, М.В. Ермоленко<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Университет имени Шакарима города Семей,  
071412, Республика Казахстан, г. Семей, ул. Глилки, 20 А  
<sup>2</sup>Новосибирский государственный технический университет,  
630073, Россия, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20  
\*e-mail: suvorov8214@gmail.com

### **АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ В РЕЖИМЕ НАГРЕВА И ОХЛАЖДЕНИЯ**

*В статье представлено исследование холодильной установки, работающей в двух режимах – нагрева и охлаждения. Исследование направлено на оценку эффективности работы системы для каждого режима.*

*В процессе анализа эффективности были учтены тепловые потоки, проходящие через ключевые компоненты установки, такие как конденсатор и испаритель.*

*Приведены аналитические зависимости тепловой нагрузки на испаритель и мощности компрессора, холодильного коэффициента и коэффициента трансформации относительно температуры теплоносителя на входе в теплообменник, были построены сравнительные циклы теплового насоса с промежуточным теплообменником для установившихся режимов охлаждения и нагрева, проводился анализ их узловых точек.*

*Результаты показали различия в характеристиках в зависимости от режима работы системы, что позволило выявить оптимальные условия для повышения общей эффективности установки.*

*Были выявлены балансные точки для режима нагрева и охлаждения, где тепловая нагрузка на испаритель уравнивается с мощностью компрессора.*

*Были получены аналитические зависимости характеристик установки как для режима охлаждения, так и для режима нагрева.*

*Величина достоверности аппроксимации всех полученных линий составила более 0,95.*

В результате проведенных исследований было установлено, что холодильная система работает более эффективно в режиме нагрева, а оптимальная температура теплоносителя для режимов охлаждения и нагрева составила 5,5 °С и 9 °С соответственно.

**Ключевые слова:** термодинамический анализ, тепловой насос, холодильная установка, холодильный агент.

**А.И. Мануленко<sup>1\*</sup>, С.Л. Елистратов<sup>2</sup>, М.В. Ермоленко<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Семей қаласының Шәкәрім атындағы университеті,  
071412, Қазақстан Республикасы, Семей қ., Глинка к-сі, 20 А

<sup>2</sup>Новосібір мемлекеттік техникалық университеті,  
630073, Ресей, Новосибирск қ., Маркс даңғылы, 20

\*e-mail: suvorov8214@gmail.com

## **ЖЫЛЫТУ ЖӘНЕ САЛҚЫНДАТУ РЕЖИМІНДЕ ТОҢАЗЫТҚЫШ ҚОНДЫРҒЫСЫНЫҢ ТИІМДІЛІГІН ТАЛДАУ**

Мақалада екі режимде жұмыс істейтін тоңазытқыш қондырғысын зерттеу ұсынылған – жылыту және салқындату. Зерттеу әр режим үшін жүйенің тиімділігін бағалауға бағытталған.

Тиімділікті талдау процесінде конденсатор және буландырғыш сияқты қондырғының негізгі компоненттері арқылы өтетін жылу ағындары қарастырылды.

Буландырғышқа жылу жүктемесінің және компрессордың қуатының, салқындату коэффициентінің және жылу алмастырғыштың кіреберісіндегі жылу тасымалдағыштың температурасына қатысты трансформация коэффициентінің аналитикалық тәуелділігі келтірілген, салқындату мен жылытудың тұрақты режимдері үшін аралық жылу алмастырғышпен жылу сорғысының салыстырмалы циклдары салынды, олардың түйіндік нүктелеріне талдау жасалды.

Нәтижелер жүйенің жұмыс режиміне байланысты сипаттамалардағы айырмашылықтарды көрсетті, бұл орнатудың жалпы тиімділігін арттыру үшін оңтайлы жағдайларды анықтауға мүмкіндік берді.

Буландырғыштағы жылу жүктемесі компрессордың қуатымен теңестірілетін жылыту және салқындату режимінің баланстық нүктелері анықталды.

Салқындату режимі үшін де, қыздыру режимі үшін де қондырғының сипаттамаларына аналитикалық тәуелділіктер алынды.

Барлық алынған сызықтардың жуықтау сенімділігі 0,95-тен асады.

Жүргізілген зерттеулердің нәтижесінде Тоңазытқыш жүйесі қыздыру режимінде тиімдірек жұмыс істейтіні анықталды, ал салқындату және қыздыру режимдері үшін салқындатқыштың оңтайлы температурасы сәйкесінше 5,5 °С дана және 9 °С дана болды.

**Түйін сөздер:** термодинамикалық талдау, жылу сорғысы, тоңазытқыш қондырғысы, Тоңазытқыш агент.

### **Information about the authors**

**Anton Manulenko\*** – Master's student of the Department of Technical Physics and Thermal Power Engineering, Shakarim University of Semey. Republic of Kazakhstan; e-mail: suvorov8214@gmail.com.

**Sergey Elistratov** – Holder of an advanced Doctorate in Engineering sciences, Professor of the Department of Thermal Power Plants, Novosibirsk State Technical University, Russia; e-mail: elistratov@corp.nstu.ru.

**Mikhail Yermolenko** – Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Department of Technical Physics and Thermal Power Engineering, Shakarim University of Semey. Republic of Kazakhstan; e-mail: tehfiz@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1677-8023>.

### **Сведения об авторах**

**Антон Иванович Мануленко\*** – магистрант кафедры «Техническая физика и теплоэнергетика», Университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан; e-mail: suvorov8214@gmail.com.

**Сергей Львович Елистратов** – доктор технических наук, профессор кафедры «Тепловые электрические станции», Новосибирский государственный технический университет, Россия; e-mail: elistratov@corp.nstu.ru.

**Михаил Вячеславович Ермоленко** – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Техническая физика и теплоэнергетика», Университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан; e-mail: tehfiz@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1677-8023>.



#### Авторлар туралы мәліметтер

**Антон Иванович Мануленко\*** – «Техникалық физика және жылуэнергетика» кафедрасының магистрант, Семей қаласының Шәкәрім атындағы университеті, Қазақстан Республикасы; e-mail: suvorov8214@gmail.com.

**Сергей Львович Елистратов** – техникалық ғылымдарының докторы, «Жылу электр станциялары» кафедрасының профессоры, Новосібір мемлекеттік техникалық университеті, Ресей; e-mail: elistratov@corp.nstu.ru.

**Михаил Вячеславович Ермоленко** – техникалық ғылымдарының кандидаты, «Техникалық физика және жылуэнергетика» кафедрасының оқытушысы, Семей қаласының Шәкәрім атындағы университеті, Қазақстан Республикасы; e-mail: tehfiz@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1677-8023>.

Received 03.11.2024

Revised 10.12.2024

Accepted 11.12.2024

[https://doi.org/10.53360/2788-7995-2024-4\(16\)-39](https://doi.org/10.53360/2788-7995-2024-4(16)-39)



МРНТИ: 55.22.00



**Ж.Б. Сагдолдина<sup>1,2</sup>, М.В. Ермоленко<sup>2</sup>, Д.Н. Нургалиев<sup>2</sup>, С.Д. Болатов<sup>1</sup>, Б.А. Алибекова<sup>1\*</sup>**

<sup>1</sup>Восточно-Казахстанский университет имени Сарсена Аманжолова,  
070002, Казахстан, г. Усть-Каменогорск, пр. Шакарима 148

<sup>2</sup>Университет имени Шакарима города Семей,  
071412, Казахстан, г. Семей, ул. Глинки, 20 А

\*e-mail: balymalibekova304@gmail.com

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОФРИКЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ НА МЕХАНИКО-ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

**Аннотация:** В настоящей работе рассматривается влияние параметров электрофрикционной обработки (ток, скорость обработки) на механико-трибологические свойства конструкционных сталей 65Г и 40Х. Электрофрикционная обработка основана на совместном оплавлении поверхностей электрода из чугуна и лезвия почвообрабатывающего инструмента, путем ввода энергии низковольтных электрических дуг и охлаждения водой. Результаты исследования показали, что при электрофрикционной обработке скорость перемещения образца относительно к вращающему электроду влияет на толщину обрабатываемого слоя. Высокоскоростная обработка формирует сравнительно невысокую глубину упрочнения и большие размеры переходной области (около 1 мм) с плавным снижением микротвердости. При обработке на низкой скорости в наплавленном слое возможно образование микротрещин. Электрофрикционная обработка стали 65Г при токе 300 А увеличивает микротвердость поверхностного слоя в три раза, а для стали 40Х в четыре раза, по сравнению с исходными значениями 297 HV<sub>0.1</sub> и 238 HV<sub>0.1</sub> соответственно. Интенсивность износа сталей 40Х и 65Г, упрочненных электрофрикционным способом при знаменаниях тока 100 А, 200 А и 300 А, в 2-3 раза меньше, чем неупрочненного сталей, что свидетельствует о значительной эффективности данного метода упрочнения при абразивном изнашивании.

**Ключевые слова:** электрофрикционная обработка, средне- и высокоуглеродистые стали, трибологическое испытание, микротвердость, абразивный износ.

### Введение

В развитии сельскохозяйственного машиностроения придается исключительно важное значение созданию эффективных технологических процессов, способных повысить эксплуатационные характеристики рабочих органов почвообрабатывающих машин в условиях абразивного изнашивания. В настоящее время вопросы существенного повышения износостойкости рабочих органов почвообрабатывающих машин решаются главным образом наплавкой износостойких сплавов [1, 2]. Однако этот метод сопровождается нагревом