

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ
АЛМАТЫ ТЕХНОЛОГИЯЛЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

MINISTRY OF SCIENCE AND HIGHER EDUCATION
OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY



TRANE

climalife

«ҚАЗАҚСТАН-ТОҢАЗЫТУ 2024»

XIII ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ҒЫЛЫМИ-ТЕХНИКАЛЫҚ
КОНФЕРЕНЦИЯ БАЯНДАМАЛАРЫНЫҢ ЖИНАҒЫ
26 сәуір 2024 жыл

СБОРНИК ДОКЛАДОВ XIII МЕЖДУНАРОДНОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ

«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2024»

26 апреля 2024 года

PROCEEDINGS OF XIII INTERNATIONAL
SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE

«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2024»

April 26, 2024

Алматы, 2024

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ
АЛМАТЫ ТЕХНОЛОГИЯЛЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

MINISTRY OF SCIENCE AND HIGHER EDUCATION
OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY



TRANE®

climalife®

«ҚАЗАҚСТАН-ТОҢАЗЫТУ 2024»
XIII ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ҒЫЛЫМИ-ТЕХНИКАЛЫҚ
КОНФЕРЕНЦИЯ БАЯНДАМАЛАРЫНЫҢ ЖИНАҒЫ
26 сәуір 2024 жыл

СБОРНИК ДОКЛАДОВ XIII МЕЖДУНАРОДНОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ
«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2024»
26 апреля 2024 года

PROCEEDINGS OF XIII INTERNATIONAL
SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2024»
April 26, 2024

Алматы, 2024

УДК 628.8
ББК 31.39
Қ18

Сборник материалов подготовлен под редакцией доктора технических наук, академика
Кулажанова Т.К.

Редакционная коллегия

д.т.н. Цой А.П., м.т.н. Грановский А.С., к.т.н. Мухтарханова Р.Б. (ответ. секретарь).

Қазақстан-Тоңазыту 2024: халықар. ғыл. техн. конф. баяндамаларының жинағы (26 сәуір 2024 жыл) **Kazakhstan-Refrigeration 2024:** Proceeding of the Conference (April 26, 2024)
Казахстан-Холод 2024: Сб. докл. межд. науч-техн. конф (26 апреля 2024 г.). – Алматы: АТУ, 2024. – 116 б., казахский, русский, английский.

ISBN 978-601-263-649-9

В докладах из Италии, Казахстана, Кыргызстана, России, Узбекистана, Украины, США представлены результаты научных исследований, посвященных вопросам совершенствования схемных решений и повышения энергоэффективности: холодильных машин, тепловых насосов, систем кондиционирования воздуха, компрессоров, теплообменных аппаратов, систем автоматизации, технологий холодильного хранения, заморозки и переработки пищевых продуктов. Также широкое внимание уделено принятию Кигалийской поправки к Монреальскому протоколу, связанному с сокращением использования хладагентов, вызывающих парниковый эффект и разрушающие озоновый слой. Рассмотрены вопросы применения теплоносителей.

Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях холодильной техники, пищевой, химической и нефтегазовой промышленности, а также на специалистов систем кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения.

The reports from Italy, Kazakhstan, Kyrgyzstan, Russia, Uzbekistan, Ukraine, and the USA present the results of scientific research dedicated to improving schematic solutions and enhancing energy efficiency in refrigeration machines, heat pumps, air conditioning systems, compressors, heat exchangers, automation systems, and technologies for refrigerated storage, freezing, and processing of food products. Significant attention is also given to the adoption of the Kigali Amendment to the Montreal Protocol, related to reducing the use of refrigerants that cause the greenhouse effect and deplete the ozone layer. Issues regarding the use of heat transfer liquids are considered.

The collection is intended for specialists and scientists working in the fields of refrigeration, food, chemical and oil and gas industries, as well as for specialists in air conditioning and life support systems.

УДК 628.8
ББК 31.39
Қ18

ISBN 978-601-263-649-9

© АТУ, 2024

PROSPECTS FOR THE USE OF MODERN SECONDARY COOLANTS

*Petrenko O.V., Cand. Tech. Sc., associate professor Semeniuk D.P., Cand. Tech. Sc.,
associate professor Smilyk M.M., Assistant
State Biotechnological University, Ukraine, 61002, Kharkiv, Alchevskih str, 44
E-mail: petrenkoolena23@gmail.com dmitriy.semeniuk@gmail.com smilykmm@gmail.com*

Abstract

The article highlights the importance of energy conservation and resource conservation in the developing technosphere, especially in the industrial refrigeration and air conditioning sectors. The use of intercooling systems is considered as a strategy for reducing energy consumption, although the disadvantages of this approach are pointed out. The use of nano-sized fillers to improve the efficiency of intermediate coolants is proposed, but the need for further research in this area is noted. The properties of secondary coolants for the food industry and the importance of using corrosion inhibitors are also discussed. The emergence of new classes of coolants based on salts of organic acids is mentioned. Further research into the modification of existing intermediate coolants with the addition of nano-sized fillers is proposed.

Keywords: indirect cooling, intermediate coolant refrigerant, modification, nano-sized fillers

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ВТОРИЧНЫХ ХЛАДОНОСИТЕЛЕЙ

*Петренко Е.В., канд. тех. наук, доцент, Семенюк Д.П., канд. тех. наук, доцент,
Смильк М.М., ассистент
Государственный биотехнологический университет, Украина, 61002, Харьков, Алчевских, 44
E-mail: petrenkoolena23@gmail.com, dmitriy.semeniuk@gmail.com, smilykmm@gmail.com*

Аннотация

В статье подчеркивается важность энергосбережения и ресурсосбережения в развивающейся техносфере, особенно в секторах промышленного охлаждения и кондиционирования воздуха. Рассматривается применение систем промежуточного охлаждения как стратегии для снижения энергопотребления, хотя указываются недостатки такого подхода. Предлагается использование наноразмерных наполнителей для улучшения эффективности промежуточных хладоносителей, но отмечается необходимость дальнейших исследований в этой области. Также обсуждаются свойства вторичных хладоносителей для пищевой промышленности и важность применения ингибиторов коррозии. Упомянуто появление новых классов охлаждающих жидкостей на основе солей органических кислот. Предлагается дальнейшее исследование модификации существующих промежуточных хладоносителей с добавлением наноразмерных наполнителей.

Ключевые слова: непрямо́е охлаждение, промежуточный хладоноситель, модификация, наноразмерные наполнители

Introduction

Giving the present stage of technosphere evolution the energy and resource saving is the priority of state policy for many countries.

Refrigeration and air conditioning industry are the energy-intensive sectors of modern industry. One of the ways of dealing with energy consumption problem is the usage of intermediate cooling systems [1]. However, such systems which are currently used have several disadvantages, in particular increased energy and maintenance costs. This happens due to the use of inefficient intermediate refrigerants, modifications of properties of which does not keep pace with the development of cooling systems. The problem of modification of intermediate refrigerants can be solved by introducing the nano-sized fillers.

Unfortunately, current literature sources do not contain the data describing usage of intermediate refrigerants filled with nano-sized substances because of their huge diversity. Thus, it is necessary to perform researches which would allow to assess the influence of nano-particles on thermal parameters of intermediate refrigerants and on cooling systems in general.

This can be done only if having a clear vision on the ideal model of intermediate refrigerant, by matching existing groups of refrigerants with this ideal model and by selecting the most suitable of them for

further modifications with nano-particles. In order to find the perspective substances for modification there was performed an overview of modern refrigerants which are most often used in indirect cooling systems.

Methodology

Literature sources [1, 2, 3] contain data concerning properties and requirements for intermediate coolants. Based on this data in order to satisfy needs of food industry the combination of coolant qualities should include mandatory, essential and desirable qualities. They will be described in detail.

Mandatory qualities are the following: physiological harmlessness, environmental safety and energy efficiency; freezing temperatures beginning at 5...7 °C below the minimum operating temperature; normal boiling temperature should be above the maximum thawing temperature of heat transfer surfaces which are being frost; stability of properties, including properties under high thawing temperatures.

Essential properties are the following: chemical compatibility with metals and sealing materials; fire and explosion safety; positive production testing or at least 5 year of operation experience; low cost.

Desirable qualities are the following: good combination of thermophysical properties; low viscosity, higher thermal conductivity and heat capacity; availability of reliable information about properties and easy maintenance during operation; availability of domestic industrial production.

Currently there are no ideal coolants which correspond to all above requirements. Some coolants which are widely used in indirect cooling systems for food industry are going to be overviewed in detail.

The most widespread intermediate coolant in indirect cooling systems is water and water solutions of various substances which reduce freezing temperature of water – antifreezes. Due to exceptional thermophysical properties and safety indicators water is currently one of the best coolants. But in order to use water in systems which operate at low temperatures it should be mixed with substances which reduce freezing temperature – antifreezes. Their solutions should maintain thermal characteristics of water in maximal way. It means they should have high thermal conductivity and heat capacity, low viscosity, and also have low corrosion activity and do not harm the environment.

Results of research

Modern secondary water-based coolants can be attributed to one of the three groups: solutions of alcohol, solutions of inorganic salts, and solutions of organic salts [2].

First group includes water solutions of monohydric alcohols (methanol and ethanol) and glycols (ethylene glycol and propylene glycol). All of them effectively reduce freezing temperature and are compatible with materials which are most commonly used in secondary circuits of cooling systems. However, the toxicity of methanol and ethylene glycol makes impossible to use them in food production. As for ethanol, it has low boiling temperature which causes its increased volatility and may create explosive concentrations of vapor. This imposes some restrictions on its use.

In food production the water solutions of propylene glycol are actively used. They have low toxicity and high boiling temperature (187°C). However, solutions of propylene glycol are close to water by their thermophysical properties only at concentrations less than 20%. At higher concentrations and low operating temperatures solutions of propylene glycol have poor heat conducting properties which are caused mainly by their high viscosity. Thus, propylene glycol-based coolants are advisable to use at temperature intervals from –15 to –1 °C.

Solutions of inorganic salts such as potassium carbonate and calcium chloride have good thermophysical properties, are non-toxic, inexpensive, and provide freezing temperature reduction down to –50°C. However, they have one serious drawback – the lack of effective corrosion inhibitors which leads to rapid destruction of piping systems and creates risks of contamination of food products which are subject to refrigerating process.

Recently there is a new class of coolants available on the market – based on salts of organic acids, specifically potassium acetate. Acetate-based coolants of Tyfoxit, Antifrogen and Freezium trademarks gained widespread use due to the efficient operation over a wide temperature range from –60 to 0 °C, high heat capacity and thermal conductivity compared with similar water characteristics; and also low corrosion activity at reasonable price [3]. In addition, the development of such coolants allowed resolving environmental problem – completely eliminating the need to use CFCs in refrigerators in large supermarkets. This is especially important for Northern European countries where there are deadlines for complete replacement of CFCs with alternative coolants.

There are no universal corrosion inhibitors. There is, however, an entire set of organic and inorganic substances which are characterized by some protective properties. The optimal combination of them is quite a difficult task: materials which are recommended to protect one type of metal may have the opposite effect on another type of metal. Thus, the corrosion inhibitor is a strictly balanced set of materials aimed at protecting materials different by nature and by structure. Its effectiveness largely depends on the skill of the developer.

It should be noted that due to the high corrosion activity of coolants based on water solutions of inorganic other than potassium carbonate solution, it is recommended to apply special corrosion inhibitor additives. Practice shows that the life of equipment which contacts with current coolants in the presence of inhibitors is up to 20 years while only 3 to 7 years without any inhibitors. The important point is strict control of the solutions and its lack of contact with air. All noted solutions are recommended for using in closed cooling systems. These are the systems where coolant does not contact with the atmosphere or contacts with it only beyond free surface in the expansion.

All glycol and alcohol-based coolants are characterized by very low or low corrosion activity towards construction materials of cooling systems. In the presence of inhibitors, the life of equipment can be unlimited – up to moral and physical aging. Ethylene glycol solution is not used in food industry due to its high toxicity. Propylene glycol and glycerin solutions without special additives are characterized by high viscosity at temperatures below 20°C. Propylene glycol solution without additives is widely used as coolant at temperatures higher than 15°C. Recently the new Russian coolants (XHTHB40 and XHTHB50) appeared on the market. They are based on propylene glycol solutions and are characterized by low viscosity and freezing temperatures at –40 and –50 °C correspondingly. These coolants are recommended for using in food industry cooling systems: for ice-cream manufacturing, freezing and storing of various products.

Ethanol solution ("Eco Frost") is a specific ethanol-based coolant which is fire hazardous and highly volatile.

Water solutions of organic salts have limited industrial service experience. Changing the component composition of these coolants due to accumulation of corrosion products or ingress of even a small portion of refrigerated products leads to higher corrosion activity and changing of thermal characteristics. When contacted with surface of the equipment after evaporation of water they form sharp crystals which may affect the integrity of stuffing seals. It should be noted that existing assortment of these coolants is recommended for using in closed cooling systems.

Note that all kinds of technological processes in food and manufacturing industry, safe for the ice-cream production, food refrigeration and its further storage require negative temperatures down to –10 or –15 °C. For example, for milk production this level is limited by –10°C, allowing the wide use water solutions of propylene glycol as coolant in second loop of cooling system. The main part of refrigeration in dairy production is used for receiving ice water and ice accumulation (if ice accumulator is present) to remove peak load of cold consumption.

Conclusion

Thus, a brief analysis of existing coolants which are available to consumers shows the limitations of their diversity on the market and in practice of using in indirect cooling systems of food industry. Further research should be directed towards modification of existing and available intermediate coolants, first of all water and water solutions of propylene glycol. In our opinion one of the ways to improve their physical, chemical and performance properties is the addition of nano-sized fillers into their composition.

REFERENCES

1. Желиба, Ю. А. Промежуточные теплоносители и хладоносители: монография / Ю. А. Желиба, Д. А. Войтко; Одес. гос. акад. холода. – Одесса: Фенікс, 2012. – 320 с.
2. Петренко, О. В. Прогресивні проміжні холодоносії та їх застосування для систем непрямого охолодження / О. В. Петренко, Д. П. Семенюк // Прогресивні техніка та технології харчових виробництв ресторанного господарства і торгівлі. – 2014. – Вип. 2. – С. 141–149.
3. Вторинні холодоносії. URL: <http://www.nio-holod.com.ua>.

УДК 681.11.031.12:519.673

DETERMINATION OF HYDRAULIC LOSSES DURING THE FLOW OF SECONDARY COOLANTS IN REFRIGERATION SYSTEMS

Petrenko O.V.¹, Cand. Tech. Sc., associate professor, Biletsky E.V.², Doct. Tech. Sc. Professor

¹State Biotechnological University, Ukraine, 61002, Kharkiv, Alchevskih str, 44

*²National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine, 61002, Kharkiv, Kyrpychova str, 2
E-mail: petrenkoolena23@gmail.com bileckyj.e@gmail.com*

Abstract

The article proposes a method for estimation of hydraulic losses in the flow of coolants with viscosity depending on the power law shear rate in hydraulic pipes and coolant ducts of the refrigerator and climate

industry. In With the aid of method of analogy, the formulas for describing the hydraulic resistance during contraction and expansion of the channel were constructed. These formulas are represented as a sum of values, which are associated with acceleration or deceleration, contraction or expansion and turning of the flow. The obtained expressions can be used for defining friction ratios and local resistances in power fluid flows equally acceptable in a wide range of Reynolds, number change.

Keywords: flow, power fluid, hydraulic pipe, hydraulic losses, intermediate cooling, modeling

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПРИ ТЕЧЕНИИ ВТОРИЧНЫХ ХЛАДОНОСИТЕЛЕЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ

Петренко Е.В.¹, канд. тех. наук, доцент

Белецкий Э.В.², док. тех. наук, профессор

¹*Государственный биотехнологический университет, Украина, 61002, Харьков, Алчевских, 44*

²*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,*

Украина, 61002, Харьков, Кирпичева, 2.

E-mail: petrenkoolena23@gmail.com bileckyj.e@gmail.com

Аннотация

Предложена методика определения гидравлических потерь при течении хладоносителей, вязкость которых зависит от скорости сдвига по степенному закону, в трубопроводах и каналах систем холодоснабжения. С помощью метода аналогий, построены формулы для описания гидравлических сопротивлений, при сужении канала и расширении канала. Полученные формулы представлены в виде суммы величин, связанные с ускорением или с замедлением, сужением или расширением, и поворотом потока. Полученные выражения могут быть использованы для определения коэффициентов трения и местных сопротивлений при течении степенных жидкостей, равномерно пригодны в широком диапазоне изменения числа Рейнольдса.

Ключевые слова: течение, степенная жидкость, трубопровод, гидравлические потери, промежуточное охлаждение, моделирование.

Introduction

It is known that refrigeration and air conditioning systems provide a strategic level of safety for the operation of a continuous refrigeration chain and maintain a critically important temperature level. Refrigeration systems with a secondary circuit and intermediate cooling are widely used in the refrigeration and climate industries. Such systems have a number of economic and operational advantages compared to direct cooling refrigeration systems. One of the advantages of the above-mentioned systems is that mostly harmless single-phase substances move through pipelines and cooling devices, while phase transformation does not occur, and the process of heating the coolant in cooling devices takes place at low pressure.

As a rule, aqueous solutions of various substances that reduce the crystallization temperature of water are used as secondary coolants. These substances are well known: alcohols and glycols (methanol, ethanol, monoethylene glycol, glycerin, monopropylene glycol, ethylcarbitol), inorganic salts (calcium chloride, sodium chloride, potassium carbonate, magnesium chloride), organic salts (potassium acetates and formates). The substances listed above have their advantages and disadvantages, they are sufficiently well covered in the literature [1, 2], and the choice of one or another refrigerant often depends on the temperature range of the technological processes of the refrigeration and climate industries. In addition, any refrigerant must be disposed of after its use. Minimal impact on the environment is an indispensable property of a modern coolant. From this point of view, the most important characteristics are safety in terms of impact on aquatic organisms, speed and completeness of biodegradation.

An alternative to water-based coolants can be oligoorganosiloxane substances, organosilicon liquids: polymethylsiloxanes (PMS), polydimethylsiloxanes (PDM). These substances have good thermophysical properties, are able to provide low-temperature processes up to minus 100°C, are environmentally friendly, non-toxic, non-flammable, chemically inert relative to construction materials.

In addition, the attractiveness of organosilicon compounds is due to the fact that they can be used in a wide range of temperatures, both positive and negative, which is important for specific technological processes, as well as for indirect systems of central conditioning.

Methodology

The objects of study are secondary coolants – non-Newtonian liquids, organosilicon substances of the PMS type. Their viscosity depends on shifting speed by power law – these are power-law fluids. To determine the hydraulic losses of power-law fluids, it is proposed to use the method of analogies, which

consists of analyzing the dependence of local resistances and friction resistance on the Reynolds number of a Newtonian fluid and, based on this analysis, replacing the real Reynolds number for a Newtonian fluid with the Reynolds number for a power-law fluid and thus obtaining analytical formulas for determining local resistances (constriction, expansion, rotation) during the flow of power fluids in refrigeration systems with secondary coolants.

Results and discussion

Typical values for viscosity of silicone fluids are related to their molecular mass in such a way that low-molecular fluids have viscosity which is close to that of the water, whereas high-molecular fluids have high viscosity [3]. The disadvantage is that low-molecular fluids have low values of flash temperature and small intervals of steam self-combustion [2, 3]. This fact makes us use only those silicone fluids, which have mentioned temperatures in 250...300 °C range. These fluids have molecular mass around 10^3 and viscosity, which is 10...100 times larger than water viscosity [2, 3]. All silicone fluids are power-law fluids. Their viscosity depends on shifting speed by power law of the following form [3].

$$\mu = K \cdot \dot{\epsilon}^n, \quad (1)$$

where K – rheological constant, Pa sec; $\dot{\epsilon}$ – shifting speed 1/sec; n – flow index (equals 1 for Newtonian fluid).

These properties of silicone fluids allow to make the following conclusions. Firstly, the movement of these fluids in pipes and channels of heating devices will be mostly laminar opposed to movement of water and vapor, which is turbulent. Secondly, temperature boundary layers will be much thinner than hydrodynamic layers. Thirdly, the subtlety of temperature boundary layer will not be able to fully compensate the reduction of Reynolds number due to laminar nature of heat transfer and smallness of thermal conductivity coefficient of silicone fluids compared to water.

The intensity of heat transfer is closely related to movement of coolant, and is determined by hydraulic resistance of pipes and heat exchangers. Due to considerable viscosity the load on hydraulic equipment is increased, thus in order to correctly choose the coolant it is needed to be able to calculate hydraulic resistances of power-law (silicone) fluids. The problem lies in the fact that today little is known about local resistances of power-law fluid compared to the Newtonian fluids flow.

As known, the flows of any fluid can be divided into two groups: sustainable and unsustainable. The difference between them is easily seen when Newtonian fluid flows in round pipe. Sustainable flows in round pipe can be laminar and turbulent. Laminar sustainable flow is the Poiseuille flow with a parabolic profile. Turbulent sustainable flow is the flow with logarithmic profile [4]. Both profiles are formed from arbitrary initial (or input) profiles after fluid passes certain path in the pipe. The length of this path is called stabilization or installation length. Local resistances can be considered independent. Their values can be summarized in relation to Bernoulli equation only if distance between them is smaller than stabilization length [4, 5]. The definition of stabilization length is the important problem in describing hydraulic movement of fluids.

Another important problem is the definition of local resistances. Their values for Newtonian fluids are known from technical guides. Performing similar researches on defining local resistances for power-law fluid requires considerable effort. However, this effort can be significantly reduced when taken into account that vast variety of local resistances can be reduced to the necessary minimum of basic resistances, from which other flow resistances can be calculated. This basic set includes local resistances at sudden extension or narrowing of the channel, rotation of channel without modifying its cross-section, some other local resistances. When moving through narrowings and extensions average speed only changes its value but not direction. When moving through the turn, on the contrary, the average speed value does not change but direction changes. These statements are valid for any non-Newtonian fluid, in particular, the power-law fluid.

To analyze flow of power-law fluid in narrowings, extensions and turns Newtonian fluid should be analyzed in laminar mode and at the beginning of turbulent mode. It is needed to analyze dependencies of local and friction resistances from Reynolds number for Newtonian fluid and then substitute Reynolds number by Reynolds number for power-law fluid. This procedure is thoroughly described in literature [6]. Its rationale is based on the assumption that for fluid with any rheological state equation it is possible to enter the Reynolds number, which is a numerical measure of relationship for inertia and friction forces. In order to determine hydraulic characteristics for power-law fluid it is necessary to be able to calculate relaxation length and local resistances when fluid passes narrowings, extensions and turns.

The values of local resistances for narrowings and extensions during Newtonian fluid flow are well known and have the following form [7]:

$$\begin{aligned}\zeta &= 0,5 \left(1 - F_0/F_1\right)^{3/4} - \text{narrowings;} \\ \zeta &= \left(1 - F_0/F_1\right)^2 - \text{extensions,}\end{aligned}\quad (2)$$

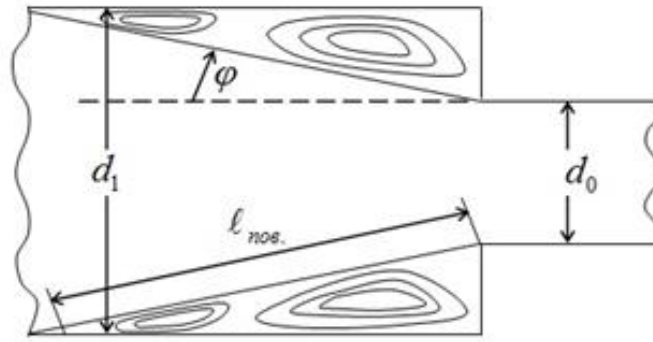
where ζ – coefficient of local resistance; F_0 , F_1 – cross-section areas of narrow and wide part correspondingly, m^2 .

Expressions (2) are valid for Newtonian fluids with Reynolds number which is higher than $3 \cdot 10^3$. These expressions have asymptotical nature by Reynolds number. Dependency for value ζ in range from 0 to $3 \cdot 10^3$ is quite complex and is a set of not monotonically decreasing functions, which depends on the ratio F_0/F_1 . Data processing pursue the goal not to repeat the results presented in [6], but to define the major trends of dependency on value Re. It leads to the following expressions for coefficient ζ in the whole range of numbers Re:

$$\begin{aligned}\zeta &= 0,5 \left(1 - F_0/F_1\right)^{3/4} + \frac{15}{\sqrt{\text{Re}}} \cdot \left[1 - \varphi\left(\text{Re}, F_0/F_1\right) \left(F_0/F_1\right)^{1/2}\right] - \text{narrowings;} \\ \zeta &= \left(1 - F_0/F_1\right)^2 + \frac{9}{\sqrt{\text{Re}}} \cdot \left[1 - \psi\left(\text{Re}, F_0/F_1\right) \cdot \left(F_0/F_1\right)^{1/2}\right] - \text{extensions,}\end{aligned}\quad (3)$$

where φ and ψ – functions which need to be described further.

Expressions (3) can be interpreted as follows. Coefficient ζ shows the proportion of specific kinetic energy which is needed to overcome local resistance. This proportion can be presented as the amount of energy associated with flow acceleration (narrowing) or deceleration (extension) and turning flow at some angle. Acceleration and deceleration correspond to the former terms of expressions (3), while rotation of the flow corresponds to the latter terms. To prove this one must consider that part of the energy which is consumed by the turn is proportional to value of angle φ , which can be expressed through channel dimensions and the of the segment of current during turn (see picture 1).



Picture 1. Flow in segment of expanded channel

$$\begin{aligned}\varphi &\sim \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2l_{nos}}; \quad 0 \leq \varphi \leq \pi/2, \\ \varphi(\text{Re} \rightarrow \infty) &\rightarrow 0; \quad \varphi(\text{Re} \rightarrow 0) \rightarrow \pi/2,\end{aligned}\quad (4)$$

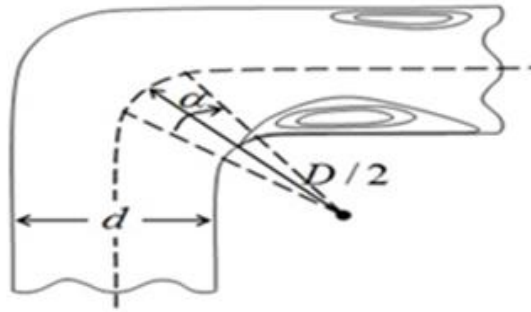
where d_2 , d_1 – diameters of wide and narrow parts of the channel correspondingly, m; l_{nos} – length of current line in segment of the turn.

For laminar flow length l_{nog} is proportional to Reynolds number and diameter. However, this length is the stabilizations length. It contains both the turn of current line and acceleration (deceleration) of the flow in straight segment situated beyond the local resistance. Based on the fact that overall dependency between ζ and Re is power-based, the conclusion can be made that $l_{nog} \sim d_1 \text{Re}^\alpha$, where $\alpha < 1$ is constant. In the considered case $\alpha \approx 1/2$. Given these considerations expression (4) can have the following form:

$$\varphi \sim \arcsin \left[1 - \left(\frac{F_0}{F_1} \right)^{1/2} \right] / \text{Re}^\alpha, \quad d_1 \sim F_1^{1/2}, \quad d_0 \sim F_0^{1/2}. \quad (5)$$

The general property of expressions (3) is that $\zeta(F_0/F_1=1)=0$. It means that functions $\varphi(\text{Re}, F_0/F_1=0)=1$; $\varphi(\text{Re}, F_0/F_1=1)=1$. From the other side it is known that when $\text{Re} \rightarrow 1$ the dependency of ζ on F_0/F_1 weakens [6]. At higher values of Re functions φ and ψ no longer depend on Re. Lots of expressions can be built for φ and ψ however their exact form should be selected based on experimental data.

Flow of Newtonian fluid during turn is determined by centrifugal force, which causes secondary eddy currents and fluid rotation [8]. Basically, the flow during turn can be considered as flow with narrowings and extensions for main flow, separating secondary flows. This is presented on picture 2.



Picture 2. Flow in rotation section

However, dimensions and locations of secondary flows depending on number Re are not entirely known. Thus, it is necessary to choose another way based on expressions for local friction resistance and friction resistance during Newtonian fluid flow. For turns with small curve radius friction resistance can be neglected because total resistance approximately equals local resistance. For the case in which $\text{Re} \geq 2 \cdot 10^5$ expression for local resistance has the following form [6]:

$$\zeta \approx \frac{0,2\sqrt{2\beta}}{\pi} \left(\frac{d}{D} \right)^{0.25}, \quad (6)$$

where d – diameter of the channel, m; D – diameter of rotation circle, m; β – rotation angle, rad.

For bigger diameters of rotation circle there are formulas which have the following form:

$$\zeta = \frac{\alpha D}{2d} \left[2 + 50 \left(\frac{d}{D} \right)^{4/3} \right] \frac{1}{\text{Re}^{1/2}}; \quad 500 \leq \text{Re} \leq 6000; \quad (7)$$

$$\zeta = \frac{\alpha D}{2d} \left[0.64 + 9 \left(\frac{d}{D} \right)^{4/3} \right] \frac{1}{\text{Re}^{1/4}}; \quad 6000 \leq \text{Re} \leq 40000$$

where αD – length of the rotation section, m; $1/\text{Re}^{1/2}$, $1/\text{Re}^{1/4}$ – proportional friction coefficients.

It is easy to see that first terms in these expressions are parts of energy consumed by friction because the product αD is the length of rotation section, and $1/\text{Re}^{1/2}$ and $1/\text{Re}^{1/4}$ are proportional friction coefficients.

Other terms in (7) should be related to local resistances. As well know the flow in pipes and channels with turn is characterized by Dean number – $\text{De} = \text{Re} \sqrt{d/D}$ [7]. When applied to other terms from (7) this De

number for local resistance of turn ζ_m in case of large range of Re number will lead to the following expressions:

$$\begin{aligned}\zeta_m &\approx \frac{25\alpha}{(\text{Re}\sqrt{d/D})^{0,5}} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,58}, \quad 500 \leq \text{Re} \leq 6000; \quad d/D < 1/6; \\ \zeta_m &\approx \frac{5\alpha}{(\text{Re}\sqrt{d/D})^{0,25}} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,45}, \quad 6000 \leq \text{Re} \leq 40000; \\ \zeta_m &\approx \frac{\sqrt{2}}{\pi} 0,2 \cdot \alpha \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,50}, \quad 20 \cdot 10^4 \leq \text{Re} < \infty.\end{aligned}\quad (8)$$

Using these expressions for local resistance in case of bigger diameters of rotation circle the following formulas can be elaborated:

$$\begin{aligned}\zeta_m &\approx \frac{35\alpha}{(\text{Re}\sqrt{d/D})^{0,50}} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,28}, \quad 500 \leq \text{Re} \leq 6000; \quad d/D > 1/6; \\ \zeta_m &\approx \frac{7\alpha}{(\text{Re}\sqrt{d/D})^{0,25}} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,23}, \quad 6000 \leq \text{Re} \leq 40000; \\ \zeta_m &\approx \frac{\sqrt{2} \cdot 6}{\pi} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,25}.\end{aligned}\quad (9)$$

There are several ways to express numeric coefficients in formulas (8) and (9) through values of function of Re number.

In order to use expressions (3), (8), (9) for the case of power-law fluid it is necessary to use Reynolds number for power-law fluid instead of Re number for Newtonian fluid. The latter is defined in the following way:

$$\text{Re}_n = \frac{d^n \omega^{2-n} \rho}{\frac{\mu_0}{8} \left(6 + \frac{2}{n}\right)^n}, \quad \mu = \mu_0 \dot{\epsilon}^{n-1}, \quad (10)$$

where Re_n – Reynolds number for power-law fluid; μ – viscosity of power-law fluid, Pa · (sec)^m; μ_0 – viscosity of power-law fluid when shifting speed is 1, Pa · sec; $\dot{\epsilon}$ – shifting speed, 1/sec; ρ – fluid density, kg/m³; d – pipe diameter, m; ω – average speed of flow in pipe, m/sec.

Conclusion

In conclusion, we can say that obtained expressions (3), (8), (9) along with (10) allow to experiment on their identification and verification allowing to define the form of functions φ and ψ (3). It should be noted that values μ_0 , n , ρ should be taken from technical guides for silicone fluids or other substances, viscosity of which depends on shifting speed by power law. The resulting equations can be used when calculating pressure losses during the flow of power-law fluid in pipelines and apparatus of a refrigeration system with a secondary circuit and intermediate cooling.

REFERENCES

1. Петренко, О.В. Прогресивні проміжні холодоносії та їх застосування для систем непрямого охолодження / О.В. Петренко, Д.П. Семенюк // Прогресивні техніка та технології харчових виробництв ресторанного господарства і торгівлі. – 2014. – Вип. 2. – С. 141–149. – http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pt_2014_2_16.
2. Желиба, Ю.А. Промежуточные теплоносители и хладоносители: монография / Ю.А. Желиба, Д.А.; Одес. гос. акад. холода. – Одесса: Фенікс, 2012. – 320 с.
3. Товажнянський, Л.Л. Моделювання течій неньютонівських рідин у каналах базової геометрії : монографія / Л.Л. Товажнянський, Е. В. Білецький, Ю. А. Толчинський. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – 319 с.
4. Бойко, А.В. Гідрогазодинаміка: підручник. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – 444 с.
5. Науменко, І. І. Технічна механіка рідини і газу: підручник. – Рівне: 44 НУВГП, 2009. – 376 с.
6. Уилкинсон, У. Л. Неньютоновские жидкости / У. Л. Уилкинсон. – М.: Мир. 1964. – 216 с.
7. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М: Машиностроение, 1975. – 569 с.

THE INFLUENCE OF THE HEAT AND MASS TRANSFER PARAMETER ON THE AVERAGE INTEGRAL TEMPERATURE DURING THE DRYING PROCESS

*Yakushenko E.N., Associate professor, Zhyla V.I., Associate professor
State Biotechnological University, Department of Integrated Electrical Technologies and Power
Engineering, Ukraine, 61002, Kharkiv, Str. Alchevskikh, 44
E-mail: papelats@ukr.net*

Abstract

This material discusses the issues of intensifying the heat and mass transfer process using a combined heat source. A study was carried out of the influence of the flow parameters of the drying agent on the temperature during the drying process in a heat and mass transfer module with a combined heat supply.

Keywords: heat and mass exchange module, temperature–time, drying agent.

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОМАСООБМЕННОГО ПАРАМЕТРА НА СРЕДНЕИНТЕГРАЛЬНУЮ ТЕМПЕРАТУРУ В ПРОЦЕССЕ СУШКИ

*Якушенко Е.Н., канд. тех. наук, доцент, Жила В.И., канд. тех. наук, профессор
Государственный биотехнологический университет, Украина, 61002, Харьков, ул. Алчевских, 44
E-mail: papelats@ukr.net*

Аннотация

В данном материале рассмотрены вопросы интенсификации процесса тепломассообмена с помощью комбинированного источника теплоты. Проведено исследование влияния параметров потока сушильного агента на температуру в процессе сушки в тепломассообменном модуле при комбинированном подводе теплоты.

Ключевые слова: тепломассообменный модуль, температура–время, сушильный агент.

Introduction

The drying process in a heat and mass transfer module makes it possible to obtain highly porous, quickly renewable dried vegetables with high rates of efficiency and quality.

The drying process is carried out in heat and mass transfer modules (HMTM) with a mass transfer surface smaller than the evaporation surface and made of vapor-proof material. A decrease in the external mass transfer surface creates conditions under which the rate of moisture evaporation in the product exceeds the rate of steam removal from the container, which leads to a sharp intensification of the drying process and the formation of a porous structure. Thus, drying in HMTM, at the present stage of development of drying technology, is an alternative to freeze drying for obtaining high-quality dried instant products.

Methodology

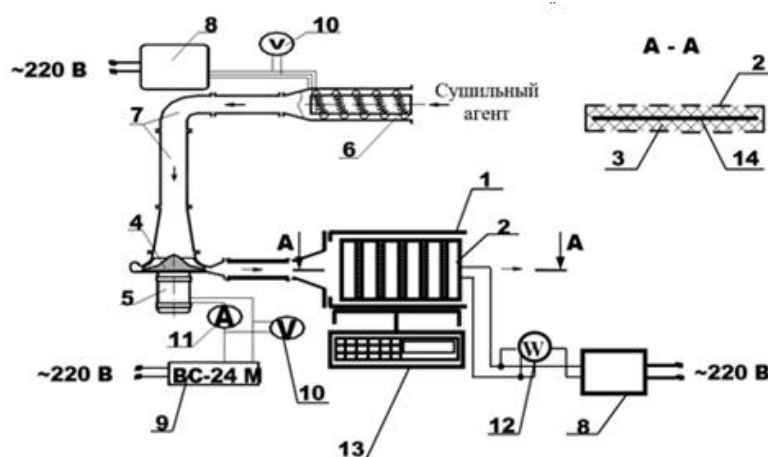
A wet body begins to lose mass when a positive difference in vapor pressure is created between the surface of the body and the environment (evaporation or sublimation) and a temperature difference that provides heat for phase transitions. When heat is supplied, the wet body heats up, and the partial vapor pressure under its surface increases. The body temperature rises to a certain value, which depends primarily on the temperature of the medium and the partial pressure of the vapor.

For some time, the rate of moisture removal is determined only by the conditions of heat supply and vapor removal from the surface of the body. The conditions for supplying moisture from deep layers to the surface during this period do not affect the process.

As moisture is removed from the surface, the intensity of drying will be determined by the rate of moisture supply by evaporation from deep layers. At the beginning, the evaporation of moisture is prolonged from the upper layers of the material with a continuous decrease in the speed of the process and a gradual increase in the temperature of the material. Subsequently, as the intensity of moisture supply decreases, the evaporation zone begins to move from the surface to the depths, and the temperature of the surface material increases significantly. During this period, it is possible to intensify the process only in ways that exclude temperature increases and deterioration of the surface layers of food materials.

The rate of this drying period is determined by the change in the bond of moisture with the material and its transfer. It is these processes that need to be intensified to speed up drying. Thus, the use of a heat source inside the HMTM is one of the rational ways to intensify the drying process.

The study of heat and mass transfer with an internal heater was carried out on an experimental setup (picture 1).



Picture 1. Scheme of the experimental drying installation: 1 – camera; 2 – HMTM; 3 – model material; 4 – compressor; 5 – compressor electric motor; 6 – heater; 7 – nozzles; 8 – autotransformer; 9 – rectifier; 10 – voltmeter; 11 – ammeter; 12 – wattmeter; 13 – electronic scales; 14 – internal heater

The drying chamber with HMTM for the material to be dried is placed on an electronic scale. The drying agent prepared in the heater is pumped into the drying chamber using a centrifugal fan with variable engine speed. The drying agent supply circuit is not mechanically connected to the drying chamber, which makes it possible to measure the drying kinetics of dismantling the chamber, or functional container. The interface between the chamber and the drying agent circuit has a labyrinth to reduce drying agent losses. The temperature in the center and on the surface of the sample was measured by thermocouples and recorded by a recording potentiometer [1].

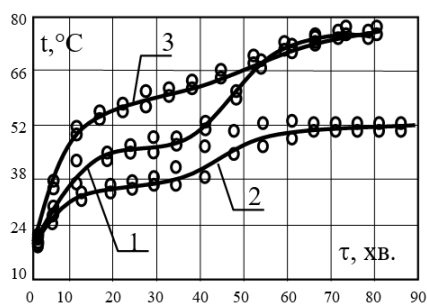
To intensify the drying process, an additionally regulated internal heating source was installed in the middle of the material.

Results and discussion

During the drying process, the temperature and mass of the material changes. The dependence of the temperature of the material on the drying time is described by a graphic curve – a thermogram. Analysis of the nature of the reversal of this curve, as well as critical points in characteristic sections of the thermogram depending on the drying regime parameters, makes it possible to evaluate their influence on the drying process.

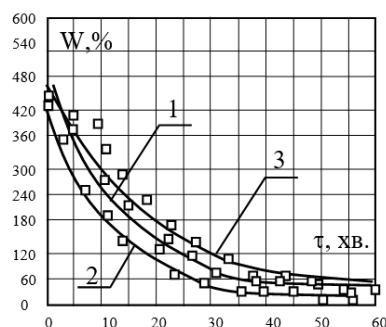
When conducting preliminary experiments, a combined method of supplying heat with both a drying agent and an internal heater was used. At the same time, the following temperature ratios of the drying agent (t_{CA}) and the internal heater (t_H) were maintained: ($t_{CA} = t_H$); ($t_{CA} < t_H$); ($t_{CA} > t_H$).

Experimental data are presented in picture 2, 3.



Picture 2. Kinetics of material heating with combined heat supply:

- 1 – $t_{CA}=70^{\circ}\text{C}$, $t_H=70^{\circ}\text{C}$;
- 2 – $t_{CA}=50^{\circ}\text{C}$, $t_H=70^{\circ}\text{C}$;
- 3 – $t_{CA}=90^{\circ}\text{C}$, $t_H=70^{\circ}\text{C}$



Picture 3. Drying kinetics with combined heat supply:

- 1 – $t_{CA}=70^{\circ}\text{C}$, $t_H=70^{\circ}\text{C}$;
- 2 – $t_{CA}=50^{\circ}\text{C}$, $t_H=70^{\circ}\text{C}$;
- 3 – $t_{CA}=90^{\circ}\text{C}$, $t_H=70^{\circ}\text{C}$

Approximation of the drying kinetics curves was carried out according to the formula 1:

$$W(\tau) = W_0 \cdot e^{-(k \cdot \tau)^n}, \quad (1)$$

where W_0 – is the initial moisture content;

W – current moisture content;

τ – current time; k ;

n – are kinetic coefficients.

The temperature kinetics curves were approximated by a polynomial of the third degree:

$$t(\tau) = a_0 + a_1\tau + a_2\tau^2 + a_3\tau^3, \quad (2)$$

where a_0, a_1, a_2, a_3 – are polynomial coefficients.

One of the main indicators of the quality of a dried product is the preservation of biologically active substances. The amount of loss of these substances is determined by the chemical reactions occurring in the product during the drying process. The rate of these reactions increases with increasing temperature of the material. During convective drying, the temperature of the drying agent and the temperature of the material during the drying process are practically equal, which limits the possibilities of intensifying the process by increasing the temperature of the drying agent. It should be noted that the speed of chemical reactions depends not only on the temperature, but also on the time of its action. Therefore, in some drying units, the temperature effect on the material is reduced by introducing oscillating modes – short-term stay of the material in the high temperature zone, followed by its transfer to the low temperature zone [2]. However, the implementation of such processes is limited by technical complexity and low versatility in relation to the type of raw materials being dried.

Drying in HMTM is a drying method in which the "temperature – time of temperature effect" complex is more rational compared to other drying methods.

For the quantitative assessment of this complex, such a characteristic is used as the integral temperature effect on the material during the dehydration process, which is equal to the area under the "temperature – time" curve [3] (picture 4).

It is calculated according to the formula 3:

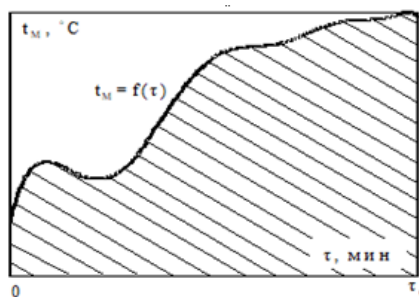
$$\Theta = \int_0^{\tau_c} f(\tau) \cdot d\tau \quad (3)$$

where Θ – integral temperature influence, °C min;

$f(\tau)$ – is a function of the dependence of the temperature of the material on the drying time;

τ – current drying time, min;

τ_c – drying time, min.



Picture 4. Drying thermogram at HMTM

The average integral temperature of the material per hour of drying Θ_{cp} is calculated as:

$$\theta_{cp} = \frac{\Theta}{\tau_c}, \quad (4)$$

At the experimental installation (picture 1), the flow of parameters of the drying agent flow to the average integral temperature of the material was monitored during HMTM.

The drying chamber with a tray for the material to be dried is located on electronic washers. The drying preparation agent in the heater is pumped into the drying chamber behind an additional central fan with a variable motor rotation frequency. The diffuser is not mechanically connected to the drying chamber, which serves as a labyrinth for changing the consumption of the drying agent. The temperature in the center and on the surface of the sample was measured by thermocouples and recorded by a self-recording potentiometer. The pressure at the center and on the surface of the glass was measured using thin heads connected to a crappy pressure gauge.

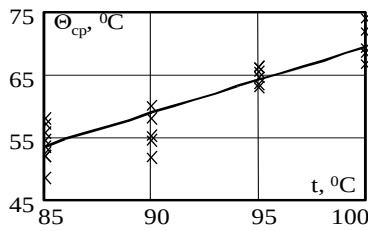
Further investigations were carried out on model material (wood shavings) from HMTM. The heat transfer of the drying agent to the material in HMTM was carried out by convective means. The temperature of the drying agent was set at: 85, 90, 95, 100 °C, the speed of the flow of the drying agent varied between 2 and 14 m/s. During the experiments, thermograms (the constant temperature of the material during drying) were recorded on the recorder paper, then collected, and the data obtained were approximated. Approximation was carried out by a polynomial:

$$f(\tau) = \sum_{n=0}^P a_n \cdot \tau_i^n, \quad (5)$$

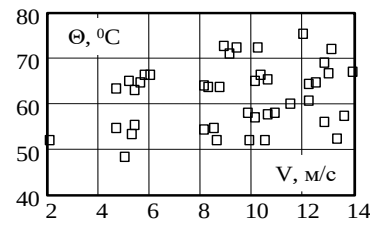
Where P – polynomial stage.

The integrated function (5) determined the value of the average integral inflow onto the material, and then, according to formula (4), the average integral temperature Θ_{cp} was calculated.

The dependence of the average integral temperature on the parameters of the drying agent flow is presented in picture 5.



Picture 5. Deposit of average integral temperature as a function of temperature

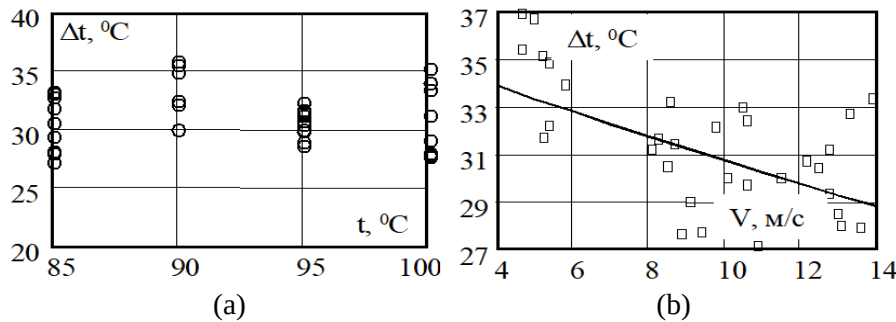


Picture 6. Dependency of the average integral temperature in liquidity

Apparently, there is a direct correlation between the temperature of the drying agent and the average integral (picture 5). When the temperature of the drying agent increases by 15°C, the average integral temperature increases by 25. There is no correlation between the fluidity of the flow of the drying agent and the average integral temperature (picture 6).

For the calculation of drying in HMTM, the difference between the temperature of the drying agent and the average integrated temperature Δt is of interest.

$$\Delta t = t - \Theta_{cp}. \quad (6)$$



Picture 7. Dependence of the difference between the average integrated temperature and the drying agent temperature on the parameters of the drying agent flow: a – temperature; b – speed

Conclusion

The analysis of the experimental data allows us to draw the following conclusions:

- 1) curves of drying kinetics and material temperature show the possibility of drying in HMTM with an internal vapor-tight partition (heater);
- 2) internal heat supply allows you to intensify the drying process and avoid overheating of thermolabile raw materials [1–4];
- 3) drying with the parameters – $t_{CA}=50^{\circ}\text{C}$, $t_H=70^{\circ}\text{C}$ turned out to be the most optimal from the point of view of moisture removal and the kinetics of heating the experimental material using a combined heat supply;
- 4) the effect of drying agent flow parameters on Δt is shown in picture 7. No correlation was found between Δt and the temperature of the drying agent. An increase in the flow rate of the drying agent by 10 m/s leads to a decrease in Δt by 6°C .

REFERENCES

1. Yakushenko, E. M. Increasing the energy efficiency of the process of drying grape pomace in a mass exchange module with conductive heat supply: thesis. candidate technical Sciences: 05.18.12. – Kharkiv, 2014. – 279 p.
2. Somov, A. S. Development and research of the STP-drying process of carrots: Diss. candidate of technical sciences: 08.05.12. – Kharkiv, 2000. – 179 p.
3. Pogozhih, N. I. Development of an intensive method of drying potatoes with a mixed heat supply and analysis of the process by the NMR method: Diss. ... candidate of technical sciences: 08.05.12. – Odessa, 1989. – 205 p.
4. Grishin, M. A. Intensification of the process of drying food plant materials: Diss ... Dr. Tech. Sciences. – Odesa, 1973. – 313 p.

УДК 621.56

ОЗОН ҚАБАТЫНЫҢ БҰЗЫЛУЫНЫҢ ҚАЗІРГІ ЖАҒДАЙЫ

Асамбаев А.Ж., тех. ғыл. канд., доцент

*Ә. Марғұлан атындағы Павлодар педагогикалық университеті,
Қазақстан Республикасы, 140000, Павлодар, Олжабай батыр көшесі, 60
E-mail: asen134@mail.ru*

Андатпа

Мақалада озон қабатын қорғау бойынша халықаралық келісімдер мен бастамалар келтірілген. Қазақстан Республикасында қабылданатын озон қабатын сақтау мәселесі бойынша шаралар мен шешімдерге шолу жасалды.

Негізгі сөздер: озон қабаты, Кигали түзетуі, реттелетін заттар.

THE CURRENT STATE OF THE PROBLEM OF OZONE LAYER

*Asambayev A.Zh., Cand. Tech. Sc., Associate Professor
Pavlodar Pedagogical University named after A. Margulan,
Kazakhstan, 140000, Pavlodar, Olzhabay Batyr Street, 60
E-mail: asen134@mail.ru*

Abstract

The article presents international agreements and initiatives on the protection of the ozone layer. An overview of measures and decisions on the problem of ozone layer conservation taken in the Republic of Kazakhstan is given.

Keywords: ozone layer, Kigali amendment, regulated substances.

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ РАЗРУШЕНИЯ ОЗОНОВОГО СЛОЯ

*Асамбаев А.Ж., канд. тех. наук, доцент
Павлодарский педагогический университет им. А. Марғұлан,
Республика Казахстан, 140000, Павлодар, ул. Олжабай батыра, 60
E-mail: asen134@mail.ru*

Аннотация

В статье приведены международные соглашения и инициативы по вопросу защиты озонового слоя. Дан обзор мер и решений по проблеме сохранения озонового слоя, принимаемых в Республике Казахстан.

Ключевые слова: озоновый слой, Кигалийская поправка, регулируемые вещества.

Кіріспе

Озон қабаты Жер атмосферасының маңызды элементі болып табылады, ол біздің планетамызды зиянды ультракүлгін сәулелерден қорғауда шешуші рөл атқарады. Алайда, соңғы онжылдықтарда озон қабатын бұзу мәселесі халықаралық қауымдастық үшін үлкен алаңдаушылық туғызды. Бұл мақалада біз осы мәселенің қазіргі жағдайын, оны шешу жөніндегі халықаралық бастамаларды, сондай-ақ озон қабатын қорғау үшін ұлттық деңгейде қабылданатын шараларды қарастырамыз.

Озон қабатын қорғау жөніндегі халықаралық келісімдер мен бастамалар

Жердегі тіршілікті зиянды ультракүлгін сәулелерден қорғауда маңызды рөл атқаратын озон қабаты адам әрекетінің нәтижесінде қауіп төндірді. Алайда, халықаралық қауымдастық озон қабатын бұзу проблемасының өзектілігін XX ғасырдың аяғында мойындады және оны шешу үшін бірқатар маңызды келісімдер мен бастамалар қабылдады.

Бұл саладағы ең маңызды келісімдердің бірі – 1985 жылы қабылданған озон қабатын қорғау туралы Вена келісімі. Бұл құжат озон қабатының бұзылуына қарсы бірлескен күш-жігердің қажеттілігін мойындаған алғашқы халықаралық келісім болды. Вена келісімі аясында озон қабатын қорғау жөніндегі халықаралық іс-қимылдарды үйлестіру жөніндегі негізгі органға айналған Халықаралық озон кеңесі құрылды.

Алайда, одан әрі ғылыми зерттеулер бастамалардың одан да қатаң шараларының қажеттілігін көрсетті. Бұл 1987 жылы Монреаль хаттамасының қабылдануына әкелді [1]. Хаттама хлорофторкөміртектер (ХФК) және галогенді көмірсутектер (ГКС) сияқты озонды бұзатын заттарды өндіру мен тұтынуды кезең-кезеңімен азайту кестесін белгіледі және олардың кейбірін толығымен пайдалануға тыйым салды. Монреаль хаттамасы қоршаған ортаны қорғау мәселесін шешудегі халықаралық ынтымақтастықтың алғашқы сәтті мысалы болды.

Бұл бастаманың одан әрі дамуы 2016 жылы Кигали түзету хаттамасының қабылдануына әкелді [2]. Бұл хаттама гидрофторкөміртектердің (ГФК) өндірісі мен тұтынуы реттеуге бағытталған – озон қабатын бұздан басқа, күшті парниктік газдар болып табылатын заттар. Кигали хаттамасы қатысушы елдер үшін ГФК пайдалануды кезең-кезеңімен қысқарту кестесін белгілейді, бұл озон қабатын қорғауға ғана емес, сонымен қатар бұл заттардың жаһандық жылынуға үлесін азайтуға ықпал етеді.

Осы халықаралық келісімдер мен бастамалардың барлығы халықаралық қоғамдастықтың кең қолдауына ие екенін атап өткен жөн. Әлемнің көптеген елдері аталған құжаттарға қосылып, олардың ережелерін ұлттық деңгейде белсенді түрде енгізуде. Бұл озон қабатын қорғаудың маңыздылығын және әлемдік қауымдастықтың осы мәселені шешу үшін бірлескен күш жігерді қабылдауға дайындығын кеңінен мойындауды көрсетеді.

Осылайша, озон қабатын қорғау жөніндегі халықаралық келісімдер мен бастамалар қоршаған ортаны сақтауда және адамзаттың тұрақты дамуын қамтамасыз етуде шешуші рөл атқарады. Осы салада табысқа жету үшін барлық елдердің тұрақты ынтымақтастығы мен келісілген әрекеттері қажет.

Озон қабатын бұзу проблемасы және оны қорғау бойынша шаралар қабылдау қажеттілігі туралы жұртшылықтың хабардарлығын арттыру жөніндегі іс-шаралар

Озон қабатын бұзу мәселесін сәтті шешудің негізгі компоненттерінің бірі - озонды бұзатын заттардың зияны туралы, сондай-ақ оны қорғау үшін шаралар қабылдау қажеттілігі туралы халықтың хабардарлығын арттыру. Әр түрлі іс-шаралар мен бастамалар озон қабатын сақтау процесіне жұртшылықты оқытуға, ақпараттандыруға және тартуға бағытталған.

Озон қабатын бұзу мәселесі туралы жұртшылықтың хабардарлығын арттырудың ең тиімді әдістерінің бірі ақпараттық науқандарды жүргізу болып табылады. Мұндай науқандарға медиа-роликтер, баспа материалдары, ақпараттық брошюралар, семинарлар мен презентациялар кіруі мүмкін. Олар озон қабатының бұзылуының себептері мен салдары туралы білімді таратуға, сондай-ақ оны қорғау үшін шаралар қабылдаудың маңыздылығына назар аударуға бағытталған.

Мектептер мен университеттердегі білім беру бағдарламалары мен жобаларына ерекше назар аударылады. Озон қабатын бұзу проблемасы туралы материалдарды оқу жоспарларына қосу, дәрістер мен семинарлар өткізу, осы тақырыпты зерттеуге бағытталған ғылыми зерттеулер мен жобаларды ұйымдастыру - жастардың назарын проблемаға аударудың және олардың экологиялық санасын қалыптастырудың барлық тәсілдері.

Қазақстан Республикасында қабылданатын озон қабатын сақтау мәселесі бойынша шаралар мен шешімдер

Қазақстан Республикасы озон қабатын сақтау жөніндегі жаһандық күш-жігерге белсенді тартылған және озонды бұзатын заттарды тұтыну мен өндіруді барынша азайтуға, сондай-ақ осы

мәселе туралы жұртшылықтың хабардарлығын арттыруға бағытталған бірқатар шаралар мен шешімдерді іске асырады.

Монреаль хаттамасына Кигали түзетуіне сәйкес Қазақстан үшін ГФК тұтынуды қысқарту кестесі келісілді (кесте 1).

Кесте 1. ГФК тұтынуды қысқарту кестесі

Кезең	Базалық деңгейге қатысты квота, %
2020 – 2024 жылдар	95
2025 – 2028 жылдар	65
2029 – 2033 жылдар	30
2034 – 2035 жылдар	20
2036 жылдан бастап	15

Қазақстан Монреаль хаттамасына «Қазақстан Республикасының озон қабатын бұзатын заттар жөніндегі Монреаль хаттамасына қосылуы туралы» Қазақстан Республикасының 30.10.1997 жылғы № 176 Заңымен қосылды, сондай-ақ оған Кигалиден басқа Лондон, Копенгаген, Монреаль және Пекин сияқты барлық кейінгі түзетулерді ратификациялады [3].

Қазақстанда гидрофторкөміртек өндіретін кәсіпорындар жоқ. Сондықтан Қазақстан үшін Кигали түзетуі тек ГФК импортына ғана қолданылатын болады.

2030 жылдан бастап Қазақстанға гидрохлорфторкөміртектерді (ГХФК) импорттауға тыйым салынатынын ескере отырып, Кигали түзетуін ратификациялау сөзсіз, өйткені егер Қазақстан Кигали түзетуін ратификацияламаса, онда ол реттелетін заттарды (R134a, R32, R410A және басқалар – олар әзірге ГХФК негізгі алмастырғыштары болып табылады) импорттай алмайды

Сондықтан бүгінде озон қабатын бұзатын заттар бойынша Монреаль хаттамасына Кигали түзетуін ратификациялау бойынша мемлекетішілік рәсімдерді бастау қажет, атап айтқанда:

- Қазақстанда ГФК тұтынудың базалық деңгейін есептеу;
- Қазақстан үшін ГФК-ның тиісті квоталарын есептеу;
- үшінші елдерден және ЕАЭО елдері ішінен импортың кедендік статистикасының деректері негізінде Қазақстанға ГХФК импортын талдау;
- заңнамалық және нормативтік құжаттарға, оның ішінде ЕАЭО деңгейінде өзгерістер мен толықтырулар енгізу жөніндегі процесті бастау;
- әр түрлі мүдделі тараптар арасында хабардарлықты арттыру және ГФК қысқарту контекстінде әлеуетті арттыру бойынша жұмыс жүргізу, оның ішінде кеден қызметшілері мен қоршаған орта мәселелері жөніндегі мамандарды қайта даярлау, сондай-ақ тоңазытқыш техникасы жөніндегі мамандарды қайта даярлау және сертификаттау мәселесі.

Қорытынды

Жалпы, Қазақстан Республикасында соңғы жылдары қабылданған шаралар мен шешімдер озон қабатын сақтау проблемасына елеулі көзқарасты және қоршаған ортаны қорғау жөніндегі халықаралық міндеттемелерді сақтауға ұмтылысты айғақтайды [4]. Бұл күш-жігердің Қазақстан үшін ғана емес, бүкіл әлемдік қоғамдастық үшін де маңызы зор, өйткені озон қабаты адамзаттың ортақ игілігі болып табылады және оны қорғау үшін жаһандық іс-қимылды талап етеді.

Озон қабатын сақтау мәселесі бойынша соңғы жылдары Қазақстан Республикасында қабылданған шаралар мен шешімдердің бірнеше нақты мысалдары келтірілген:

1. Заңнамалық шаралар: Озонды бұзатын заттармен жұмыс істеуді реттейтін заңнамалық актілерді қабылдау және енгізу. Атап айтқанда, 2020 жылы Қазақстан Республикасының Экологиялық кодексі қабылданды [5], ол озонды бұзатын заттарды тиісті рұқсатсыз өндіруге, импорттауға және экспорттауға тыйым салуды, сондай-ақ олардың пайдаланылуын бақылауды көздейді.

2. Лицензиялау және бақылау: Озонды бұзатын заттардың пайдаланылуын бақылау үшін лицензиялау және мониторинг жүйесін құру. Қоршаған ортаны қорғауға жауапты мемлекеттік органдар қауіпсіз және экологиялық тұрақты салқындатқыштар мен технологияларды пайдалану жөніндегі талаптардың сақталуына кәсіпорындар мен ұйымдардың тұрақты тексерулерін жүргізеді.

3. Ғылыми-зерттеу жұмыстары: Жаңа технологиялар мен баламалы заттарды әзірлеу және енгізу саласындағы ғылыми зерттеулерді қаржыландыру және қолдау. Ұлттық зерттеу институттары мен университеттер баламалы салқындатқыштар мен технологияларды зерделеумен, сондай-ақ

олардың тиімділігі мен Қазақстан жағдайындағы экологиялық қауіпсіздігін бағалаумен белсенді айналысады.

4. Білім беру бағдарламалары: Озон қабатын бұзу мәселесі туралы халықтың хабардарлығын арттыру үшін білім беру науқандары мен іс-шараларды өткізу. Мысалы, «Жасыл экономика» бағдарламасы аясында қоршаған ортаны қорғау мәселелерін, соның ішінде озонның жойылу мәселесін талқылайтын оқыту семинарлары мен конференциялары өткізіледі.

5. Халықаралық ынтымақтастық: Озон қабатын сақтауға бағытталған халықаралық бастамалар мен бағдарламаларға қатысу. Қазақстан озон жөніндегі Хатшылық [6] сияқты халықаралық ұйымдармен белсенді ынтымақтасады, бұл озон қабатын қорғау саласындағы жаңа ғылыми және технологиялық жетістіктерге қол жеткізуге мүмкіндік береді.

Осы және басқа да шаралар Қазақстанның озон қабатын сақтау проблемасына елеулі көзқарасын айғақтайды және оның қоршаған ортаны қорғау жөніндегі халықаралық міндеттемелерді сақтауға ұмтылысын көрсетеді.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. Монреальский протокол по веществам, разрушающим озоновый слой : [Принят 16 сентября 1987 года] // Официальный сайт ООН http://www.un.org/ru/documents/decl_conv/conventions/montreal_prot.shtml. [дата обращения 07.04.2024].

2. UNEP Amendment to the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer (Kigali amendment) // Int. Leg. Mater. – 2016.

3. Республика Казахстан. Законы. О присоединении Республики Казахстан к Монреальскому Протоколу по веществам, разрушающим озоновый слой. Закон Республики Казахстан: [принят 30 октября 1997 г. № 176].

4. Национальный доклад о состоянии окружающей среды и об использовании природных ресурсов Республики Казахстан за 2021 год. // Министерство экологии, геологии и природных ресурсов республики Казахстан. – Астана, 2021.

5. Республика Казахстан. Законы. Экологический кодекс республики Казахстан. Кодекс Республики Казахстан [принят 2 января 2021 года № 400-VI ЗРК: с изменениями на 28.02.2024].

6. Ozone Secretaria – Официальный сайт Секретариата по озону, организации, координирующей работу стран в рамках Монреальского протокола. – URL: <http://www.unep.ch/ozone/index.shtml> [дата обращения 07.04.2024].

УДК 621.565

ENERGY EFFICIENCY OF VENTILATION SYSTEMS IN TRANSFORMABLE ROOMS

*Beliaev V.V., Ph.D. student, Sulin A.B., D.Sc. in engineering, professor
ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky pr., 49, lit. A
E-mail: beljaevladislav@gmail.com, absulin@itmo.ru*

Abstract

Organizing the correct operation of the ventilation system is very important for modern person. The greatest difficulty for organizing the work process is presented by ventilation systems in transformable rooms, where operating conditions can constantly change. This requires a system that can quickly respond to changing ventilation needs. For these purposes, it is necessary to develop a suitable mathematical model.

Keywords: indoor air quality, CO₂ concentration, transformable rooms, computational fluid dynamics.

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ В ТРАНСФОРМИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

*Беляев В.В., аспирант, Сулин А.Б., док. тех. наук, ординарный профессор
Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., д. 49, лит. А
E-mail: beljaevladislav@gmail.com, absulin@itmo.ru*

Аннотация

Организация правильной работы системы вентиляции очень важна в условиях жизни современного человека. Наибольшую сложность для организации рабочего процесса представляют системы вентиляции в трансформируемых помещениях, где условия эксплуатации могут постоянно меняться. Это требует

применения системы, которая способна быстро реагировать на изменяющуюся потребность в вентилиации. Для этих целей необходима разработка подходящей математической модели.

Ключевые слова: качество воздуха в помещении, концентрация углекислого газа, трансформируемые помещения, вычислительная гидродинамика.

Введение

Системы отопления, вентиляции и кондиционирования (ОВиК) потребляют наибольшие объёмы энергии в зданиях многих типов. Например, в зданиях гостиниц, ЦОДов и бизнес-центров, доля энергии, потребляемой системами ОВиК достигает порядка 50% процентов от общего энергопотребления. Поэтому обеспечение энергоэффективности работы вентиляционных систем может привести к значительному снижению общего энергопотребления современных городов. При этом нужно помнить, что системы вентиляции отвечают за качество воздуха, которым люди дышат внутри помещения в течение всего рабочего дня. В зависимости от параметров этого воздуха и его состава на организм человека может оказываться совершенно разное воздействие. Низкое качество вдыхаемого воздуха приводит к появлению сухости кожи, зуду, ухудшению памяти и многим другим пагубным последствиям, которые будут негативно влиять на работоспособность и в целом общее состояние здоровья человека. Таким образом, наибольшей энергоэффективностью вентиляционная установка будет обладать в том случае, когда она будет потреблять ровно столько энергии, сколько требуется для поддержания комфортных условий для людей внутри помещения, не оказывая вредного влияния на их здоровье.

Среди всех видов объектов, в которых требуется вентиляция Трансформируемые помещения потенциально являются одним из объектов, в которых непрерывное поддержание требуемого качества воздуха является наиболее сложной задачей.

Объекты и методы исследования

Особенность трансформируемых помещений заключается в том, что с течением времени условия их эксплуатации могут подвергаться большим изменениям, таким как: увеличение или уменьшение числа людей внутри помещения, смена их рода деятельности, появление не антропогенных источников тепла или загрязнения и т.д. В таблице 1 представлена информация о затратах энергии людей в зависимости от нескольких факторов. Опираясь на представленные данные, можно сказать, что величина энергозатрат человека в различных условиях может отличаться в 4 раза. Часть этой затраченной энергии выделяется в виде тепла, которое идёт на нежелательный нагрев воздуха внутри помещения. В работе [1] приведена информация о значительном различии в выделении углекислого газа людьми в различных условиях. Все эти изменяющиеся во времени воздействия человеческого организма на воздух внутри эксплуатируемого помещения должны быть нивелированы грамотной работой системы вентиляции.

Таблица 1. Уровни метаболизма

Нормативные данные			Полученные данные						
Категория работ по уровню энергозатрат	Энерготраты, Вт		Энерготраты, Вт						
			Возраст, лет					Средние по возрасту	Среднее по работе
	СанПиН 1.2.3685-21 Р2.2.2006-05		118-29	330-44	445-64	665-74	>>75		
	Диапазон значений	Среднее значение							
Лёгкая, Ia	105	122	112	108	100	193	189	100	117
	139		149	143	132	123	118	133	
Лёгкая, Ib	140	157	151	145	134	125	119	135	151
	174		187	180	167	155	149	168	
Средней тяжести, IIa	175	204	189	182	168	157	150	169	196
	232		49	39	21	07	198	223	
Средней тяжести, IIб	233	262	251	241	223	208	199	225	250
	290		309	297	275	256	245	276	
Тяжёлая, III	291	320	311	299	276	258	247	278	306
	349		373	358	331	309	296	333	

На данный момент можно выделить три принципа управления работой систем ОВиК:

- Без регулирования.
- Адаптивное регулирование.

- Предиктивное регулирование.

На рисунке 1 представлены графики, на которых белой областью обозначена минимальная требуемая для работы системы энергия, а красным цветом отображена величина энергии, которая затрачивается сверх необходимой, то есть потери энергии. Из рассматриваемых графиков видно, что наибольшей энергетической эффективностью обладает предиктивная система вентиляции. Это обусловлено тем фактом, что работа предиктивной системы учитывает инертность процессов, сопровождающих работу установки, что также позволяет избежать ухудшения параметров воздуха внутри помещения во время смены условий использования помещения.

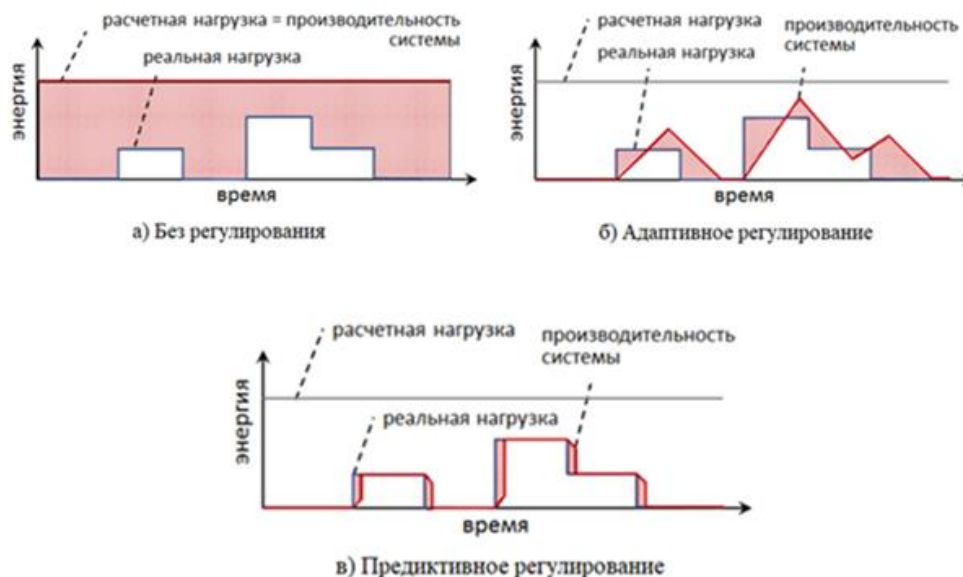


Рисунок 1. Энергопотребление при различных режимах регулирования работы систем ОВиК

На рисунке 2 схематически изображена вентиляционная установка, с обозначением основных возможных энергопотребляющих узлов, которые могут использоваться для поддержания требуемых условий внутри помещений. Для организации нужного рабочего режима установки необходимо наличие ряда датчиков, которые будут считывать параметры воздуха и передавать их блоку управления. Наибольшая эффективность работы датчиков достигается в случае их повсеместной установки внутри помещения, особенно в области зоны дыхания.

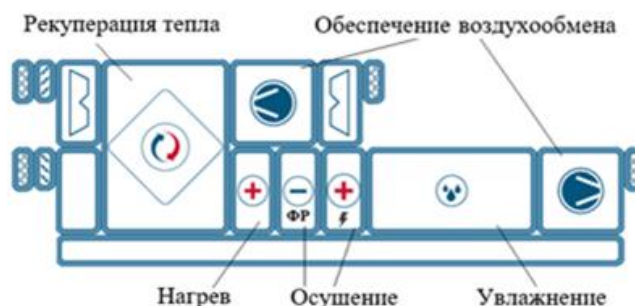


Рисунок 2. Схема вентиляционной установки

Рассматривая трансформируемые помещения, основной проблемой касательно датчиков является тот факт, что их размещение не представляется возможным внутри помещения. Это обусловлено тем, что конфигурация трансформируемых помещений может часто меняться, из-за чего пришлось бы постоянно располагать датчики в новых местах и производить постоянную перенастройку и отладку системы вентиляции, что поставило бы целесообразность её применения под вопрос. В связи с этим для работы вентиляционной установки трансформируемого помещения наилучшими местами расположения датчиков являются приточный и вытяжной каналы, так как они не будут претерпевать никаких изменений в случае смены конфигурации трансформируемого помещения. Схема расположения датчиков приведена на рисунке 3.



Рисунок 3. Расположение датчиков в трансформируемом помещении

По показаниям датчиков температуры, давления и концентрации углекислого газа будет определяться предстоящая потребность помещения в вентиляции и отоплении/охлаждении в течение ближайшего времени с целью реализации предиктивного механизма регулирования параметров воздуха. Для этого необходимо получить математическую модель физических процессов, протекающих внутри помещения. Для разработки этой модели может помочь информационная база результатов компьютерного моделирования процессов, протекающих внутри помещений. Это позволит выявить необходимые закономерности для организации работы разрабатываемой системы ОВиК. Актуальность данных, получаемых компьютерным моделированием, подтверждается в [2–5] с помощью экспериментальной верификации.

В рамках данной работы были приняты результаты из [2] в качестве примера для сравнения результатов, полученных в ходе собственного моделирования.

Результаты

Результаты собственного моделирования и моделирования из эталонной статьи полей концентрации углекислого газа приведены на рисунке 4. Основное отличие в приведённых полях обусловлено тем, что в моделировании, проведённом в рамках этой работы, было принято решение подавать в помещение смесь воздуха и углекислого газа в отличие от [2], где в помещение подавался чистый воздух.

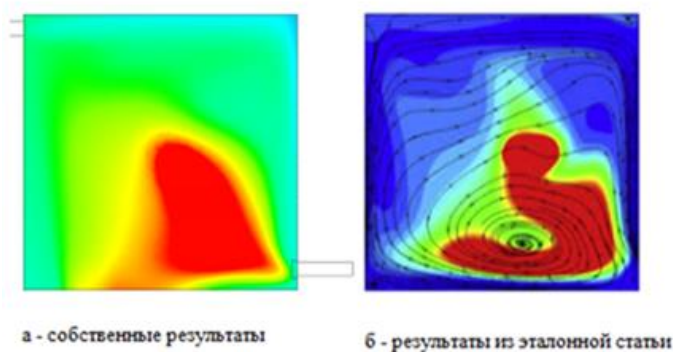


Рисунок 4. Сравнение результатов моделирования поля концентрации углекислого газа

Заключение

Чтобы организовать энергоэффективную работу вентиляции в трансформируемом помещении наилучшим образом подходит предиктивная система регулирования установки. Для создания этой системы необходимо разработать математическую модель, которая смогла бы посредством математического анализа предсказывать потребность в вентиляции в течение некоторого промежутка предстоящего времени. Для этой цели предполагается использовать метод компьютерного моделирования, результаты которого показали свою пригодность в определении параметров внутри помещения при различных режимах эксплуатации помещения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Rodero, A. Carbon Dioxide Human Gains – A New Approach of the Estimation / Antonio Rodero, Dorota Anna Krawczyk // Sustainability. – 2019. – Vol. 11. – 7128. – <https://doi.org/10.3390/su11247128>
2. Hua-Yan, D. Influence of air change rates on indoor CO₂ stratification in terms of Richardson number and vorticity / Hua-Yan Deng, Zhuangbo Feng, Shi-Jie Cao // Building and Environment. – 2018. – Vol. 129. – P. 74–84. – <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2017.12.009>

3. van Hooff, T. Low-Reynolds number mixing ventilation flows: Impact of physical and numerical diffusion on flow and dispersion / Twan van Hooff, Bert Blocken // *Building Simulation*. – 2017. – Vol. 10. – P. 589–606. – <https://doi.org/10.1007/s12273-017-0354-3>

4. Zhou, Y. The effects of ventilation and floor heating systems on the dispersion and deposition of fine particles in an enclosed environment / Yu Zhou, Yelin Deng, Peng Wu, Shi-Jie Cao // *Building and Environment*. – 2017. – Vol. 125. – P. 192–205. – <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2017.08.049>

5. Cao, Sh. Influence of turbulent boundary conditions on RANS simulations of pollutant dispersion in mechanically ventilated enclosures with transitional slot Reynolds number / Shi-Jie Cao, Johan Meyers // *Building and Environment*. – 2013. – Vol. 59. – P. 397–407. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2012.09.004>.

УДК 536.423:536.71

ANALYSIS OF METHODS FOR CALCULATING THERMODYNAMIC PROPERTIES OF MULTICOMPONENT MIXTURES OF REFRIGERANTS

Volchok V.A., Ph.D.

Odesa National University of Technology, Ukraine, 65039, Odesa, Kanatna street, 112

E-mail: recvicv@gmail.com

Abstract

To describe the thermodynamic properties of multicomponent mixtures of refrigerants, the previously modified Peng-Robinson and Lee-Kesler equations, as well as the fundamental Helmholtz energy formula in dimensionless form, were used. The accuracy of various equations of state in describing the properties of mixtures is compared.

Keywords: mixtures, thermodynamic properties, equation of state.

АНАЛИЗ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ СМЕСЕЙ ХЛАДАГЕНТОВ

Волчок В.А., канд. тех. наук

Одесский национальный технологический университет,

Украина, 65039, Одесса, ул. Канатная, 112

E-mail: recvicv@gmail.com

Аннотация

Для описания термодинамических свойств многокомпонентных смесей хладагентов использованы модифицированные ранее уравнения Пенга-Робинсона и Ли-Кеслера, а также фундаментальное уравнение энергии Гельмгольца в безразмерной форме. Проведено сравнение точности различных уравнений состояния при описании свойств смесей.

Ключевые слова: смеси, термодинамические свойства, уравнение состояния.

Introduction

At the moment, sufficient material has been accumulated on the thermophysical properties of pure refrigerants. There are data banks on the properties of substances, from which it is possible to calculate the equilibrium and transfer properties of refrigerants, construct diagrams and calculate the parameters of the refrigeration cycle.

An analysis of existing methods for determining the thermodynamic properties of substances in refrigerant mixtures shows that none of them has sufficient predictive ability to obtain reliable results in a wide range of state parameters. Therefore, in practice, to describe the thermodynamic behavior of mixtures, one or another model approach is used, which is refined on the basis of experimental data.

Unified equations of state (ES) make it possible to reproduce the thermodynamic properties of liquid and gas mixtures with small prediction errors, relating pressure P to volume v and temperature T and correcting experimental data at the boundaries of the two-phase vapor-liquid region in the range from T_{tr} to T_{cr} . For multicomponent systems, it is possible to adjust the composition (mole fractions of components). Drawing up a unified ES covering a wide range of changes in the independent variables ρ , T or P , T is currently an urgent task.

Methodology

It is known that the ES can be used to determine the dependence of the thermodynamic function on v and P , integrate differential thermodynamic relations and calculate the fugacity of system components. In

addition, a connection can be established between the ES and the thermodynamic potential of the system, expressed as a function of natural variables. For example, if the Helmholtz energy is known, then the ES cannot be determined only on the basis of the laws of thermodynamics.

For pure substances, the ES describes the properties of the vapor and liquid phases simultaneously on the saturation line. For multicomponent systems, the equation of state is an equilibrium thermodynamic model of the vapor and liquid phases.

One of the main tasks is to find the most suitable form of the ES, which could describe experimental data on heat, calorimetry and acoustics in both gas and liquid phases with experimental accuracy. At high temperatures and moderate pressures, binary and ternary interactions predominate, and the behavior of such systems can be described by an ES containing two or three virial coefficients.

To date, a large number of equations have been proposed to describe the properties of hydrocarbon systems based on empirical, semi-empirical or theoretical methods.

Multicoefficient ES are equations of state written in virial form. Virial coefficients in the equation take into account various interactions of material particles. ES in virial form are theoretically well substantiated for low-density gases. The use of these equations to describe the state of matter at high densities is associated with the difficulty of determining higher-order virial coefficients.

To carry out a comparative analysis of various forms of ES, three widely used forms were selected to determine their ability to describe the thermodynamic surface of binary zeotropic mixtures of refrigerants, calculations were carried out using the original version of the Peng-Robinson (PR) ES with optimal interaction parameters, the modified Lee Kesler (LK) ES and Helmholtz free energy (HFE) ES and comparison of the results of calculations of thermodynamic properties.

Results and discussion

The fundamental impossibility of simultaneous accurate description of the parameters of the critical point of individual substances and mixtures based on them did not allow us to accurately reproduce experimental data using cubic ES PR. In general, the PR control system, in comparison with multi-constant control systems, showed quite acceptable accuracy for engineering calculations.

A comparative analysis of various forms of ES is based on experimental data on the boiling pressure of binary zeotropic mixtures of refrigerants obtained in previous studies [1, 2]. At the same time, to obtain the cross coefficients of the ES for LK and HFE, the experimental data obtained in this work and all the data of other authors were taken into account, taking into account errors in the measured values.

Table 1 shows a comparative analysis of the standard deviations of the considered ES from the experimental data on the boiling pressure of the R409A refrigerant.

Table 1. Comparison of experimental values of boiling pressure of R409A refrigerant with calculations using various equations of state

Experiment		Calculation					
		ES PR		ES LK		ES HFE [3]	
T , K	P , MPa	P , MPa	P , %	P , MPa	P , %	P , MPa	P , %
253.19	0.191	0.187	-2.36	0.187	-2.15	0.190	-0.37
263.15	0.272	0.270	-0.67	0.269	-0.75	0.268	-1.54
273.16	0.379	0.381	0.39	0.379	0.01	0.378	-0.37
283.20	0.517	0.522	1.02	0.519	0.34	0.519	0.37
293.23	0.699	0.700	0.19	0.694	-0.76	0.696	-0.37
303.33	0.916	0.921	0.58	0.910	-0.63	0.917	0.08
313.17	1.173	1.183	0.81	1.165	-0.65	1.177	0.34
323.20	1.482	1.501	1.27	1.476	-0.42	1.493	0.74
333.16	1.846	1.875	1.58	1.840	-0.31	1.865	1.03

A detailed comparison of three forms of ES for describing the boiling pressure of a ternary mixture of refrigerant R409A shows that the cubic ES PR ($\theta_{ij} = 1$), which uses limited information and does not take into account the interaction of mixture components, is in good agreement with the experimental data obtained in this work.

In some cases, the multi-constant ES LK is superior in accuracy to the ES HFE for binary mixtures of refrigerants, but in general is inferior to it when describing the thermodynamic surface of a multicomponent mixture – the R409A refrigerant. Deviations in experimental data on the boiling pressure of R409A refrigerant are comparable to the error in the measured data.

Conclusion

Previously obtained values of cross parameters of the ES for binary mixtures were used.

The model adopted for calculations for describing the thermophysical properties of multicomponent refrigerants, based on the rule of combining equation of state constants, makes it possible to calculate the thermophysical properties of refrigerant mixtures based on data on the binary mixtures included in their composition.

The possibility of using the parameters of the SEH equation found for binary mixtures of refrigerants to calculate the thermophysical properties of multicomponent mixtures of refrigerants is shown.

The use of adjusted parameters of the ES HFE allows a more realistic description of the available experimental data, compared to other methods.

Acknowledgements

The author are grateful for the useful words of advice, discussions and material provided in the course of collecting and summarizing information for this article the coworkers of the departments of ONUT.

REFERENCES

1. Volchok, V. A. Modeling of the properties of hydrocarbons mixtures on the basis of the Helmholtz free energy / V. A. Volchok // Kazakhstan-Refrigeration 2022: Proceedings of XI Int. Scientific and Technical Conference (september 23, 2022). – Алматы: АТУ, 2022. – P. 119–122. <http://maxteniz.kz/wp-content/uploads/Сборник-докладов-2022.pdf>
2. Волчок, В. А. и др. Термодинамические свойства хладонов серии R400 / В. А. Волчок, В. З. Геллер, Н. И. Лапардин // Обладнання та технології харчових виробництв: Тематичний збірник наукових праць. – Донецьк: ДонНУЕТ. – 2008. – Т. 19. – С. 9.
3. Lemmon, E. W. NIST Standard Reference Database 23, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, version 8.0. [Text] / E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden // Standard Reference Data Program, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD. – 2007.

УДК 697.975.4

INCREASING EVAPORATOR CAPACITY IN A SELF-CONTAINED AIR CONDITIONER

Dmitriev D.O., master's student, Poltoratsky M.I., Ph.D. Sulin A. B., D.Sc. in engineering, professor

¹*ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky pr., 49, lit. A*

²*ООО «NPK Morsvyazavtomatika», Russia, 192174, St. Petersburg, Kibalchicha str., 26, lit. E*

E-mail: dd@unicont.com, pmi@unicont.com, absulin@itmo.ru

Abstract

The article describes the negative impact on cooling capacity of an air conditioning unit irregularity velocity field of airflow, blowing the frontal section tubular fin direct boiling evaporator. A method of solving the stated problem by changing the configuration of the pipe passages in the evaporator is proposed.

Keywords: evaporator, air cooler, uneven air flow, autonomous air conditioner.

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ В СОСТАВЕ АВТОНОМНОГО КОНДИЦИОНЕРА

Дмитриев Д.О., магистрант, Полторацкий М.И.,

канд. тех. наук, Сулин А.Б., док. тех. наук, ординарный профессор

¹*Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., д. 49, лит. А*

²*ООО «НПК Морсвязавтоматика», Россия, 192174, Санкт-Петербург, ул. Кибальчица., д. 26, лит.Е*

E-mail: dd@unicont.com, pmi@unicont.com, absulin@itmo.ru

Аннотация

В статье рассмотрено негативное влияние на холодопроизводительность установки кондиционирования воздуха неравномерностей в поле скоростей воздушного потока, набегающего на фронт

тальное сечение трубчато-ребристого испарителя непосредственного кипения. Предложен способ решения заявленной проблемы путём изменения конфигурации трубных ходов в испарителе.

Ключевые слова: испаритель, воздухоохладитель, неравномерность воздушного потока, автономный кондиционер.

Введение

Традиционные способы расчёта трубчато-ребристых теплообменников, применяемых в промышленности, основаны на методиках, разработанных такими учёными, как Захаровым Ю. В., Чичиндаевым А. В. и др. [1, 2].

Так, например, Захаров Ю. В. рекомендует задавать скорость набегающего воздушного потока на рабочее сечение испарителя в пределах от 3 м/с до 5 м/с [1]. Однако данная рекомендация не всегда выполнима, так как профиль скорости воздушного потока часто не равномерен, особенно в условиях стеснённого внутреннего пространства, свойственного современным климатическим установкам.

В работе Идельчика И. Е. описано влияние ограждающих конструкций на воздушный поток при прохождении по каналу прямоугольного сечения, которое приводит к формированию областей с пониженными относительно центра значениями скоростей [3]. Игнорирование влияния ограждающих конструкций вносит неопределённость в расчёты холодопроизводительности трубчато-ребристых теплообменников, поскольку неравномерность потока воздуха не учитывается расчётными программами [4].

Указанный выше фактор усугубляется стремлением современных производителей климатического оборудования к компактности выпускаемой продукции [5]. Данная проблема вынуждает искать все более неординарные способы установки испарителей в корпус установок. При этом необходимые условия обтекания воздушным потоком теплообменника для его корректной работы не рассматривается [6].

Объекты и методы исследования

Оценка влияния неравномерностей воздушного потока производилась на базе существующего испарителя автономного судового кондиционера модели КАС-35 производства ООО «НПК Морсвязьавтоматика» [7].

Испаритель кондиционера КАС-35 представляет собой трубчато-ребристый теплообменный аппарат, состоящий из медных труб с алюминиевым оребрением. Холодильным агентом является фреон R407C. Температура кипения составляет $T_0 = +7^\circ\text{C}$, температура конденсации $T_k = +45^\circ\text{C}$, перегрев составляет 7 К, переохлаждение составляет 2 К. Геометрическое расположение труб – шахматное. Толщина ламелей – 0,15 мм. Шаг оребрения – 2,5 мм. Количество труб по глубине – 4 шт. Для равномерного распределения холодильного агента между четырнадцатью входами используется дистрибьютор типа «паук».

Расчёт испарителя выполнен в специализированном программном обеспечении для подбора теплообменников (рисунки 1–2).

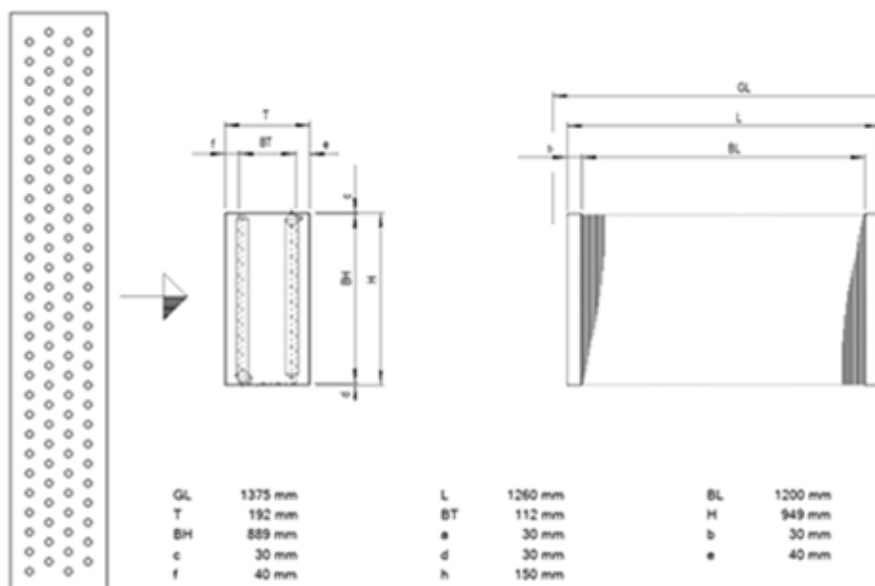


Рисунок 1. Габаритные размеры испарителя КАС-35

Блок испарителя				BAT 8/4/28/2.50/1200/ACS/ /015032	
Мощность:	34.5 kW	Для размещения в:	Корпус		
Пл. пов-ти:	87.4 m²	Соединение:	справа		
Требуемая площадь:	87.8 m²	Геом. порядок труб:	шахматный		
Резерв поверхности:	-0.5 %	Толщина инея:	0.0 mm		
Конденсат:	12.90 kg/h	Отн. явная мощность :	74.0 %		
К теплопередачи:	36.41 W/(m²·K)				
LMTD:	10.79 K				
Воздух	Вход	Выход	Хладагент:	R407C ⁽¹⁾	
Объемный расход:	5300 m³/h	5025 m³/h	Т кипения:	7.0 °C	
Температура:	27.0 °C	12.4 °C	Перегрев:	7.0 K	
Отн. влажность:	46 %	91 %	Т конденсации:	45.0 °C	
Скорость:		1.3 m/s	Т переохлаждения:	42.0 °C	
Давление воздуха:		1013 mbar	Массовый расход:	621 kg/h	
			Объемный расход (газ):	30.23 m³/h	
Потери давления:		25 Pa	Потери давления:	0.45 bar / 2.32 K	

Рисунок 2. Расчётные параметры испарителя КАС-35

Испаритель непосредственного кипения, применяемый в кондиционере КАС-35, должен обеспечивать холодопроизводительность 35 кВт при заданных расчётных условиях. Однако, по многочисленным испытаниям производителя до выпуска продукции в коммерческое производство, заявленная холодопроизводительность не достигалась.

В конструкции автономного кондиционера испаритель установлен под углом 45° к потоку обрабатываемого воздуха. Результаты CFD моделирования течения воздушного потока приведены на рисунке 3.

Граничные условия моделирования:

- Объёмный расход на выходе 5300 м³/ч (1,47 м³/с).
- Давление окружающей среды 10⁵ Па.

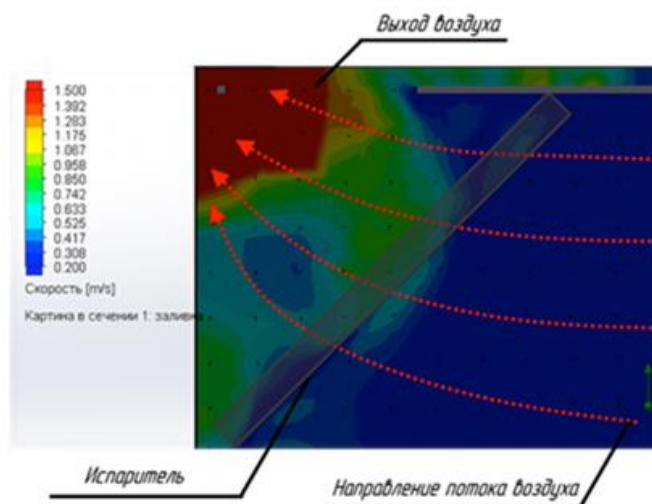


Рисунок 3. Профиль распределения скоростей воздушного потока на испаритель. Вид сбоку

Условия входа воздушного потока в верхней и нижней частях аппарата затруднены ограждающими конструкциями кондиционера, а также наличием воздушных вихрей, мешающих формированию равномерного потока.

Для оценки влияния условий обдува испарителя выполнен расчёт теплообменного аппарата с учётом действительного поля скорости воздуха на входе. Программное обеспечение, используемое для данного расчёта, позволяет рассмотреть процесс теплообмена в испарителе применительно к каждому трубному заходу.

В качестве исходных данных введены следующие параметры:

- Холодильный агент – фреон R407C;

- Объёмный расход воздуха на входе 5300 м³/ч.

Результаты моделирования представлены на рисунке 4 и в таблице 1.

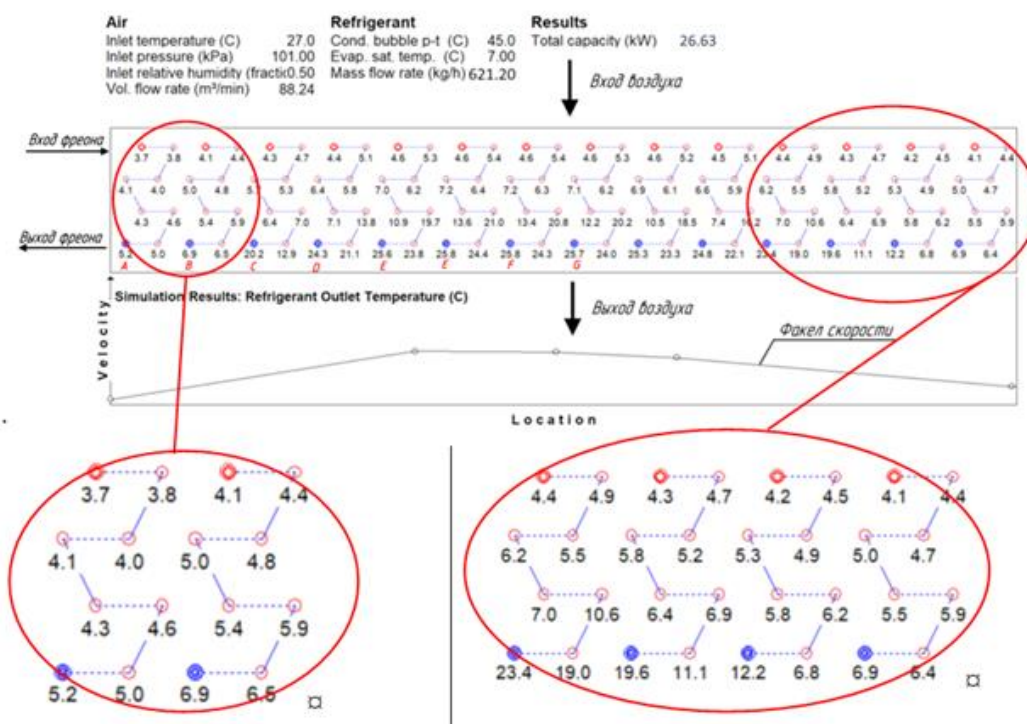


Рисунок 4. Значения температуры холодильного агента в испарителе КАС-35 при неравномерном обдуве воздухом

Таблица 1. Сводная таблица параметров холодильного агента в испарителе КАС-35 при неравномерном обдуве

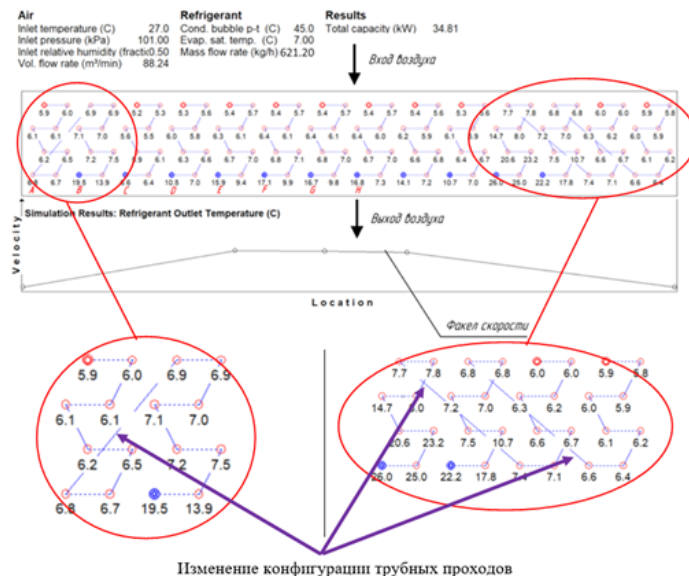
Tube #	Quality (-)	Temperature (C)	Superheat (C)
A 1	0.688	5.2	0.0
B 3	0.975	6.9	0.0
C 5	1.000	20.2	13.1
D 7	1.000	24.3	17.3
E 9	1.000	25.6	18.5
F 11	1.000	25.8	18.8
G 13	1.000	25.8	18.8
H 15	1.000	25.7	18.7
17	1.000	25.3	18.3
19	1.000	24.8	17.8
21	1.000	23.4	16.3
23	1.000	19.6	12.5
25	1.000	12.2	5.1
27	0.974	6.9	0.0

Анализ результатов расчётов показывает, что среднее значение перегрева в коллекторе 7 градусов достигается при смешении потоков с разными температурами в выходном коллекторе. При этом значение перегрева варьируются от 2...5 K (Tube 1 и 3; 25 и 27) на краях теплообменного аппарата до 19 K в центральной части. Неэффективное использование теплообменной поверхности крайних частей испарителя приводит к снижению ожидаемой холодопроизводительности испарителя более, чем на 20%. В результате вместо требуемых 35 кВт испаритель обеспечивает только 26,63 кВт.

Результаты

Для устранения влияния неравномерности обдува воздухом испарителя рассмотрен тот факт, что негативный вклад на работу терморегулирующего вентиля вносит хладагент, который

располагается в крайних трубных проходах теплообменника (с низкими температурами хладагента на выходе). Для нейтрализации их отрицательного влияния на работу выполнено изменение конфигурации труб теплообменного аппарата (рисунок 5). Тепловизионное изображение испарителя приведено на рисунке 6.



Изменение конфигурации трубных проходов

Рисунок 5. Значение температур фреона на выходе из трубных проходов испарителя

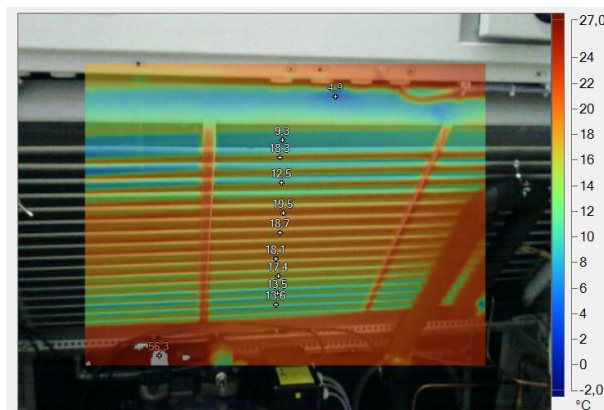


Рисунок 6. Температурные зоны испарителя при неравномерном обдуве. Вид спереди

Заключение

Одним из вариантов улучшения работы испарителя для получения расчётной холодопроизводительности при неравномерном потоке воздуха является изменение крайних трубных проходов теплообменника с целью перенаправление жидкой части холодильного агента в более нагретые области испарителя. В результате обеспечивается поддержание требуемого значения перегрева.

Данное решение является эффективным, так как не увеличиваются габаритные размеры установки кондиционирования и не изменяются остальные компоненты системы. Применяя соответствующие меры, производители могут гарантировать оптимальную работу теплообменников и их требуемую холодопроизводительность даже в неидеальных условиях установки испарителей.

Описанную методику по изменению трубных проходов испарителя удалось успешно распространить на другие типоразмеры автономного судового кондиционера и получить требуемую холодопроизводительность в условиях неравномерного потока воздуха, обдувающего испаритель.

СПИСОК ИСПОБЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Захаров, Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. — Ленинград: Судостроение, 1979. — 584 с.

2. Чичиндаев, А.В. Оптимизация полей температур и термических напряжений в первичном теплообменнике системы кондиционирования воздуха / А. В. Чичиндаев, И. Г. Диомидов // 10 Международная конференция «Авиация и космонавтика–2011»: тез. докл., Москва, 8–10 нояб. 2011 г. – СПб.: Мастерская печати, 2011. – С. 51–52.
3. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – 3-е изд. – Москва: Машиностроение, 1992. – 672 с.
4. Khaled, M. Multi-pass concept applied to tube-fin heat exchangers with cross-flow water and air – Thermal modeling and feasibility study / Mahmoud Khaled, Khaireldin Faraj, Hicham El Hage, Jalal Faraj, Rani Taher, Mehdi Mortazavi // International Journal of Thermofluids. – 2023. – No. 17. – <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100291>
5. Md. Absar Alam. Trends of Recent Developments in HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning) Systems: A Comprehensive Review / Absar Alam, Rajan Kumar, Anil Singh Yadav, Ranjit Kumar Arya, V. P. Singh // Materials Today: Proceedings. – 2023. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.01.357>
6. Bilirgen, H. Levy Numerical modeling of finned heat exchangers / Harun Bilirgen, Stephen Dunbar, Edward K. Levy // Applied Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 61, Issue 2. – P. 278–288. – <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.08.002>
7. Холодильное оборудование // Морсвязьавтоматика URL: unicont.com/climate/ (дата обращения: 19.06.2023).

УДК 621.577

PROSPECTS FOR THE USE OF HEAT PUMPS IN JSC "QARMET" TEMIRTAU

*Komarova S.N.¹, Ph.D., senior lecturer, Onishchenko O.N.¹, master's degree, senior lecturer
Zhabalova G.G.¹, Ph.D., associate professor, Abildinova S.K.², Ph.D., associate Professor*

¹Karaganda Industrial University, Kazakhstan, 101400, Temirtau, Republic Ave., 30

*²Almaty University of Energy and Communications named after G. Daukeev,
Kazakhstan, 050013, Almaty, Baitursynova str., 126/1*

E-mail: cfekt.rfvfhjdf@mail.ru, teacherolg@mail.ru, g-zhabalova@mail.ru, saule18kz@mail.ru

Abstract

The energy expediency and efficiency of using heat pumps as heat sources are investigated. The research examines various aspects, including energy efficiency, economic benefits and technical reliability of heat pumps. Comparative analyses show that heat pumps can significantly reduce energy consumption compared to traditional heating systems, especially in conditions where renewable energy sources are available for their operation. This can lead to significant economic benefits for consumers and improve their quality of life.

Keywords: efficiency, heat source, heat pump.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ НА АО «QARMET» Г. ТЕМИРТАУ

*Камарова С.Н.¹, Ph.D., старший преподаватель,
Онищенко О.Н.¹, магистр, старший преподаватель, Жабалова Г.Г.¹, канд. тех. наук., доцент
Абильдинова С.К.², Ph.D., ассоциированный профессор*

¹Карагандинский индустриальный университет, Казахстан, 101400, Темиртау, пр-т Республики, 30

*²Алматинский университет энергетики и коммуникаций им. Г. Даукеева,
Казахстан, 050013, Алматы, ул. Байтурсынова, 126/1*

E-mail: cfekt.rfvfhjdf@mail.ru, teacherolg@mail.ru, g-zhabalova@mail.ru, saule18kz@mail.ru

Аннотация

Исследована энергетическая целесообразность и эффективность применения тепловых насосов в качестве источников тепла. В исследованиях рассматриваются различные аспекты, включая энергетическую эффективность, экономическую выгоду и техническую надежность тепловых насосов. Сравнительные анализы показывают, что тепловые насосы могут значительно сократить энергопотребление по сравнению с традиционными системами отопления, особенно в условиях, где доступны возобновляемые источники энергии для их работы. Это может привести к существенным экономическим выгодам для потребителей и улучшению их качества жизни.

Ключевые слова: эффективность, источник тепла, тепловой насос.

Снижение удельных затрат на производство и использование энергоресурсов с помощью энергосберегающих технологий и возобновляемых источников энергии является важным приоритетом для многих стран, включая Республику Казахстан. Это помогает улучшить энергетическую эффективность, снизить зависимость от ископаемых ресурсов и сократить негативное воздействие на окружающую среду.

Внедрение энергосберегающих технологий и оборудования может включать в себя улучшение теплоизоляции зданий, модернизацию производственных процессов для снижения потребления энергии, а также использование энергоэффективных устройств и систем.

Одним из эффективных энергосберегающих способов, дающих возможность экономить органическое топливо, снижать загрязнение окружающей среды, удовлетворять нужды потребителей в технологическом тепле, является применение теплонасосных технологий производства теплоты. Тепловой насос (ТН) представляет собой установку, преобразующую низкопотенциальную возобновляемую энергию естественных источников теплоты и/или низкотемпературных вторичных энергетических ресурсов в энергию более высокого потенциала, пригодную для практического использования.

Тепловые насосы представляют собой одно из наиболее перспективных решений в области нетрадиционной энергетики и энергосбережения. Их способность извлекать тепло из окружающей среды, такой как воздух, почва или вода, и использовать его для отопления помещений и подогрева воды делает их важным инструментом для сокращения энергопотребления и снижения негативного воздействия на окружающую среду.

Преимущества тепловых насосов, такие как высокая энергоэффективность, низкие выбросы парниковых газов и возможность использования возобновляемых источников энергии для их работы, делают их привлекательным выбором для домашнего и коммерческого использования. Кроме того, технологии тепловых насосов постоянно совершенствуются, что способствует их более широкому распространению и использованию.

Многие исследования подчеркивают роль тепловых насосов в снижении выбросов парниковых газов и других загрязнений окружающей среды, что делает их привлекательным решением с точки зрения устойчивого развития и борьбы с изменением климата.

Таким образом, результаты научных исследований обосновывают использование тепловых насосов как эффективного и энергоэффективного решения для обеспечения отопления и горячего водоснабжения при снижении негативного воздействия на окружающую среду.

В последние годы в Республике Казахстан также наблюдается увеличенный интерес к развитию тепловых насосов как эффективного решения для обеспечения отопления и горячего водоснабжения. В рамках стратегий индустриального и инновационного развития Республики Казахстан, уделяется внимание внедрению энергосберегающих технологий, включая тепловые насосы, для сокращения потребления энергоресурсов и снижения выбросов парниковых газов. Активно развивается сектор возобновляемых источников энергии, и тепловые насосы являются одним из ключевых компонентов этой стратегии благодаря их способности использовать энергию из окружающей среды. Проводятся работы по совершенствованию технических аспектов применения тепловых насосов, а также обучению специалистов в этой области для обеспечения эффективной установки и эксплуатации таких систем. Эти усилия позволяют Казахстану расширять использование тепловых насосов и улучшать энергетическую эффективность своих зданий и сооружений, что способствует устойчивому развитию страны и снижению ее экологического следа [3].

Теплонасосы (ТН) являются экологически чистым решением, так как они используют энергию из возобновляемых источников, таких как почва, вода или воздух, для производства тепла. Это снижает выбросы парниковых газов и уменьшает негативное воздействие на окружающую среду. ТН способны преобразовывать низкопотенциальную теплоту в высокопотенциальное тепло с высокой эффективностью. Это позволяет снизить энергопотребление по сравнению с традиционными системами отопления и кондиционирования воздуха. В долгосрочной перспективе инвестиции в теплонасосные системы могут принести значительные экономические выгоды благодаря снижению затрат на энергию и обслуживание. Однако, начальные инвестиции могут быть высокими, что требует тщательного финансового планирования.

ТН могут использоваться как для обогрева помещений в зимний период, так и для охлаждения в летний сезон. Это делает их универсальным решением для различных климатических условий и потребностей потребителей. Некоторые технические ограничения могут ограничивать эффективность теплонасосов, такие как низкая температура окружающей среды или ограниченная доступность подходящих источников низкопотенциальной теплоты.

Использование сбросных осветленных вод в качестве низкопотенциального источника теплоты АО «Qarmet» г. Темиртау представляет интересную возможность для применения теплонасосной технологии. Сбросные осветленные воды могут содержать значительное количество тепловой энергии, которую можно извлечь и использовать для обогрева помещений, горячего водоснабжения или других процессов, требующих тепла. Необходимо тщательно проанализировать технические параметры сбросных осветленных вод АО «Qarmet» г. Темиртау, такие как их температура, поток и доступность, чтобы определить возможности и ограничения их использования в качестве источника тепла для теплонасосных систем.

В таблице 1, 2 представлены сравнительные показатели сбросных осветленных вод АО «Qarmet» г. Темиртау.

Таблица 1. Сравнительные показатели сбросных осветленных вод АО «Qarmet» г. Темиртау

Ингредиенты	Ед. изм.	ПДС, норма	Конверт орный цех	Доменная газоочистка (НОЦ-5)	Доменная газоочистка (НОЦ-4)	Кислородно е производ- ство	Аглопро из- водство	ЦГТСиГ зол.шл.н /хх
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Температура	°С		39	43	43	8,5	10	-
рН			11,4	8,2	8,2	13	12,4	9,4/8,2
Взвеш. вещества	мг/дм ³	300	119	113	83	0,07	514	81/51
Фенолы летучие	мг/дм ³		0,11	0,16	0,1	0,0003	—	—
Азот аммонийных солей	мг/дм ³		0,32	153	129	0,13	1,6	6,4/2,6
Нефтепродук ты	мг/дм ³		0,76	1,2	0,68	0,07	—	—
Железо	мг/дм ³		0,4	0,78	0,61	0,12	0,61	0,05/0,1
Нитриты	мг/дм ³		0,52	0,79	0,72	0,016	0,35	0,62/0,34
Нитраты	мг/дм ³		1,0	1,2	1,2	2,06	2,6	3,56/1,96
Щелочность	мг- экв/дм ³		5,9	24,5	20,7	3,1	12,7	1,2/2,5
Жесткость	мг- экв/дм ³		7,3	10,2	9,7	9,3	21,6	10,6/5,8
Кальций	мг/дм ³		133	130	120	111	380	186/82
Магний	мг/дм ³		10,7	45	44,7	45,3	31,6	15,8/20,7
Сульфаты	мг/дм ³		334	456	454	481	426	739/479
Хлориды	мг/дм ³		350	718	670	401	337	521/384
Сухой остаток	мг/дм ³		1327	2854	2651	1451	2132	1990/1468
ХПК	мгО ² /д м ³		—	—	—	28	—	—
БПК-5	мгО ² /д м ³		—	—	—	2,7	—	—
Раств. Кислород	мгО ² /д м ³		—	—	—	10,8	—	—
Карбонаты	мг/дм ³		—	—	—	—	—	24/0
Гидрокарбон аты	мг/дм ³		—	—	—	—	—	24,4/152 /5
Медь	мг/дм ³		—	—	—	—	—	0,002/0
СПАВ	мг/дм ³		—	—	—	—	—	—
Хром 6-ти вал.	мг/дм ³		—	—	—	—	—	—
Хром 3-х вал.	мг/дм ³		—	—	—	—	—	—

Таблица 2. Сравнительные показатели сбросных осветленных вод АО «Qarmet» г. Темиртау

Ингредиенты	Ед. изм.	Повторно используемые воды nc1/nc2/nc3	Пруды охладители/ водохранилища	НС ливн.ст. КХП	ФНС №1А	Корп. нейтр. ЛПЦ-3	КСМО ЛПЦ-3
1	2	10	11	12	13	14	15
Температура	°С	8/7/11	—	—	—	—	—
рН		8/8,2/8,5	8,5/8,4	7,8	8,4	8,7	10,5
Взвеш. вещества	мг/дм ³	6/9/5	12,3/13	—	—	—	—
Фенолы летучие	мг/дм ³	0,0003	0,0005	0,16	0,13	—	—
Азот аммонийных солей	мг/дм ³	0,22/0,3/0,12	0,17/0,18	49	5,6	—	—
Нефте-продукты	мг/дм ³	0,07/0,07/0,06	0,07/0,04	3,6	2,3	—	—
Железо	мг/дм ³	0,1/0,13/0,1	0,1/0,11	—	2,3	1,86	3,3
Нитриты	мг/дм ³	0,098/0,1/0,095	0,06/0,024	—	—	—	—
Нитраты	мг/дм ³	3,5/3,35/3,7	1,3/0,75	—	—	—	—
Щелочность	мг- экв/дм ³	3,8/3,6/3,1	—	—	—	—	—
Жесткость	мг- экв/дм ³	9,3/9,3/7,9	—	—	—	—	—
Кальций	мг/дм ³	112/110/96	—	—	—	—	—
Магний	мг/дм ³	45/46,2/37,7	—	—	—	—	—
Сульфаты	мг/дм ³	454/462/396	—	—	—	—	—
Хлориды	мг/дм ³	379/382/313	—	—	—	—	—
Сухой остаток	мг/дм ³	1524/1490/1152	1336/1159	—	—	—	—
ХПК	мгО ₂ /дм ³	-	27	—	—	—	—
БПК-5	мгО ₂ /дм ³	-	2,6/2,4	—	—	—	—
Раств. Кислород	мгО ₂ /дм ³	-	10,4/8,6	—	—	—	—
Карбонаты	мг/дм ³	-	—	—	—	—	—
Гидрокарбонаты	мг/дм ³	-	—	—	—	—	—
Медь	мг/дм ³	-	—	—	—	—	—
СПАВ	мг/дм ³	-	0,04	—	—	—	—
Хром 6-ти вал.	мг/дм ³	-	—	—	—	0,0008	0,0028
Хром 3-х вал.	мг/дм ³	-	—	—	—	0,0009	0,0001

На данный момент Японская компания Daikin является одним из крупнейших производителей тепловых насосов в мире. Они предлагают широкий ассортимент тепловых насосов для различных применений, включая отопление, кондиционирование воздуха и подготовку горячей воды. Mitsubishi Electric ведущий японский производитель тепловых насосов. Компания Carrier, широко известная своими системами кондиционирования воздуха, также производит тепловые насосы. Европейская компания Vaillant специализируется на производстве систем отопления, включая тепловые насосы. Bosch также предлагает широкий ассортимент тепловых насосов для различных применений. Шведская компания NIBE специализируется на системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, включая тепловые насосы.

В Казахстане также существует несколько компаний, специализирующихся на производстве или поставке тепловых насосов. Kazan Energy Technologies специализирующаяся на энергосберегающих технологиях, Green Technologies Kazakhstan активно занимается продажей и установкой тепловых насосов в стране. ThermoMaster специализируется на тепловых насосах и других технологиях для энергосбережения. Компания TESCOM занимается продажей и установкой тепловых насосов.

Применение техногенной воды в качестве источника низкопотенциального тепла в тепловых насосах является распространенной практикой, особенно в промышленных и коммерческих системах. Вода техногенного характера доступна в больших количествах в промышленных зонах и предприятиях, имеет более стабильную температуру по сравнению с воздухом или почвой. Фирмы, производящие тепловые насосы и работающие в Казахстане, предлагают соответствующие решения, оптимизированные для использования техногенной воды в качестве источника низкопотенциального тепла.

Заключение

В цехах металлургического комплекса АО «Qarmet» г. Темиртау образуется значительное количество сточных вод, которые отводятся от водопотребителей или незагрязненными в нагретом

состоянии, или содержащими загрязняющие вещества. Как правило, после локальной очистки таких сточных вод возможно их использование для оборотного водоснабжения. Анализ качественных показателей потоков сбросных осветленных вод производств АО «Qarmet» г. Темиртау по отношению к требованиям предельно допустимых концентраций загрязняющих веществ в сточной воде, направляемых на биологическую очистку, а также с ПДК в промышленных сточных водах, показывает, что содержание взвешенных веществ и вредных неорганических соединений в них безопасно.

Проведенные исследования и анализ данных показали, что использование тепловых насосов на АО «Qarmet» г. Темиртау возможно и экономически целесообразно.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Концепция использования возобновляемых источников энергии в системах теплоснабжения ЖКХ на пилотных территориях: отчет / А. Ш. Алимгазин. – Астана, 2007. – 50 с.
2. Петросян, А. Л. Перспективы совместного применения тепловых насосов и низкотемпературных солнечных коллекторов / А. Л. Петросян, А. Б. Барсегян // Новости теплоснабжения. – 2010. – 1. – С. 27–30.
3. Петросян, А. Л. Использование солнечной энергии для теплоснабжения городского района с применением теплового насоса и солнечного бассейна // Энергобезопасность и энергосбережение. – 2011. – 2. – С. 27–32.
4. Петросян, А. Л. Метод определения основных параметров проектирования и эксплуатации установок «Тепловой насос – вертикальный грунтовой теплообменник» / А. Л. Петросян, Л. Б. Барсегян // 17 volume, Materials of XII international research and practice conference. 30.11. – 07.12.2016. – UK: Science and Education Ltd.

УДК 621.574.3

CREATION OF COMPACT REFRIGERATING MACHINES BASED ON SLOW-SPEED COMPRESSOR MACHINES

*Busarov S.S., Ph.D., Associate Professor, Kapelyukhovskaya A.A., Sinitsin N.G.
Omsk State Technical University, Russia, 644050, Omsk, st. Mira Avenue, 11
E-mail: bssi1980@mail.ru, shipunovaa@mail.ru, sinicin_00@mail.ru*

Abstract

Modern conditions and safety requirements for refrigeration machines have led to the need to use natural refrigerants in various fields of industry. Using the example of an ammonia two-stage machine, it is shown that its operation can be significantly improved due to the use of a low-speed hermetic compressor in its composition. The efficiency of using low-speed machines is due to the low compression polytrope, which makes it possible to replace two-, three- and four-stage machines with more efficient single-stage machines. When implementing a refrigeration cycle with a low-speed single-stage compressor compared to a two-stage high-speed one, the machine design is significantly simplified. Savings in energy consumption when using ammonia as a working fluid can be up to 20 %.

Keywords: compact refrigeration machine, two-stage compressor, low-speed compressor, condenser, indicator power.

СОЗДАНИЕ КОМПАКТНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ ТИХОХОДНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

*Бусаров С.С., канд. тех. наук, доцент, Капелюховская А.А., Синицин Н.Г.
Омский государственный технический университет, Россия, 644050, г. Омск, проспект Мира, 11
E-mail: bssi1980@mail.ru, shipunovaa@mail.ru, sinicin_00@mail.ru*

Аннотация

Современные условия и требования к безопасности холодильных машин привели к необходимости применения природных хладагентов в различных областях промышленности. На примере аммиачной двухступенчатой машины показано, что её работа может быть значительно улучшена за счёт применения в её составе тихоходного герметичного компрессора. Эффективность применения тихоходных машин обусловлена низким показателем политропы сжатия, что позволяет осуществлять замену двух-, трех и четырех ступенчатых машин на более эффективные одноступенчатые. При

реализации холодильного цикла с тихоходным одноступенчатым компрессором по сравнению с двухступенчатым быстроходным значительно упрощается схема машины. Экономия потребляемой энергии при использовании в качестве рабочего тела аммиака может составлять до 20 %.

Ключевые слова: компактная холодильная машина, двухступенчатый компрессор, тихоходный компрессор, конденсатор, индикаторная мощность.

Введение

В условиях повышенных требований к энергоэффективности и экологической безопасности парокомпрессионных холодильных машин прослеживается тенденция к применению трех из пяти «базовых» природных рабочих веществ: аммиак (R717), диоксид углерода (R744) и пропан (R290) [1].

В 1987 г. Монреальский протокол по веществам, разрушающим озоновый слой, ограничил производство и применение фреонов, содержащих атомы хлора и брома. В 1997 г. в Киото был принят протокол, направленный на ограничение выбросов парниковых газов развитыми странами. К числу парниковых газов, ответственных за глобальное потепление, отнесены все без исключения синтетические хладагенты: гидрофторуглеродороды (HCFC), перфторуглеродороды (FC). В Киотский протокол попали все так называемые озонобезопасные хладагенты. В связи с этим в последнее десятилетие интерес специалистов привлекают возможности более широкого применения природных рабочих веществ, таких как аммиак, углеводороды, диоксид углерода, воздух и вода, не входящих в число озоноразрушающих и парниковых газов [2].

В качестве рабочего вещества для холодильных машин в диапазоне температур от 0 до минус 50 °C особое внимание уделяется аммиаку. Аммиак, имея нулевые значения потенциалов истощения озонового слоя (ODP) и глобального потепления (GWP), обладает высоким термодинамическим совершенством и благоприятными теплофизическими характеристиками. Аммиак не случайно имеет столь высокий интерес у компаний-разработчиков современной холодильной техники. Широкое применение аммиака в холодильной технике, высокая степень изученности теплофизических свойств и накопленный за последнее столетие опыт эксплуатации аммиачных холодильных машин и работы с аммиаком являются неоспоримыми преимуществами перед новыми типами синтетических рабочих веществ.

Так в зависимости от хладагента увеличение теоретического холодильного коэффициента ϵ по сравнению с адиабатным сжатием составляло от 2 до 12,5 % [3, 4]. При этом наибольший эффект достигался для R717 – хладагента со сравнительно наибольшим потенциалом скрытой теплоты парообразования.

В последующих работах [5], посвященных исследованию винтового маслозаполненного компрессора с впрыском парожидкостного рабочего вещества в рабочую камеру в диапазоне температур кипения $-30...+0$ °C и конденсации $+25...+45$ °C, было подтверждено, что охлаждение рабочего вещества в процессе сжатия ведёт к изменению этой работы. В ходе теоретического эксперимента процессов сжатия с впрыском масла и жидкого рабочего тела прирост относительной работы сжатия (до 8%) при впрыске хладагента уменьшался (до 4%) по мере приближения точки впрыска к окну нагнетания (с учётом степени сухости впрыскиваемого хладагента) компрессора; из-за скоротечности процесса сжатия (около 0,01 с) капли впрыскиваемого хладагента не успевают существенно нагреться и испариться, охлаждение газа происходит за счёт смешения с паровой фазой впрыскиваемого хладагента после предварительного дросселирования; расчёт процесса сжатия в области влажного пара хладагента был затруднён. Отдельно отмечено, что снижение показателя политропы сжатия при интенсифицированном охлаждении процесса имеет перспективы снижения массогабаритных показателей холодильной машины с маслозаполненной рабочей камерой компрессора, в том числе за счёт полного отказа от маслоохладителя. При исследовании влияния свойств хладагентов на процесс сжатия с впрыском установлено, что хладагенты с повышенными значениями скрытой теплоты парообразования (например, R717) имеют наименьший прирост работы сжатия компрессора с впрыском парожидкостного рабочего вещества, что объясняется более интенсивным теплоотводом при вскипании впрыскиваемой жидкости с образованием относительно малого количества пара, ухудшающего энергетические характеристики компрессора. Вышесказанное позволяет сделать вывод, что при увеличении времени рабочего цикла представляется возможным раскрыть сравнительно больший потенциал скрытой теплоты парообразования холодильных агентов.

В таблице 1 представлены отношения давлений нагнетания и всасывания для указанных выше рабочих тел и режимных параметров.

Таблица 1. Степени сжатия природных хладагентов в зависимости от температуры кипения

Хладагент	Степень сжатия		
	$T_{01} = +6^{\circ}\text{C}$	$T_{02} = -30^{\circ}\text{C}$	$T_{03} = -50^{\circ}\text{C}$
R717	2,5	11,3	33,1
R290	2,2	7,3	17,3
R744	2,1	5,9	12,4

В отдельных случаях появляется возможность обеспечить квазиизотермическое сжатие при отсутствии дополнительной охлаждающей или смазывающей жидкости в проточной части компрессора. Как показали предварительные теоретические и экспериментальные исследования, применение в компрессорных агрегатах бессмазочных длинноходовых поршневых ступеней с продолжительным рабочим циклом и интенсивным внешним охлаждением позволяет обеспечить сверхнизкие температуры нагнетания даже при сравнительно высоких отношениях давления нагнетания к давлению всасывания [6–8].

Проблемы, возникающие при сжатии хладагентов при $p_k/p_0 > 8$, можно решить использованием тихоходных длинноходовых компрессоров [9–11]. Особенность работы таких компрессоров подробно изложено в работах [12, 13], хочется отметить лишь, то, что в конструкции минимизировано влияние мёртвого объёма за счёт удлинённой формы цилиндра и увеличено время цикла до нескольких секунд, это позволяет получать степень повышения давления, превышающую 100...120.

Для анализа за основу возьмём известную схему двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием (рисунок 1).

Использование тихоходного компрессора позволит при тех же условиях реализовать схему одноступенчатого сжатия (рисунок 2).

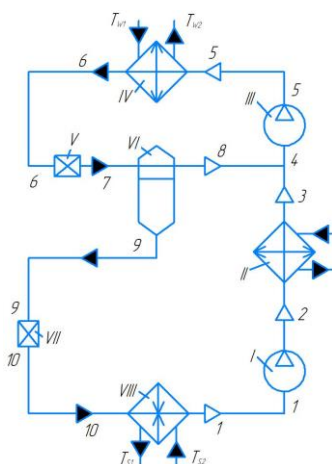


Рисунок 1. Схема двухступенчатой холодильной установки с двукратным дросселированием: 1–2 Сжатие в первой ступени; 2–3 Промежуточное охлаждение; 4–5 Сжатие во второй ступени; 5–6 Конденсация; 6–7 Дросселирование; 9–10 Дросселирование; 10–1 Испарение

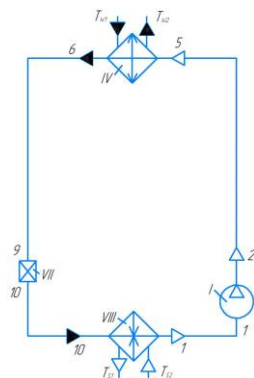


Рисунок 2. Схема холодильной установки с тихоходным компрессором: 1–2 Сжатие; 5–6 Конденсация; 9–10 Дросселирование; 10–1 Испарение

Предварительный анализ установок, представленных на рисунках 1, 2 позволяет говорить о значительном упрощении схемы с использованием тихоходного компрессора с возможностью значительного уменьшения конденсатора или его исключения из схемы.

Объекты и методы исследования

Рассматриваемый тихоходный компрессор является герметичным бесшмазочным. Рабочая камера с диаметром 0,05 м и ходом поршня 0,5 м, время рабочего процесса 2 – 4 с.

Ступень имеет внешне охлаждение парами хладагента. Начальные условия: температура всасывания -50°C (223 К); давление всасывания 0,14 Па, степень повышения давления равна 33,1. Хладагент – R717.

Главное уравнение, осуществляющее взаимосвязь между основными процессам, происходящими в рабочей камере является уравнение первого закона термодинамики. Определим изменение внутренней энергии системы [14, 15]:

$$dU = dA \pm dQ \pm (dm \cdot i), \quad (1)$$

где dA – работа совершаемая хладагентом или работа совершаемая над хладагентом, Дж;

dQ – теплота, отведённая от газа или переданная ему от стенок рабочей камеры, Дж;

комплекс $dm \cdot i$ – характеризуем энергию, поступающую или удаляемую из системы потоками газа (произведение массы газа n а его удельную энтальпию), Дж.

Необходимо отметить, что здесь и далее уравнения записаны для некоторого малого промежутка времени, где входящие в уравнения величины имеют неизменное значение на этом промежутке времени.

$$dA = P_r \cdot dV, \quad (2)$$

где P_r – давление газа, Па;

dV – изменение объёма (произведение площади поршня на его скорость движения), м^3 .

Давление хладагента определяется из уравнения состояние:

$$P_r = \frac{z(P) \cdot m \cdot R \cdot T_r}{V_r}, \quad (3)$$

где m – текущая масса рабочего тела в системе, кг;

$z(P)$ – функция изменения коэффициент сжимаемости рассматриваемого рабочего тела;

R – газовая постоянная, Дж/К;

V_r – объём газа, м^3 ;

T_r – температура, есть функция энергии системы – U , К.

$$T_r = \frac{U}{m \cdot C_v}, \quad (4)$$

где C_v – удельная массовая теплоемкость в изохорном процессе, Дж/(кг·К).

$$dQ = \alpha_{cp} \cdot (T_r - T_{cm}) \cdot f, \quad (5)$$

где α_{cp} – коэффициент теплоотдачи, определяемы экспериментально для каждого из исследуемых рабочих тел, Вт/м²·К;

T_{cm} – температура стенки, К;

f – площадь теплообмена, м².

$$dm = \alpha \cdot \varepsilon \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta P}, \quad (6)$$

где α – коэффициент расхода; A – площадь истечения, м²; ΔP – перепад давления, Па; ρ – плотность, определяется из уравнения состояния, кг/м³.

Уравнение (6) используется для определения массовых потоков как через клапаны (открытые или частично открытые) тогда в значение площади A входит переменная высота подъема пластины клапана (h) и для определения массовых потоков через неплотности. В случае определения массовых потоков через зазоры клапанов используются величины условных зазоров, полученные экспериментально. При определении утечек через цилиндропоршневое уплотнение площадь A является произведением периметра цилиндропоршневого уплотнения на величину условного зазора в цилиндропоршневом уплотнении.

Для определения координаты запорного органа (h) решается следующее уравнение:

$$m_{nl} \cdot \ddot{h} = \vec{F}_c + \vec{F}_{np} + \vec{F}_{тр} + \vec{G} + \vec{F}_{эл}, \quad (7)$$

где F_c – суммарная сила, действующая на пластину со стороны газа, Н;

F_{np} – сила упругости пружины, Н;

$F_{тр}$ – сила трения газа, Н;

$F_{эл}$ – сила упругости эластомерного элемента;

G – вес запорного органа.

Упрощающие допущения, принятые для создания данной методики расчёта, соответствуют общепринятым для данного класса математических моделей [8].

Заключение

Рассмотрим затраты индикаторной работы на сжатие при использовании двухступенчатой схемы и одноступенчатой схемы с тихоходным компрессором. Учтем, что по известной методике показатель политропы сжатия для тихоходного компрессора определяется по данным работы [16]. На рисунках 3, 4 представлены индикаторные диаграммы двухступенчатого сжатия и одноступенчатого с применением тихоходного компрессора.

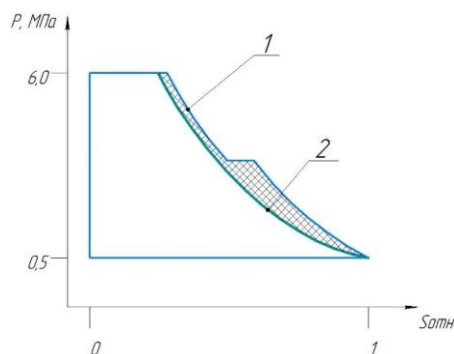


Рисунок 3. Индикаторные диаграммы двухступенчатого сжатия и одноступенчатого с применением тихоходного компрессора (время цикла 2 с)

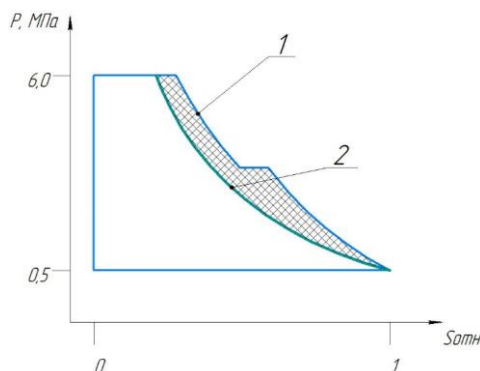


Рисунок 4. Индикаторные диаграммы двухступенчатого сжатия и одноступенчатого с применением тихоходного компрессора (время цикла 4 с)

Анализ представленных графиков позволяет говорить об уменьшении индикаторной работы сжатия при использовании тихоходного компрессора. Линия 1 соответствует сжатию в двухступенчатой машине, линия 2 сжатию в тихоходной одноступенчатой. При этом заштрихованная площадь пропорциональна уменьшению работы сжатия. Видно, что линия сжатия тихоходного компрессора расположена левее по отношению к линии сжатия двухступенчатого компрессора, то есть сжатие происходит в тихоходном компрессоре в квазиизотермическом режиме. Эквивалентный показатель политропы при этом примерно равен 1,09. Для режима с временем цикла 4 с снижение потребляемой мощности примерно на 22 % по отношению к двухступенчатому сжатию, а для времени цикла 2 с – около 17 %.

Выводы

Проведённые теоретические исследования показали возможность замены двухступенчатой аммиачной холодильной машины на одноступенчатую с применением тихоходных компрессоров. Низкий показатель политропы сжатия в тихоходных машинах позволяет реализовать сжатие, близкое к изотермическому. Благодаря этому температура в конце сжатия значительно ниже, что позволяет применять одноступенчатые машины до степеней сжатия 100 и выше. Применение такой схемы позволяет повысить холодильный коэффициент на 15...20 %. При этом снижение нагрузки на теплообменник-конденсатор позволит снизить массу и габаритный всей установки на 20 %.

Благодарности

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-29-20010.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бараненко, А. В. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский; Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.: ил.
2. Кривцов, Д. В. Разработка и исследование холодильной машины с дозированной заправкой аммиака / Д. В. Кривцов, А. Ф. Порутчиков // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014. – № 1 (19), т. 3. – С. 88–91.
3. Компания Danfoss [Электронный ресурс]: Программное обеспечение Coolselector®2 – URL: <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/#tab-overview> (дата обращения: 01.04.2024). – Режим доступа: свободный.
4. Кошкин, Н. Н. Теоретический анализ эффективности цикла при сжатии пара по пограничной линии / Н. Н. Кошкин, В. И. Пекарев // Исследования по термодинамике. – М.: Наука, 1973. – С. 187–190.
5. Пекарев, В. И. Математическая модель винтового маслозаполненного компрессора с впрыскиванием жидкого рабочего вещества / В. И. Пекарев, А. А. Матвеев // Вестник Международной академии холода. – 2013. – №3. – С. 52.
6. Бусаров, С. С. Исследование влияния закона перемещения поршня на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата при сжатии различных газов / С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный, Д. С. Титов // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2019. – Вып. 12. – С. 250–256.
7. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры: Т. 1. Теория и расчет. – 3-е изд. / П. И. Пластинин. – М.: КолосС, 2006. – 456 с.
8. Yusha, V. L. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors / V. L. Yusha, S. S. Busarov, V. I. Karagusov // Chemical and Petroleum Engineering. – 2015. – Vol. 51. – P. 177– 182. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s10556-015-0020-5>.
9. Бусаров, С. С. Обоснование возможности конденсации газов в бесшмазочных тихоходных холодильных компрессорах / С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный, А. А. Капелюховская // Холодильная техника. – 2023. – Т. 112, № 1. – С. 21–27. – DOI: <https://doi.org/10.17816/RF513731>.
10. Бусаров, С. С. Моделирование рабочих процессов в тихоходных поршневых компрессорах компактных холодильных установок / С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный, А. А. Капелюховская // Вестник Международной академии холода. – 2023. – № 4. – С. 22–27. – DOI: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2023-22-4-22-27>.
11. Бусаров, С. С. Обоснование возможности сжижения газов в бесшмазочных тихоходных холодильных компрессорах / С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный, Р. Э. Кобыльский, И. С. Бусаров // Компрессорная техника и пневматика. – 2023. – №2. – С. 19–23.
12. Юша, В. Л. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней / В. Л. Юша, С. С. Бусаров // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – 2018. – Т. 24. № 4. – С. 80 –89. – DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.24408>.
13. Бусаров, С. С. Оценка эффективности пароконденсационных холодильных машинах с квазиизотермическим сжатием природных хладагентов / С. С. Бусаров, В. Л. Юша, Е. В. Сухов // КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2018: сб. докл. междунар. науч. -техн. конф. – Алматы: АТУ, 2018. – С. 210–215.

14. Пекарев, В.И. Математическая модель винтового маслозаполненного компрессора с впрыскиванием жидкого рабочего вещества / В.И. Пекарев, А.А. Матвеев // Вестник Международной академии холода. – 2013. – №3.
15. Пекарев, В. И. Влияние различных факторов на эффективность винтового компрессора при впрыскивании жидкости // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». – 2014. – №2.
16. Юша, В. Л. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней / В. Л. Юша, С. С. Бусаров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2020. – Т. 4, № 1. – С. 15–22. – DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22>.

УДК 621.575

ABOUT THE EFFECTIVENESS OF ABSORBERS FOR REFRIGERATING MACHINES

*Karimov K.F., Doct. Tech. Sc., professor, Umarov Sh.A., Aminov A.A.
Tashkent state technical university, Uzbekistan, 100095, Tashkent, University street, 2
E-mail: kudrat_kf@list.ru, umarov4001@gmail.com, anvaraminov04@gmail.com*

Abstract

The issue of reducing the weight and size dimensions of absorbers of refrigeration machines was discussed. As a solution to the problem, a method for intensifying heat and mass transfer is proposed. Experimental data carried out with a carbonization column are analyzed and the data obtained for the tube space are recommended for absorbers of refrigeration machines. The use of tube-grid nozzles in the refrigeration zone of the apparatus can increase the productivity of the apparatus or reduce its weight and dimensions.

Keywords: absorber, heat and mass transfer, tube-grid nozzle, refrigeration machine.

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЕРОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

*Каримов К.Ф., док. тех. наук, профессор, Умаров Ш.А., Аминов А.А.
Ташкентский государственный технический университет, Узбекистан, 100095,
Ташкент, улица Университетская, дом 2
E-mail: kudrat_kf@list.ru, umarov4001@gmail.com, anvaraminov04@gmail.com*

Аннотация

Обсужден вопрос уменьшения массогабаритных размеров абсорберов холодильных машин. В качестве решения проблемы предложен способ интенсификации тепло- и массообмена. Анализированы экспериментальные данные, проведенные с карбонизационной колонной и полученные данные для трубного пространства рекомендованы для абсорберов холодильных машин. Использование трубно-решетчатых насадок в холодильной зоне аппарата может обеспечить повышение производительности аппарата или уменьшить его массогабаритные размеры.

Ключевые слова: абсорбер, тепло - и массообмен, трубно-решетчатая насадка, холодильная машина.

Введение

За последние десятилетия интерес к абсорбционным холодильным машинам (АБХМ) значительно возрос в связи с настоятельной необходимостью более полного использования теплоты, создания безотходной технологии производства, экономии топливно-энергетических ресурсов.

В настоящее время широко известны различные схемы абсорбционных холодильных машин [1–7]. Применение той или иной схемы зависит от характера внешних источников теплоты и свойств хладагента и абсорбента. Несмотря на разнообразие схем АБХМ, им присущен один общий недостаток – громоздкость, большая материальная емкость.

Одним из возможных путей уменьшения массогабаритных размеров является интенсификация процессов тепло- и массообмена в аппаратах АБХМ. Вопросами создания компактных конденсаторов, испарителей занимались сотрудники кафедры ТашГТУ. Целью данной работы является анализ способа интенсификации тепло- и массообмена и обсуждение его возможного применения в

абсорберах АБХМ. Задачей работы является интенсификация тепло- и массообменных процесса за счет дополнительной турбулизации и увеличения времени межфазного контакта путем использования в трубно-решетчатых насадках холодильной зоны труб с развитой эффективной поверхностью, обеспечивающие повышение производительности аппарата.

Объекты и методы исследования

В холодильных машинах применяют кожухотрубные, кожухомеевиковые, элементные и двухтрубные конструкции абсорберов. Нами предложена трубно-решетчатая насадка для колонных аппаратов химической промышленности [8].

Трубно-решетчатая насадка – это пакет труб, состоящий из обычных гладких труб с диаметром D и труб с развитой эффективной поверхностью с диаметром $d \approx D/2$. Каждый пакет состоит из шахматно расположенных труб следующим образом: обычная гладкая труба размещена с шагом $3l$, а между ними две трубы с эффективной развитой поверхностью с шагом l , причем каждый пакет установлен друг относительно последующего под углом 90° (рисунок 1). Разрабатывалось и исследовалось. Было разработано и исследовано пять вариантов пакета (таблица 1). Труба с эффективной развитой поверхностью представляет собой спирально плавно очерченные канавки снаружи и выступы с внутри трубы.

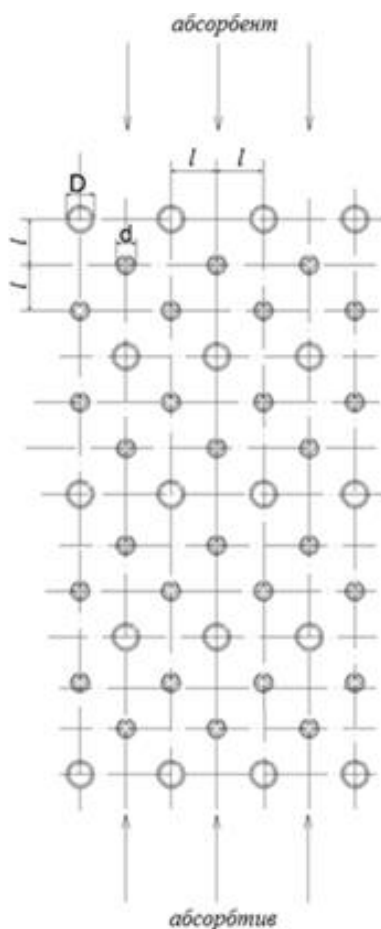


Рисунок 1. Схема расположения гладких труб и труб с развитой эффективной поверхностью

Подобная поверхность тепло- и массообмена и конструкция пакета труб позволяют интенсифицировать отвод тепла реакции, поддерживать необходимую температуру наружной поверхности труб и увеличить поглощение абсорбтива абсорбентом.

Сравнительный анализ является методом исследования данной работы. Рассмотрен процесс охлаждения со стороны воды. Сравнены условия проведения процесса абсорбции в карбонизационной колонне [8] и аппарате АБХМ, результаты исследований, сделаны заключения по работе.

Температура охлаждающей воды на входе в аппарат $t = 18^\circ\text{C}$. Расход воды $G = 1,5$ кг/с. Скорость потока изменялась в диапазоне числа Рейнольдса $Re = 2500 \dots 9800$. В обоих абсорберах условия процессов в трубных пространствах одинаковы.

Таблица 1. Варианты пакетов труб

№ пакета	Трубы	Шаг труб
1	гладкие	$3l$
2	гладкие	$3l$
	с эффективной поверхностью	$l = 0,5(d + D) + 5$
3	гладкие	$3l$
	с эффективной поверхностью	$l = 0,5(d + D) + 10$
4	гладкие	$3l$
	с эффективной поверхностью	$l = 0,5(d + D) + 15$
5	гладкие	$3l$
	с эффективной поверхностью	$l = 0,5(d + D) + 25$

Результаты и их обсуждение

В карбонизационной колонне проведены экспериментальные опыты, результаты которых приведены ниже.

По пакету 1. Трубно-решетчатая насадка холодильной зоны выполнена из гладких труб с диаметром D . Раствор с температурой $t = 40^\circ\text{C}$ движется сверху вниз, а абсорбтив с температурой $t = 36^\circ\text{C}$ снизу вверх и контактируют на трубах холодильной зоны.

В трубное пространство трубно-решетчатой насадки подается охлаждающая техническая вода с температурой $t = 18^\circ\text{C}$. Одновременно идет процесс массопереноса между раствором и абсорбтивом, а также перенос тепла от раствора к охлаждающей воде. Расход воды $3,5 \text{ кг/с}$. Температура раствора $32...34^\circ\text{C}$. Интенсификация теплообмена $Nu/Nu_{\text{гл}} = 1$. Увеличение гидравлического сопротивления $\xi/\xi_{\text{эл}} = 1$. Степень использования газа составляет 83 %.

Часть поверхности труб местами покрыта локальными отложениями соли.

По пакету 2. Трубно-решетчатая насадка выполнена из гладких труб и из спирально-накатанных труб с шагом накатки $s = 1,1d$, которые расположены в шахматном порядке – гладкие трубы с шагом $3l$, а между ними две спирально-накатанные трубы с шагом размещения $l = 0,5(d + D) + 5$. Раствор с температурой $t = 40^\circ\text{C}$ движется сверху вниз, а абсорбтив с температурой $t = 36^\circ\text{C}$ снизу вверх и контактируют на трубах холодильной камеры.

В трубное пространство трубно-решетчатой насадки подается охлаждающая техническая вода с температурой $t = 18^\circ\text{C}$. Одновременно идет процесс массопереноса между раствором и абсорбтивом, а также перенос тепла от раствора к охлаждающей воде. Расход воды $G = 2,35 \text{ кг/с}$. Температура раствора 32°C . Интенсификация теплообмена $Nu/Nu_{\text{гл}} = 2,14$. Увеличение гидравлического сопротивления $\xi/\xi_{\text{эл}} = 1,12$. Степень использования абсорбтива составляет 85%.

Теплообменная поверхность труб, в общем, чиста, однако имеются в 5 местах точечные отложения. Снижение расхода охлаждающей воды в 1,5 раза.

По пакету 3. Аналогично пакету 2. Расположение трубы в шахматном порядке – гладкие трубы с шагом $3l$, а между ними две спирально-накатанные трубы с шагом размещения $l = 0,5(d + D) + 10$. Раствор с температурой $t = 40^\circ\text{C}$ движется сверху вниз, а абсорбтив с температурой $t = 36^\circ\text{C}$ снизу вверх и контактируют на трубах холодильной камеры.

В трубное пространство трубно-решетчатой насадки подается охлаждающая техническая вода с температурой $t = 18^\circ\text{C}$. Одновременно идет процесс массопереноса между раствором и абсорбтивом, а также перенос тепла от раствора к охлаждающей воде. Расход воды $G = 1,95 \text{ кг/с}$. Температура раствора 29°C . Интенсификация теплообмена $Nu/Nu_{\text{гл}} = 2,55$. Увеличение гидравлического сопротивления $\xi/\xi_{\text{эл}} = 1,21$. Степень использования газа составляет 86%.

Теплообменная поверхность труб в общем чиста, однако имеются в 2-х местах точечные отложения. Снижение расхода охлаждающей воды в 1,8 раз.

По пакету 4. Аналогично пакету 2. Расположение трубы в шахматном порядке – гладкие трубы с шагом $3l$, а между ними две спирально-накатанные трубы с шагом размещения $l = 0,5(d + D) + 15$.

Раствор с температурой $t=40^{\circ}\text{C}$ движется сверху вниз, а абсорбтив с температурой $t = 36^{\circ}\text{C}$ снизу вверх и контактируют на трубах холодильной камеры.

В трубное пространство трубно-решетчатой насадки подается охлаждающая техническая вода с температурой $t = 18^{\circ}\text{C}$. Одновременно идет процесс массопереноса между раствором и абсорбтивом, а также перенос тепла от раствора к охлаждающей воде. Расход воды $G = 1,75 \text{ кг/с}$. Температура раствора 27°C . Интенсификация теплообмена $Nu/Nu_{\text{гл}} = 3,16$. Увеличение гидравлического сопротивления $\xi / \xi_{\text{эл}} = 1,34$. Степень использования газа составляет 88%.

Теплообменная поверхность труб в общем чиста, даже без локальных точечных отложений. Снижение расхода охлаждающей воды в 2,0 раза.

По пакету 5. Аналогично пакету 2. Расположение трубы в шахматном порядке – гладкие трубы с шагом $3l$, а между ними две спирально-накатанные трубы с шагом размещения $l = 0,5(d + D) + 25$. Раствор с температурой $t = 40^{\circ}\text{C}$ движется сверху вниз, а абсорбтив с температурой $t = 36^{\circ}\text{C}$ снизу вверх и контактируют на трубах холодильной камеры.

В трубное пространство трубно-решетчатой насадки подается охлаждающая техническая вода с температурой $t = 18^{\circ}\text{C}$. Одновременно идет процесс массопереноса между раствором и абсорбтивом, а также перенос тепла от раствора к охлаждающей воде. Расход воды $G = 1,5 \text{ кг/с}$. Температура раствора 25°C . Интенсификация теплообмена $Nu/Nu_{\text{гл}} = 3,46$. Увеличение гидравлического сопротивления $\xi / \xi_{\text{эл}} = 2,5$. Степень использования газа составляет 89%.

Теплообменная поверхность труб чиста, даже без локальных точечных отложений. Снижение расхода охлаждающей воды в 2,3 раза.

Из вышеупомянутых условий процессов и приведенных результатов в карбонизационной колонне и абсорбере АБХМ понятно, что процессы охлаждения со стороны воды в двух аппаратах подобны. Интенсификация теплообмена при течении воды в трубах одинакова для двух сравниваемых аппаратов.

Интенсификация охлаждения со стороны воды приведет к увеличению поглощения абсорбтива. Но, степень поглощения различна для углекислого газа, с которым проведены эксперименты, и для аммиака (или водяного пара). Степень поглощения для хладагентов надо определить с применением критериев подобия либо проведением экспериментов.

Дальнейшее увеличение l труб в пакете нецелесообразно, так как происходит затухание импульса турбулизации.

Заключение

Применение рассмотренного пакета труб в абсорберах АБХМ интенсифицирует теплообмен со стороны охлаждающей воды во столько раз, во сколько раз это было достигнуто в карбонизационной колонне. Сравнение массообмена в двух рассмотренных абсорберах, изучение процесса поглощения газов в абсорберах АБХМ можно анализировать на основе теории подобия, что является целью нашего дальнейшего исследования в рамках магистерской диссертации.

Благодарности

Данная статья написана с использованием результатов гранта ИОТ 2016-7-26 «Разработка колонных аппаратов нового поколения повышенной эффективности для химических и нефтегазовых производств». Авторы благодарны всем исполнителям этой научно-исследовательской работы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Jiménez-García, J. C. Exergy analysis of an experimental ammonia/water absorption cooling system / J. C. Jiménez-García, W. Rivera // Case Studies in Thermal Engineering. – 2023. – Vol. 49. – 103167. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103167>.
2. Pinto, G. Energy and exergy analyses of a LIBR-H₂O solar absorption cooling system: a case study for BRAZILIAN public buildings / G. Pinto, T. de Souza, C. Coronado // Environ. Eng. Manag. J. – 2022. – № 21. – P. 939–950. – DOI: <https://doi.org/10.30638/eemj.2022.085>.
2. Менделеев, Д. И. Исследование влияния условий эксплуатации на эффективность использования абсорбционно-холодильной машины в цикле газотурбинных и парогазовых установок / Д. И. Менделеев, Г. Е. Марьин, Ю. Я. Галицкий, А. Р. Ахметшин // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2020. – № 24(4). – С. 821–831. – DOI: <http://dx.doi.org/10.21285/1814-3520-2020-4-821-831>.
3. Salameh, W. Preliminary assessment of parabolic solar trough-driven ammonia-water absorption cooling system for Beirut / Wassim Salameh, Rida Y Nuwayhid, Ali Al Shaer, Mostafa Mohamed Gad El-Rab // Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects. – 2019. – 44(8). – P. 1–15. – DOI: <https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1648608>.

4. Морозюк, Л. И. Введение в эксергетический анализ абсорбционно-резорбционной холодильной машины / Л. И. Морозюк, Б. Г. Грудка // Холодильная техника та технологія. – 2017. – №53 (1). – С. 4–10. – DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i1.533>
5. Данко, В. П. Исследование влияния концентрации раствора абсорбента на охлаждающую способность теплообменных аппаратов с подвижной насадкой / В.П. Данко, В.В. Карнаух // Вестник Международной академии холода. – 2016. – №3. – С. 73–77.
6. Adel A. Al-Hemiri. The use of direct solar energy in absorption refrigeration employing NH₃ – H₂O system / Adel A. Al-Hemiri, Ahmed Deaa Nasiaf // Iraqi Journal of Chemical and Petroleum Engineering. – 2010. – Vol. 11. №4. – P. 13–21. – <https://www.researchgate.net/publication/324890334>.
7. Пат. 06102 Республика Узбекистан, IAP. Карбонизационная колонна / Нурмухамедов Х.С., Мавланов Э.Т., Каримов К.Ф. и др.; заявитель и патентообладатель Ташк. гос. тех. ун-в. – № IAP 2017 0004; заявл. 05.01.17.

УДК 621.565.9

PRACTICAL JUSTIFICATION FOR THE REFRIGERATION SYSTEM OF A MICROBREWERY

*Klyuchnikov A.I.¹, Doct. Tech. Sc., associate professor,
Klyuchnikova D.V.², Cand. Tech. Sc., associate professor,*

¹*Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Moscow State University of
Technology and Management named after. K. G. Razumovsky”, Russia, 109029,
Moscow, Tagansky district, st. Talalikhina, 31*

²*Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Voronezh State University of
Engineering Technologies”, Russia, 394000, Voronezh, Revolution Ave., 19
E-mail: kaivanov@mail.ru, dina.key@mail.ru*

Abstract

This article provides a practical justification for the refrigeration system of a mini-brewery as a result of its modernization, shows the advantages and results of parallel installation of circulation pumps in the intermediate coolant supply circuit for cooling fermentation and lager tanks, replacing water in the storage tank with a water-alcohol mixture, and using waste water when cooling beer wort for technological purposes, reverse cooling supply of the beer supply line to the bar counter, as well as frequency control of the hot beer wort pump for cooling.

Keywords: modernization, mini-brewery, coolant, cooling, efficiency.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ МИНИ-ПИВОВАРНИ

*Ключников А.И.¹, докт. Тех. Наук, доцент, Ключникова Д.В.², канд. Тех. Наук, доцент
¹ФГБОУ ВО «Московский государственный университет технологий и управления им. К. Г.
Разумовского (ПКУ)», Россия, 109029, г. Москва, Таганский р-н, ул. Талалихина, д. 31
²ФГБОУ ВО «Воронежский государственный университет инженерных технологий»,
Россия, 394000, г. Воронеж, пр-т Революции, д. 19
E-mail: Kaivanov@mail.ru, Dina.key@mail.ru*

Аннотация

В настоящей статье приведено практическое обоснование системы холодоснабжения мини-пивоварни в результате ее модернизации, показаны преимущества и результаты параллельной установки циркуляционных насосов в схеме подачи промежуточного хладоносителя для охлаждения бродильных и лагерных танков, замены воды в баке-накопителе на водно-спиртовую смесь, использования отработанной воды при охлаждении пивного сусла для технологических целей, обратного холодоснабжения линии подачи пива на барную стойку, а также частотного управления насосом горячего пивного сусла на охлаждение.

Ключевые слова: модернизация, мини-пивоварня, хладоноситель, охлаждение, эффективность.

После изучения литературных источников [1, 2, 3] и собственного опыта эксплуатации мини-пивоварни была модернизирована схема холодоснабжения мини-пивоварни, которая состоит из бака

1 (рисунок 1) хладоносителя, в качестве которого используется водно-спиртовой раствор концентрацией 20...25 % об., змеевиков испарителя 2, контура 3 охлаждения горячего сусла во второй ступени теплообменника 4, контура 5 охлаждения бродительных танков 6, контура 7 охлаждения лагерных танков 8, контура 9 охлаждения пивопровода 10 и соответствующих насосов 11, 12 и 13, 14 для подачи хладоносителя в соответствующие контуры, пивной колонны 15, охладителя 16 барной стойки.

Бак 1 хладоносителя представляет собой прямоугольный теплоизолированный корпус, в котором расположены два медных змеевиковых испарителя, терморегулирующий клапан, распределительные трубопроводы обратных линий для сброса отработанного хладоносителя. Температура хладоносителя в баке составляет $-1,0^{\circ}\text{C}$. Снаружи бака расположены контур 3 подачи хладоносителя во вторую секцию пластинчатого теплообменника 4 при помощи насоса 11, контур 5 и 7 для охлаждения бродительных 6 и лагерных 8 танков при помощи насосов 12 и/или 13, а также контур 9 для подачи хладоносителя в пивопровод «Питон» при помощи насоса 14.

Контур 5, 7 и 9 работают непрерывно, как и соответствующие насосы 12 и/или 13, 14, а контур 3 с насосом 11 задействуется в процессе охлаждения пивного сусла до начальной температуры главного брожения, т.е. $8...9^{\circ}\text{C}$.

Охлаждение пивопровода 10 внутри пивной колонны 15 обеспечивается циркуляционным насосом охладителя 16, установленного под барной стойкой розлива пива.

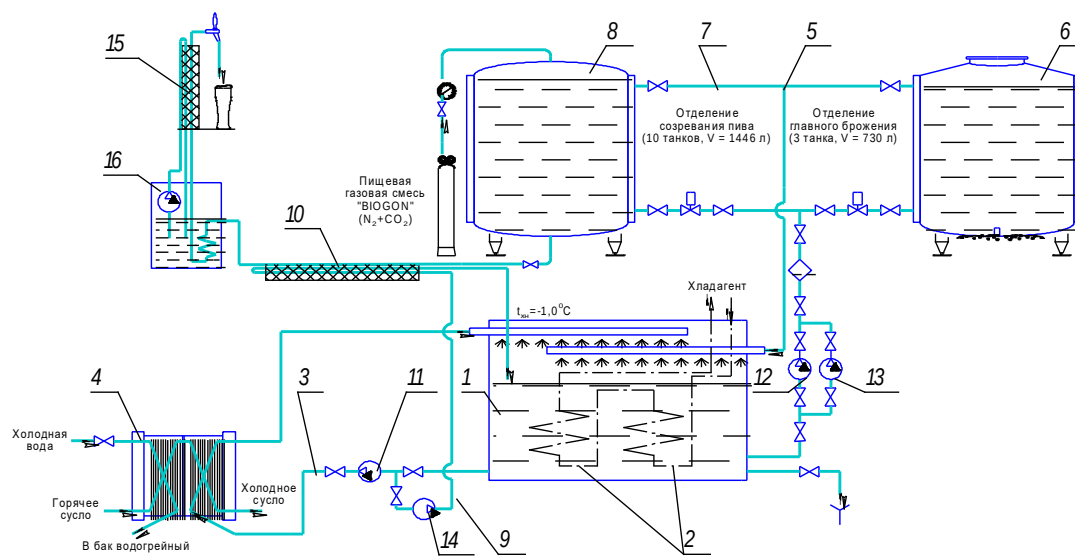


Рисунок 1. Схема холодоснабжения пивоварни

1. Параллельная установка циркуляционных насосов в схеме подачи промежуточного хладоносителя для охлаждения бродительных и лагерных танков

В данных производственных условиях мини-пивоварни используется параллельное соединение циркуляционных насосов, причем в контуре охлаждения бродительных и лагерных танков работает только одно из устройств. Другой насос используется в качестве резервного, в случае выхода из строя одного из устройств. Для равномерного механического износа циркуляционных насосов практикуется попеременная их работа в течение определенного временного периода. После остановки циркуляционных насосов в случае длительного отсутствия продукта в бродительных и лагерных танках может наблюдаться образование воздушных пробок, которое легко устраняется одновременным задействованием в работу двух циркуляционных насосов.

2. Замена воды в баке-накопителе на водно-спиртовую смесь

Большое значение следует уделять концентрации спирта в растворе хладоносителя и поддерживать ее на таком значении, при котором полностью бы отсутствовало намерзание льда на поверхностях змеевиковых испарителей. В этом случае, обеспечиваются стабильные температурные условия охлаждения бродительных и лагерных танков, а также устойчивая работа холодильной машины даже в моменты пиковых тепловых нагрузок, а именно, быстрое обеспечение требуемой температуры хладоносителя после охлаждения горячего пивного сусла.

3. Использование отработанной воды при охлаждении пивного сусла для технологических целей

В целях энергосбережения и рационального использования ресурсов на мини-пивоварне была организована схема повторного использования оборотной воды, выходящей из первой секции охлаждения горячего пивного сусла для приготовления затора, промывки дробины и прогрева технологического оборудования перед выполнением очередной технологической операции, например, перед перекачкой затора в фильтрационный аппарат, для заливки сит и фильтрационных трубок, перед перекачкой горячего сусла в гидроциклонный аппарат и началом его охлаждения в теплообменнике. Температура воды, выходящей из первой ступени охлаждения составляет порядка 80...85 °С, а значит продолжительность ее нагрева после набора водогрейного бака до необходимой вместимости (используются холодная вода) существенно снижается, как и расход электроэнергии.

4. Частотное управление насосом подачи горячего пивного сусла на охлаждение

Использование частотного управления насосом подачи горячего пивного сусла на охлаждение позволяет осуществлять достаточно точное регулирование начальной температуры сусла для главного брожения вне зависимости от температуры и расхода воды, поступающей в первую секцию пластинчатого теплообменника, вызванных сезонными колебаниями и пиковыми нагрузками в городской водопроводной сети. Отклонение температуры сусла при этом может достигать не более $\pm 0,5...0,6$ °С от номинальной при условии стабильных параметров промежуточного хладоносителя.

Таким образом, практическая реализация данных технологических решений на мини-пивоварне позволила значительно улучшить условия эксплуатации существующей системы холодоснабжения, а также повысить эффективность ее использования без привлечения дополнительных мощностей. Разумеется, что регулярно проводимые мероприятия по обслуживанию холодильной машины (контроль количества хладагента в системе, очистка теплопередающей поверхности конденсатора и т.д.), промывка холодильной системы, пластинчатого теплообменника, движущихся частей соленоидных клапанов, установленных на трубопроводах подачи хладоносителя от отложений различного характера, контроль уровня хладоносителя в баке и его концентрации дополнительно увеличивают эффект от эксплуатации холодильной системы в условиях мини-пивоварни.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хныкин, А. М. Состояние и перспективы развития малых пивоваренных предприятий в России // Пиво и напитки. – 2012. – № 1. – С. 4–8. – <https://cyberleninka.ru/article/n/sostoyanie-i-perspektivy-razvitiya-malyhpivovarenyh-predpriyatiy-v-rossii>
2. Яковлев, Ю. Холодное решение / Ю. Яковлев, Я. Сахарова // Пиво и напитки. – 2016. – № 3. – С. 18–20. – <https://cyberleninka.ru/article/n/holodnoe-reshenie>
3. Овчинников, И. А. Установки охлаждения жидкости // Столыпинский вестник. – 2022. – № 7. – С. 4069–4077. – <https://cyberleninka.ru/article/n/ustanovki-ohlazhdeniya-zhidkosti>

УДК 621.514.26

INCREASING ENERGY EFFICIENCY OF AIR CONDITIONING SYSTEMS

Kudla N.A.^{1,2}, Burakov A.V.², chief designer

*¹Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education "SPbPU",
Russia, 195251, St. Petersburg, st. Politekhnikeskaya, 29*

*²JSC Scientific and Production Association "Compressor", Russia, 194044,
St. Petersburg, B. Sampsonievsky Ave., 64*

E-mail: graf_fi@rambler.ru, 47otdel@compressor.spb.ru

Abstract

The article carried out a scientific and experimental study of one of the ways to increase the efficiency of a rotary compressor. The most technologically feasible design of a rotary refrigeration compressor, namely a compressor with a rolling rotor, has been selected. The selection and final selection of the optimal friction pair for use in the manufacture of a compressor prototype for subsequent testing in a full-scale refrigeration circuit is described in detail. Circuit and technical solutions of compressors for effective use in various small refrigeration units were determined.

Keywords: compressor, rotary, refrigeration.

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Кудла Н.А.^{1,2}, Бураков А.В.², главный конструктор

¹ФГАОУ ВО «СПбПУ», Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29

²АО НПО «Компрессор», Россия, 194044, г. Санкт-Петербург, Б. Сампсониевский пр., 64

E-mail: graf_fi@rambler.ru, 47otdel@compressor.spb.ru

Аннотация

В статье выполнено научно-экспериментальное исследование одного из способов повышения эффективности ротационного компрессора. Подобрана наиболее технологически реализуемая в рамках импортозамещения конструкция ротационного холодильного компрессора, а именно компрессора с катящимся ротором. Подробно описаны подбор и итоговый выбор оптимальной пары трения для использования в изготовлении макета компрессора для последующего испытания его в натурном холодильном контуре. Были определены схемные и технические решения компрессоров для эффективного применения в различных малых холодильных установках.

Ключевые слова: компрессор, ротационный, холодильный.

Введение

Основной задачей проектирования холодильного и климатического оборудования является выбор оптимальных схемных решений, конструкции и материалов для изготовления основных деталей ротационного компрессора и проверка их работоспособности для увеличения ресурса холодильных ротационных компрессорных установок [1].

Исследования методов снижения трения и повышения КПД ротационных машин актуальны и ведутся в различных отраслях ведущими отечественными научными школами [2], и иностранными исследователями [3].

Состояние холодильной промышленности и основные тенденции направления развития и холодильного компрессоростроения в полной мере исследованы в обзорной статье [4].

Объекты и методы исследования

Объектом оптимизации для разрабатываемых климатических и холодильных установок являются элементы ротационного компрессора.

При проведении экспериментальных исследований использовался макетный экспериментальный компрессор НК Р 2,7 с разборным корпусом (фланцевым соединением), модель приведена на рисунке 1.



Рисунок 1. Модель макета ротационной компрессорной установки

Таблица 1. Параметры макетного компрессора НК Р 2,7

Параметр	Значение
Используемый хладагент	фреон R410A
Холодопроизводительность, (номинальная), Вт	2680
Диаметр цилиндра, мм	42,5
Высота ротора, мм	10
Диаметр катящегося ротора, мм	34
Толщина разделительной пластины, мм	3
Диаметр корпуса, мм	90
Масса, кг	12

Износные процессы определяют в значительной степени долговечность герметичных ротационных компрессоров. В результате износа деталей ротационного компрессора происходит изменение величины зазоров в рабочей полости. Их увеличение приводит к ухудшению ее герметизации, к возрастанию протечек и вследствие этого к уменьшению удельной холодопроизводительности. Наибольшие износы наблюдаются на торцевой поверхности разделительной пластины, находящейся в сопряжении с наружной поверхностью ротора.

Вот почему важно правильно подобрать материал для рабочей пары пластина – ротор с учетом непрерывной работы и работы группы движения в условиях смазки. Выбор материалов осуществляется анализом справочной и технической литературы.

На основании проведенного анализа опытов с сочетанием различных типов материалов была выбрана оптимальная пара трения корпус из углеродистой стали – пластина из бронзы БрАЖ9-4 ГОСТ 18175 – 78.

Первоначально проведен эксперимент, на котором выполнена кратковременная проверка вращения без заедания ротора компрессора на воздухе. Когда было зафиксировано, что механизм и пара трения из выбранного материала работоспособны, макет компрессора установили в холодильный контур, заполнили контур хладагентом и смазкой для проведения натурных испытаний. В смазку, циркулирующую совместно с хладагентом в замкнутом контуре компрессорной установки, была добавлена металлоплакирующая медная присадка типа МКФ-18.

В ходе испытаний были проведены замеры для определения полезной холодопроизводительности.

$$\frac{Q_0^{\dot{}} - Q_0^{\ddot{}}}{0.5(Q_0^{\dot{}} + Q_0^{\ddot{}})} \cdot 100 = \frac{G_a^{\dot{}} - G_a^{\ddot{}}}{0.5(G_a^{\dot{}} - G_a^{\ddot{}})} \cdot 100 \leq 10.$$

где G – тепловой поток, Вт; Q – холодопроизводительность, Вт (ккал/ч).

Испытания проводились одним методом дважды. Разница в результатах обоих измерений составила менее 10 %, что позволяет принять в расчет оба эти измерения.

Результаты и их обсуждение

В связи с тем, что холодопроизводительность компрессора соответствует расчетной, стабильно обеспечивается, из проведенного эксперимента можно сделать следующий вывод, что одним из способов повышения эффективности малогабаритных холодильных компрессорных установок на базе компрессора с катящимся ротором является комплекс мероприятий для снижения трения и обеспечения сохранения допустимых зазоров между деталями компрессора:

- изготовление деталей компрессора корпус и ротора из углеродистой стали,
- изготовление пластины из твердого медного сплава – бронзы;
- изготовление замкнутого холодильного контура с применением соединительных трубок из меди;
- дополнительно использование масла с металлоплакирующим присадками меди.

Заключение

Создаваемые ротационные компрессоры [5] в целом имеют перспективные конструктивные и схемные решения для использования их в малых холодильных установках различных объектов и кондиционерах, не требуют дорогостоящего специализированного технологического оборудования, технически реализуемы и в случае необходимости, позволяют заменить широко применяемые компрессоры иностранного производства, осуществлять техническое обслуживание, модернизацию и ремонт холодильного оборудования.

Для количественной оценки ресурса планируется проведение длительных испытаний по наработке ротационного компрессора в рабочих условиях.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов, Л. Г. и др. Повышение эффективности роторных компрессоров / Л. Г. Кузнецов, Ю. Л. Кузнецов, А. В. Бураков, Н. А. Кудла // Науч.-техн. ведомости СПбПУ: Естественные и инженерные науки. – 2019. – Т. 25. – № 1. – С. 101–110. – DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.25110>.
2. Прудников, С. Н. и др. Методы совершенствования параметров ротационно-пластинчатых машин / С. Н. Прудников, А. В. Новгородская, О. В. Белова, Н. С. Савко // Главный механик. – 2023. – № 10. – С. 612–618. – DOI: <https://doi.org/10.33920/pro-2-2310-04>.

3. Meng, X. Investigations on efficiency improvement of rolling piston type rotary compressor with a new-designed cylinder / Meng, Xiangqi & Qi, Yingxia & Sheng, Lei & Li, Qingpu & Su, Lin // Applied Thermal Engineering. – 2022. – 222. – 119920. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119920>.

4. Пронин, В. А. и др. Современное состояние и перспективы развития холодильного компрессоростроения. Часть 2. Технологии и наука / В. А. Пронин, А. В. Кованов, В. А. Цветков // Вестник Международной академии холода. – 2023. – № 2. – С. 14–25. – DOI: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2023-22-2-14-25>.

5. Кудла, Н. А. и др. Создание перспективного компрессора для судовых холодильных установок / Н. А. Кудла, А. В. Бураков, Р. Р. Хотский // Морской вестник. – 2023. – № 4(88). – С. 51–56.

УДК 532.133:536.71

THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF THE MIXTURE OF REFRIGERANT R744 WITH LUBRICATING OIL ISO 100

Lapardin N.I., Cand. Tech. Sc., associate professor

Odessa National University of Technology, Ukraine, 65082, Odessa, Dvoryanskaya St., 1/3

E-mail: lapardin2004@gmail.com

Abstract

Liquid-vapor phase equilibrium and viscosity of the mixture of refrigerant R744 with lubrication oil ISO 100 have been measured over a temperature range from 273 to 373 K, a pressure range from 0,8 to 8,3 MPa, and a range of oil mass composition from 0,5 to 0,9. Correlation equations provided sufficiently accurate description of vapor pressure and viscosity in the indicated range of temperature and composition are proposed.

Keywords: LVP equilibrium, viscosity, refrigerant R744.

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СМЕСИ ХЛАДАГЕНТА R744 И СМАЗОЧНОГО МАСЛА ISO 100

Лапардин Н.И., канд. тех. наук, доцент

Одесский национальный технологический университет,

Украина, 65082, Одесса, ул. Дворянская, 1/3

E-mail: lapardin2004@gmail.com

Аннотация

Фазовое равновесие жидкость-пар и вязкость смеси хладагента R744 со смазочным маслом ISO 100 были измерены в диапазоне температур от 253 до 373 К, при давлениях от 0,8 до 8,3 МПа и массовой концентрации масла от 0,5 до 0,9. Предложены корреляционные уравнения, которые с достаточной точностью описывают давление кипения и вязкость в указанном диапазоне температур и состава смеси.

Ключевые слова: фазовое равновесие жидкость-пар, вязкость, хладагент R744.

Введение

Использование двуокиси углерода CO₂ как хладагента неразрывно связано с историей полуторавековой давности создания холодильной машины и именами выдающихся ученых. Карл фон Линде создает углекислотную машину в 1881 г. для предприятия Круппа в Эссене, в 1892 г. для пивоварни Гиннеса в Дублине. А уже в 1897 г. датская фирма Сабро по патенту Линде на маслодельне установила машину, работающую на диоксиде углерода, которая, прослужив 40 лет, была выкуплена впоследствии компанией для музея. Около 1000 холодильных машин фирма выпустила к 1911 г.

В последнее время внимание к использованию CO₂ в качестве хладагента, обусловлено его очень низким воздействием на окружающую среду по сравнению с гидрофторуглеродами (HFC). Его потенциал разрушения озона ODP=0 и потенциал глобального потепления GWP=1. Для сравнения – у двух широко используемых хладагентов R410A (GWP = 2088) и R32 (GWP = 677) они выше на 2–3 порядка. Хотя новые синтетические хладагенты – гидрофторолефины (HFO) имеют сравнительно

низкий GWP (2...20), но растут экологические опасения, что они наносят ущерб окружающей среде и здоровью человека из-за побочных продуктов, образующихся при их разложении в атмосфере.

CO₂ или R744 может использоваться в системах кондиционирования воздуха, в каскадных низкотемпературных схемах торгового и промышленного оборудования, тепловых насосах и как низкотемпературный теплоноситель. Теплофизические свойства R744, в частности, давление и температура – при сублимации $P_N = 0,10133$ МПа; $T_N = 194,75$ К; в тройной точке $P_0 = 0,518$ МПа; $T_0 = 216,58$ К; в критической точке $P_C = 7,377$ МПа; $T_C = 304,13$ К определяют его достоинства и недостатки в качестве хладагента.

Высокая теплопроводность и плотность газовой фазы обеспечивает хорошую теплопередачу в испарителях, конденсаторах и газоохладителях, что уменьшает металлоёмкость оборудования. CO₂ не может адаптироваться ни к одному агрегату, а установки должны быть спроектированы с учетом характеристик этого газа и высокого давления. Есть трудности из-за низкого значения критической температуры 30,98°C и давлений в сверхкритическом режиме выше $P_C = 73,8$ Бар. Поэтому трубопроводы, оборудование и инструменты должны быть рассчитаны на безопасную работу при таких более высоких давлениях.

CO₂ никогда не следует заправлять в жидкой фазе, если давление в системе ниже давления тройной точки 5,18 Бар. При этом жидкость, попадающая в систему, изменяет своё состояние, переходя в твёрдую фазу («сухой лёд» при -56,56°C). Аналогичная ситуация складывается при утечке, когда давление резко понижается. Диоксид углерода не имеет запаха и в кабинах транспортных средств или в холодильной камере должны быть установлены датчики системы сигнализации, которая может обнаружить и вовремя предупредить о высокой концентрации CO₂ в воздухе, а также предусмотрена система аварийной вентиляции. Но правильная подготовка, оборудование и эксплуатация позволят безопасно использовать R744.

Настоящая работа продолжает исследования растворов масло/хладагент [1–6] и посвящена измерениям фазового равновесия жидкость-пар и вязкости смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100. На основе полученных экспериментальных данных возможно составление аппроксимационных уравнений, позволяющих рассчитать коэффициент кинематической вязкости и давление кипения указанной смеси.

Экспериментальные измерения и результаты

Экспериментальные данные о фазовом равновесии жидкость-пар были получены с помощью ячейки постоянного объема, размещенной в термостате. Ячейка заправлялась определенным количеством масла и хладагента таким образом, чтобы паровое пространство при этом было минимальным. К ней присоединялся цифровой преобразователь давления, с помощью которого определялось давление кипения P . Температура T измерялась образцовым платиновым термометром сопротивления. Валовая концентрация x определялась по массе компонентов. Уравнение состояния хладагента R744, представленное в базе данных REFPROP [7], было использовано для расчета массы его паров, которые находятся в верхней части ячейки. Опыты проводились при постоянном составе с шагом по температуре 20 К.

Исследование вязкости проводилось капиллярным методом. В соответствии с диапазоном исследуемых параметров выбиралась конструкция вискозиметра и диаметр измерительного капилляра. В опытах измерялось время истечения определенного количества вещества, а также температура и давление. Погрешность измерений вязкости не превышала $\pm 1,8$ %. Подробное описание экспериментальных установок и методики проведения опытов при измерениях равновесия жидкость-пар и вязкости приводятся в более ранних работах [8, 9].

Массовая доля синтетического смазочного масла ISO 100 в смесях с хладагентом R744 варьировалась от 50 % до 90 %. P - T - x измерения фазового равновесия жидкость-пар исследуемых смесей проведены в области температур от 273 до 373 К при давлениях от 0,8 до 8,3 МПа. Экспериментальное исследование вязкости этих смесей охватывает такой же температурный диапазон. Результаты измерений давления кипения и вязкости смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100 при различных значениях температуры T и массовой доли масла x представлены в таблицах 1 и 2.

В качестве графической иллюстрации полученных данных на рис. 1 - рис. 3 показаны диаграммы: давление кипения–состав, давление кипения–температура и вязкость–температура. Как видно, давление кипения исследуемой смеси является сложной функцией двух переменных и зависит от температуры и массового состава смеси.

Таблица 1. Экспериментальные значения давления кипения смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100

T, K	P, МПа				
	x=0,499	x=0,598	x=0,702	x=0,797	x=0,902
273,15	2,073	1,887	1,642	1,319	0,811
293,15	3,376	3,074	2,675	2,148	1,359
313,15	4,975	4,529	3,942	3,166	2,003
333,15	6,396	5,824	5,068	4,070	2,575
353,15	7,522	6,848	5,934	4,786	3,028
373,15	8,292	7,549	6,570	5,277	3,331

Таблица 2. Экспериментальные значения вязкости смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100

T, K	$\nu, 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$				
	x=0,501	x=0,599	x=0,698	x=0,798	x=0,903
273,15	3,34	9,31	30,2	102,3	390
293,15	1,78	4,25	10,5	30	89,7
313,15	1,18	2,48	5,94	13,4	34,3
333,15	0,839	1,66	3,43	7,24	16,6
353,15	0,616	1,14	2,23	4,37	9,23
373,15	0,475	0,851	1,58	2,92	5,7

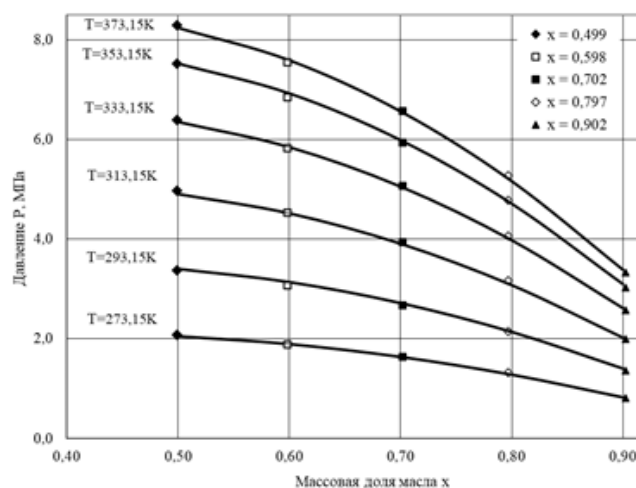


Рисунок 1. Диаграмма P–x смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100

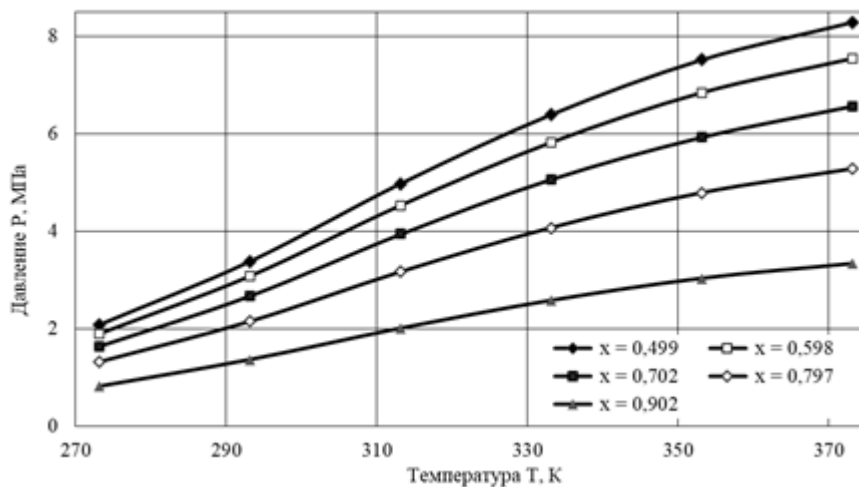


Рисунок 2. Давление кипения смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100

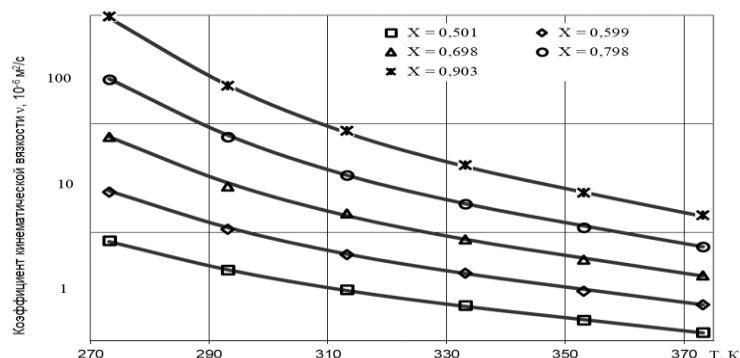


Рисунок 3. Вязкость смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100

Корреляционные зависимости

На базе полученных экспериментальных данных были составлены приведенные ниже аппроксимационные уравнения. Они позволяют определить давление кипения и вязкость для смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100 во всем диапазоне изменения массовой концентрации масла и указанных выше пределах интервала температур.

$$P = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^2 a_{ij} \cdot (t/100)^i \cdot x^j \quad (1),$$

$$\log \nu = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^2 c_{ij} \cdot (t/100)^i \cdot x^j \quad (2),$$

где P – давление кипения в МПа; t – температура в °C, x – массовая доля масла, ν – коэффициент кинематической вязкости, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; a_{ij} , c_{ij} – коэффициенты полиномов, значения которых приведены в таблице 3.

Расхождения между полученными экспериментальными данными по давлению кипения смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100, а также ее вязкости, и рассчитанными по уравнениям (1) и (2) величинами показаны на рисунке 4 и рисунке 5.

Таблица 3. Коэффициенты уравнений (1, 2) для смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100

Значения a_{ij}				
$j \setminus i$	0	1	2	3
0	1,3533	4,4627	3,8484	-3,8161
1	3,8507	10,079	4,8525	-4,6110
2	-4,9310	-13,446	-8,2035	7,8042
Значения c_{ij}				
$j \setminus i$	0	1	2	3
0	-1,3622	0,18170	-0,61161	0,24086
1	2,9694	-2,2724	2,8769	-1,2614
2	1,5591	-2,2044	1,2196	-0,3099

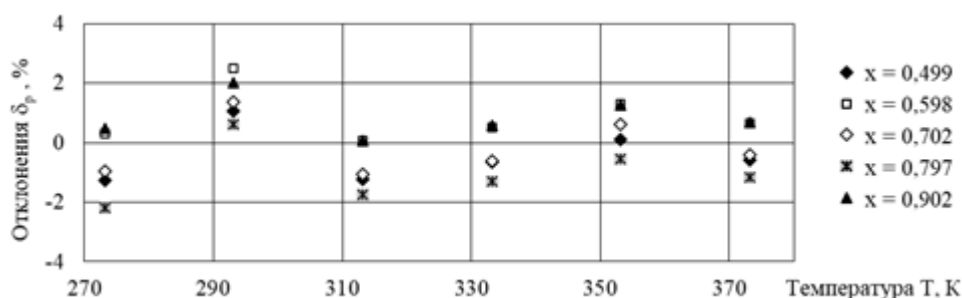


Рисунок 4. Отклонения рассчитанных по уравнению (1) значений от экспериментальных данных по давлению кипения смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100

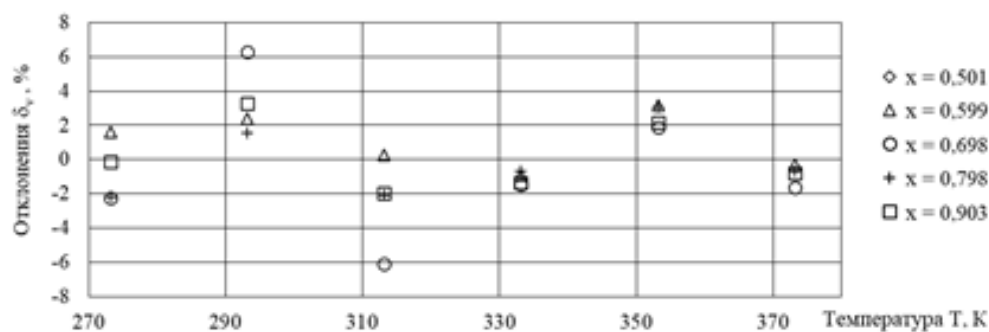


Рисунок 5. Отклонения рассчитанных по уравнению (2) значений от экспериментальных данных по вязкости смеси хладагента R744 и смазочного масла ISO 100

Заключение

Экспериментально исследовано равновесие жидкость-пар и вязкость смеси смазочного масла ISO 100 с хладагентом R744 в диапазоне температур от 273 до 373 К при давлениях до 8,3 МПа и массовой доли масла от 0,5 до 0,9. Уравнением (1) были аппроксимированы экспериментальные данные по давлению кипения смеси со среднеквадратичной погрешностью 1,1 % при максимальном отклонении 2,4 %. Уравнением (2) со среднеквадратичным отклонением 2,4 % при максимальной погрешности 6,3 % описаны температурная и концентрационная зависимость коэффициента кинематической вязкости смеси смазочного масла ISO 100 с хладагентом R744. Таким образом, расчет давления кипения и вязкости исследуемой смеси с точностью, удовлетворяющей инженерную практику, может быть проведен с помощью приведенных выше корреляционных зависимостей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лапардин, Н. И. Использование модифицированной модели твердых сфер для расчета вязкости смесей масло/хладагон [Электронный ресурс] / Н.И. Лапардин, В.З. Геллер // Холодил. техника та технологія. – 2016. – Т. 52, вип. 1. – С. 66-69: табл., рис. – Бібліогр.: 5 назв. – Режим доступу: http://www.reftech.od.ua/images/52_1/52_1_3_2.pdf.
2. Геллер, В. З. Вязкость и давление кипения смеси смазочного масла ISO 15 и хладагента R410A / В. З. Геллер, Н. И. Лапардин // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конф., Миколаїв, 12-14 жовтня 2016 р. / Національний ун-т кораблебудування. – Миколаїв, 2016. – С. 188–190.
3. Лапардин, Н. И. Равновесие жидкость-пар и вязкость смеси смазочного масла ISO 46 и хладагона R410A // Современные методы и средства исследований теплофизических свойств веществ: сб. докл. IV Междунар. научн. конф., СПб. / ИХиБТ НИУ ИТМО. – СПб., 2017. – С. 219–226.
4. Лапардин Н. И. Фазовое равновесие жидкость-пар, плотность и вязкость смеси хладагона R134a и смазочного масла ISO 68 / Казахстан-Холод 2020: Сб. докл. межд. науч.-техн. конф. (4–5 марта 2020г.), Алматы / АТУ. – Алматы, 2020. – С. 127–132. <https://maxteniz.kz/conf2020/publications/>.
5. Лапардин, Н. И. Фазовое равновесие жидкость-пар и вязкость смеси смазочного масла ISO 22 с хладагентом R290 / Н. И. Лапардин // Казахстан-Холод 2022: сб. докл. Междунар. науч.-техн. конф., Алматы, 23 сентября 2022 г. / Алмат. технол. ун-т. – Алматы, 2022. – С. 106–110. – <http://maxteniz.kz/conf2022/>.
6. Лапардин, Н. И. Вязкость и фазовое равновесие жидкость-пар смеси смазочного масла ISO 10 с изобутаном / Н. И. Лапардин // Казахстан-Холод 2023: сб. докл. Междунар. науч.-техн. конф., Алматы, 27 апреля 2023 г. / Алмат. технол. ун-т. – Алматы, 2023. – С. 5–9. – <https://maxteniz.kz/conf2023/proceedings/>.
7. Lemmon, E. W. NIST Standard Reference Database 23, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, version 8.0. [Text] / E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden // Standard Reference Data Program, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD. – 2007.
8. Viscosity of HFC32 and HFC32 /lubricant mixtures [Text] / V. Z. Geller, M. E. Paulaitis, B. Bivens, A. Yokozeki // In Proceedings of the 12th Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, CO, June 1994, – P. 477–486.
9. Transport properties and heat transfer of alternatives for R502 and R22 [Text] / D. B. Bivens, A. Yokozeki, V. Z. Geller, M. E. Paulaitis // In Proceedings of the ASHRAE/NIST Refrigerants Conference. – Gaithersburg, MD, 1994. – P. 73–84.

APPLICATION OF AN OPTIMIZATION ALGORITHM TO RATIONALE FOR CHOOSING THE WORKING FLUID OF THE THERMODYNAMIC CYCLE

*Nikitina V.A., Ph.D. student, Sulin A.B., D.Sc. in engineering, professor
ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky pr., 49, lit. A
E-mail: vanikitina@itmo.ru, absulin@itmo.ru*

Abstract

One of the most appropriate tools for selecting options based on a number of parameters is optimization. This approach to solving a system minimizes costs and energy consumption and can also lead to increased profits, productivity and efficiency. Optimization allows us to find an optimal or close to optimal solution using a minimum number of computational operations.

Keywords: optimization, TOPSIS, thermodynamic cycle.

ПРИМЕНЕНИЕ ОПТИМИЗАЦИОННОГО АЛГОРИТМА ДЛЯ ОБОСНОВАНИЯ ВЫБОРА РАБОЧЕГО ТЕЛА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА

*Никитина В.А., аспирант, Сулин А.Б., докт. тех. наук, ординарный профессор
Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., д. 49, лит. А
E-mail: vanikitina@itmo.ru, absulin@itmo.ru*

Аннотация

Одним из наиболее целесообразных инструментов выбора вариантов на основании ряда параметров является оптимизация. Такой подход к решению системы минимизирует затраты и энергопотребление, а также может приводить к увеличению прибыли, производительности и эффективности. Оптимизация позволяет найти оптимальное или близкое к оптимальному решение, используя минимальное количество вычислительных операций.

Ключевые слова: оптимизация, TOPSIS, термодинамический цикл.

Введение

Классический подход в решении задач многокритериальной оптимизации заключается в том, чтобы изначально создать набор всех оптимальных по Парето решений, и после составить рейтинг из них. Такой подход к решению системы минимизирует затраты и энергопотребление, а также может приводить к увеличению прибыли, производительности и эффективности. Оптимизация позволяет найти оптимальное или близкое к оптимальному решение, используя минимальное количество вычислительных операций. На рисунке 1 представлена схема с различными методами оптимизации. С научной точки зрения, целью является разработка аналитических и численных методов, которые учитывают множество альтернатив с множеством критериев. TOPSIS (методика предпочтения порядка по сходству с идеальным решением) — один из численных методов принятия многокритериальных решений. Это широко применимый метод с простой математической моделью. Кроме того, опираясь на компьютерную поддержку, это очень подходящий практический метод. Метод применяется в течение последних трех десятилетий [1, 2], и имеется множество работ по его применению [3–5].

Объекты и методы исследования

Рассматривая многокритериальный выбор решения, производится поэтапная работа (рисунок 1). Предварительно рассчитываются весовые оценки с учётом экспертного мнения, где каждому свойству параметров присваивается значимость в сравнении с остальными. Сама оптимизация начинается с создания матрицы решений, в которую вписываются все рассматриваемые параметры. Затем производится нормирование значений. Дальнейшие действия зависят от выбранного метода оптимизации, тем не менее, результатом является рейтинг, состоящий из альтернативных решений.



Рисунок 1. Процедура метода MADM

Объектом настоящего исследования является обоснование методики выбора оптимального рабочего тела для термодинамического цикла. В качестве инструмента был выбран TOPSIS, то есть многокритериальный метод анализа вариантов по степени близости к оптимальному. Это известный классический подвид метода MADM, который впервые был рассмотрен в работе Хванга и Юна [1]. Данный метод представляет собой подход к определению значения, которое наиболее близко к идеально положительному решению и наиболее далеко от идеально негативного решения в многоцелевой среде. Основной принцип заключается в том, что выбранное значение должно находиться на кратчайшем расстоянии от положительного идеального решения и наибольшем расстоянии от отрицательного решения. После расчета весовых оценок и нормализации данных определяют положительные значения. Затем оценивается относительная близость и производится ранжирование [7].

Для применения метода рассматриваются 6 хладагентов для органического цикла Ренкина: аммиак, изобутан, тетрафторэтан, фреон R152a, пентафторпропан и хладон R-236ea. В качестве сравнительных характеристик использованы:

- C_1 – плотность, кг/м³;
- C_2 – скрытая теплота испарения, кДж/кг;
- C_3 – теплоёмкость жидкости, кДж/кг·°C;
- C_4 – критическая температура, °C;
- C_5 – теплопроводность, Вт/(м·°C);
- C_6 – разница между температурой кипения и температурой отходящего тепла, °C;
- C_7 – вязкость, $\cdot 10^{-6}$ Н·с/м²;
- C_8 – потенциал глобального потепления (ПГП);
- C_9 – токсичность, класс;
- C_{10} – воспламеняемость, класс;
- C_{11} – цена, руб. за литр.

В таблице 1 представлены все исходные параметры для составления матрицы решений. Свойства рабочих тел взяты при температуре 90°C.

Таблица 1. Свойства рабочих тел

	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9	C_{10}	C_{11}
Ammonia	483	800,580	6,250	132,25	0,311	123	70,469	0	4	2	225
R600a	451,051	233,318	3,110	135	0,069	101	76,556	0	1	4	899
R134a	837,826	82,487	2,756	101	0,053	116	72,450	1430	4	1	1162
R152a	678,472	165,195	2,703	114	0,071	114	72,591	124	1	4	50
R245fa	1133,287	143,924	1,532	154	0,067	75	17,574	1030	2	1	54
R236ea	1177,128	111,982	1,468	139	0,058	84	16,328	710	1	0	1550

Таблица является матрицей решений (1), где $x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{in}$ – это характеристики. А $x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{mj}$ – это хладагенты.

$$X = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1n} \\ x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{m1} & x_{m2} & \dots & x_{mn} \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Для нормализации значений с использованием весовых оценок экспертов используется формула (2):

$$a_{ij} = w_j \cdot r_{ij} = w_j \cdot \frac{x_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^m x_{ij}^2}}, \quad (2)$$

где w_j – весовые оценки экспертов по характеристикам хладагентов; r_{ij} – нормализованные значения.

Используя усреднённые оценки от трёх экспертов, получаем следующую взвешенную нормализованную матрицу в виде таблицы 2.

Таблица 2. Взвешенная нормализованная таблица свойств рабочих тел

	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9	C_{10}	C_{11}
Ammonia	3,344	21,658	3,538	4,468	5,224	2,146	5,042	0,000	0,979	0,496	0,812
R600a	3,122	6,312	1,761	4,561	1,159	1,762	5,478	0,000	0,245	0,992	3,245
R134a	5,800	2,232	1,560	3,412	0,890	2,024	5,184	1,424	0,979	0,248	4,194
R152a	4,697	4,469	1,530	3,851	1,193	1,989	5,194	0,123	0,245	0,992	0,180
R245fa	7,845	3,894	0,867	5,203	1,125	1,309	1,257	1,025	0,490	0,248	0,195
R236ea	8,149	3,029	0,831	4,696	0,974	1,466	1,168	0,707	0,245	0,000	5,595

На основании взвешенной нормализованной матрицы проводятся расчёты для определения расстояний до положительного и отрицательного решения, с учётом негативных характеристик, в которых чем больше значение, тем хуже результат.

Результаты

Результаты расчетов приведены на рисунке 2. Видно, что аммиак имеет наивысший рейтинг среди рабочих жидкостей. R245fa занимает второе место после аммиака. R152a, R236ea и R600a находятся на третьем месте, а R134a – на последнем.

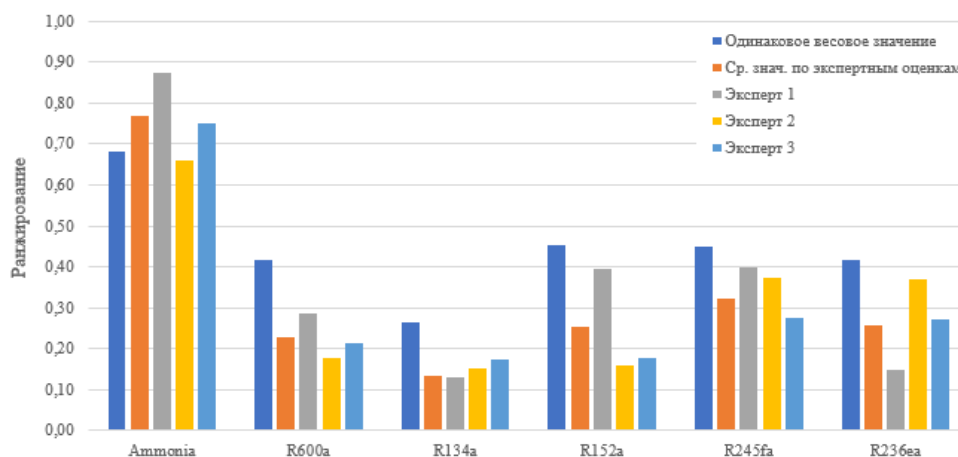


Рисунок 2. Ранжирование рабочих веществ на основании предварительного оценивания

Заключение

Проведение оптимизации путём специализированных математических методов может сэкономить множество затрачиваемых ресурсов. На выходе мы получаем полноценно обоснованное решение при выборе рабочих тех для термодинамического цикла. Многокритериальный метод анализа вариантов по степени близости к идеально позитивному позволяет оценить адекватность и

перспективу использования выбираемого решения для системы в любой области. Такой подход послужит базой для проведения дальнейших исследований.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Hwang, C. L. et al. Methods for multiple attribute decision making // Multiple attribute decision making: methods and applications a state-of-the-art survey. – 1981. – P. 58–191.
2. Hwang, C. L. A new approach for multiple objective decision making / C. L. Hwang, Y. J. Lai, T. Y. Liu // Computers & operations research. – 1993. – Vol. 20. – №. 8. – P. 889–899.
3. Yoon, K. P. Multiple attribute decision making: an introduction / K. P. Yoon, C. L. Hwang. – Sage publications, 1995.
4. Tzeng, G. H. Multiple attribute decision making: methods and applications / G. H. Tzeng, J. J. Huang. – CRC press, 2011.
5. Xu, J. Rough multiple objective decision making / J. Xu, Z. Tao. – cRc Press, 2011.
6. Pavić, Z. Notes on TOPSIS method / Z. Pavić, V. Novoselac // International Journal of Research in Engineering and Science. – 2013. – Vol. 1. – №. 2. – P. 5–12.

УДК 53.087.6

IMPROVEMENT OF THE SCHEME FOR TEMPERATURE MEASUREMENT IN THE CONDENSER OF THE EXPERIMENTAL INSTALLATION “REFRIGERATOR-2”

*Nurgaliyev D.N.¹, master, senior lecturer, Ermolenko M.V.¹, cand. Tech. Sc., senior lecturer
Elistratov S.L.², doct. Tech. Sc, assistant professor, Satybaldinova A.E.¹, master, lecturer
Aldazhumanov Zh.K.¹, master, senior lecturer, Zarykbaeva K.S.¹, master, senior lecturer*

¹NJSC "Shakarim University of Semey, Kazakhstan, 071412, Semey City, Glinka Street, 20A

²Novosibirsk State Technical University, Russia, 630073, Novosibirsk, Street K. Marx, 20

E-mail: daniarsemei@mail.ru, Teh_fiz@mail.ru, Elistratov@corp.nstu.ru aigerimsemei@mail.ru,
Jean1974@mail.ru, Kamshat.ru@mail.ru

Abstract

The article is devoted to checking the reliability of installed temperature sensors on the experimental installation "Refrigerator-2". And also methodical approbation of the received data on the capacitor of the experimental installation.

Keywords: calibration, temperature sensor, condenser, refrigeration unit.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СХЕМЫ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ В КОНДЕНСАТОРЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ «ХОЛОДИЛЬНИК-2»

Нургалиев Д.Н.¹, магистр, старший преподаватель

Ермоленко М.В.¹, канд. тех. наук, старший преподаватель

Елистратов С.Л.², док. тех. наук, доцент, Сатыбалдинова А.Е.¹, магистр, преподаватель

Алдажуманов Ж.К.¹, магистр, старший преподаватель

Зарыкбаева К.С.¹, магистр, старший преподаватель

¹НАО «Университет имени Шакарима города Семей», Казахстан, 071412, г. Семей, ул. Глинки, 20А

²ФГБОУ ВО «Новосибирский государственный технический университет»,

Россия, 630073, Новосибирск, ул. К. Маркса, 20

E-mail: daniarsemei@mail.ru, teh_fiz@mail.ru, elistratov@corp.nstu.ru,
aigerimsemei@mail.ru, jean1974@mail.ru, kamshat.ru@mail.ru

Аннотация

Статья посвящена проверке достоверности установленных датчиков температуры на экспериментальной установке «Холодильник-2». А также апробация методики полученных данных на конденсаторе экспериментальной установки.

Ключевые слова: калибровка, датчик температуры, конденсатор, холодильная установка.

Введение

В настоящее время применение искусственного холода является одним из определяющих факторов экономической и социальной жизни страны. Получаемые с помощью холодильных установок низкие температуры используются в различных областях науки, техники и технологиях [1].

Во избежание неисправностей в работе оборудования производится диагностика холодильных систем для исключения создания предаварийных ситуаций и нехваток объемов хладагентов в теплообменных системах холодильных установок. Предаварийные ситуации холодильных систем можно трактовать как отклонения от нормального режима работы, которые при неблагоприятных условиях могут привести к аварии [2].

Как было изложено выше, в зависимости от причин возникших неисправностей холодильных систем подбираются пути их устранения. Виды отказов можно разбить на две категории. В одну категорию входят отказы, которые можно непосредственно увидеть и почувствовать. В другую категорию отказов включены неисправности, которые неощутимы и могут быть выявлены только при помощи специального оборудования.

Поэтому проведение исследований теплообменных процессов в оборудовании холодильных систем при различных отклонениях от нормального режима работы в нестационарных условиях является актуальной задачей. А точность регистрируемых данных нужно проверить и достовериться.

Исходя из этого была поставлена следующая цель: проверить достоверность установленных датчиков температуры.

Для решения поставленной цели решались нижепоставленные задачи:

1. разработать методику проверки полученных данных на конденсаторе;
2. откалибровать датчики температур.

Объекты и методы исследований:

Исследования производились на экспериментальной установке «Холодильник-2» СТХ 02.00.01 (рисунок 1, 2) в лаборатории энергетических систем на базе кафедре «Техническая физика и теплоэнергетика» НАО «Университета Шакарима города Семей». Холодильная установка имеет два отделения, это верхняя часть – морозильная камера и нижняя часть – холодильная камера.

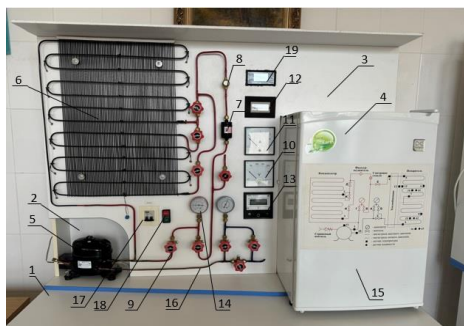


Рисунок 1. Общий вид экспериментальной установки «Холодильник – 2»: 1 - стол рабочий; 2 - стойка; 3 - панель; 4 - шкаф с испарителем; 5 - мотор-компрессор; 6 - конденсатор; 7 - фильтр-осушитель; 8 - стекло смотровое; 9 - вентили; 10 - вольтметр; 11 - амперметр; 12 - счетчик электрический; 13 - измеритель температуры; 14 - манометр; 15 - датчик-реле температуры; 16 - трубопроводы; 17 - устройство защитного отключения; 18 - кнопки; 19 - multifunctional измерительный прибор

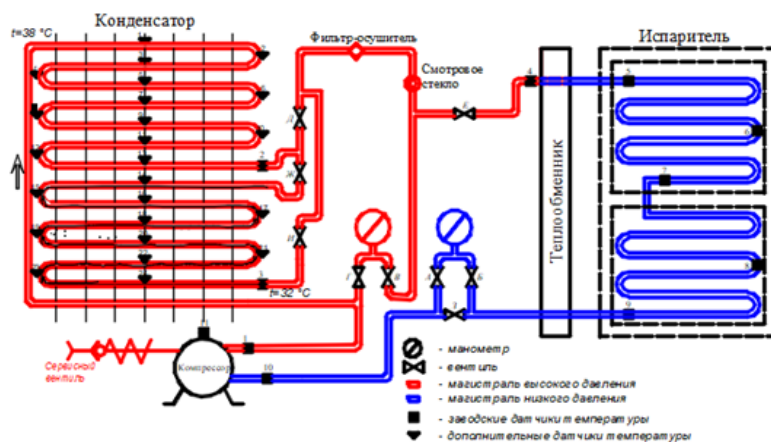


Рисунок 2. Схема расположения датчиков температуры на установке

На рисунке 2 черным квадратом помечены датчики регистрации температур фирмы Dallas Semiconductor DS18B20 холодильной установки. В дальнейшем их обозначение будет выглядеть следующим образом: первый датчик – 1 DT, второй датчик – 2 DT и так далее.

Научная и практическая важность температурного мониторинга в последнее десятилетие значительно выросла. Это и отразилось в сфере холодильной установки. В данной статье рассматривается установка датчиков температуры на конденсатор холодильных установок. Учитывая предыдущие работы [3], изучив заводские установленные датчики регистрации температур, а так же зная фронт исследуемой работы, было принято дополнительно установить датчики температур на конденсатор. Для полного анализа данных в конденсаторе датчики устанавливались на каждой секции и на каждом повороте ребер конденсатора. Суммарно вышло 24 дополнительных датчика. Они на рисунке 2 отмечены черными треугольниками в соответствии с цифрами. Это позволит углубленно оценить изменение температур в каждой точке. При экспериментальных работах очень важно начать с калибровки системы регистрации данных. В данной работе – это датчики температуры. Для регистрации температуры есть очень большой выбор датчиков. В нашем случае были выбраны датчики DS18B20.

Если с прямым подключением одного датчика всё понятно, то нам нужно рассмотреть прямое подключение группы датчиков к одному выводу Arduino. На рисунке 3 показано подключение 24-х датчиков DS18B20.

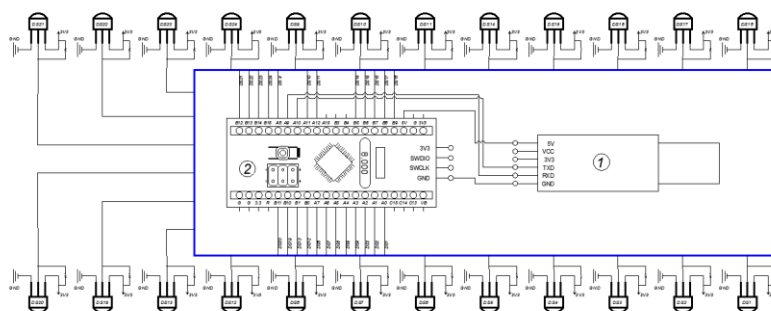


Рисунок 3. Подключение 24 датчиков температуры на ПК

Для того случая изучив аналог разных программ, задачи решаются специально созданной программой «Terminal». Программа работает следующим образом. Система подключается к компьютеру через микроконтроллер (2) однопроводного интерфейса USB $\leftrightarrow$ COM-порт (RS232) с уровнями TTL/CMOS и линиями (1): Tx, Rx, DTR, CTS. Микроконтроллер STM32F103 же служит основным элементом, необходим для связи компьютера и датчиков.

На первом этапе программа «Terminal» распознаёт датчики, считывает их температуру и выстраивает в порядке возрастания их номерного кода. На рисунке 3 приведена схема работы калибровки датчиков температуры.

Калибровка датчиков температуры

В последнее время для измерения температуры все большее распространение получают цифровые датчики фирмы Dallas Semiconductor DS18B20. Их достоинствами являются: широкая доступность, выходные температурные данные датчика калиброваны в градусах Цельсия, прибор использует исключительно 1-Wire протокол обмена. Это позволяет собирать датчики DS18B20 в удобной системе, состоящие всего из трех проводов [4]. Так же с завода на экспериментальном стенде «Холодильник-2» были установлены датчики DS18B20. Что утвердило решение выбора в пользу них. Потому что вся система будет работать на одних типах датчиков.

В температурном мониторинге измеряемая температура меняется, как правило, незначительно, в подавляющем числе случаев это первые градусы. В таком диапазоне датчики DS18B20 имеют практически линейную характеристику. Поэтому достаточно определить корректировочные поправки в одной температурной точке. Такую градуировку можно провести в высокоточном жидкостном термостате.

Калибровку датчиков температуры можно проводить многими способами. Можно калибровать каждый датчик отдельно или придумать систему и произвести калибровку всех датчиков одноэтапно. В нашем случае было выбрано придумать систему и провести калибровку температуры одним разом.

Это позволит во-первых сэкономить время, во-вторых при совместной калибровке у всех датчиков будет одно состояние, в-третьих покажет созданную систему в деле.

При проведении калибровки температуры нужно было определиться с выбором экспериментируемого вещества. Самым удобным и доступным веществом является вода. Она имеет 3 вида состояния и переход между их состоянием можно принять за калибровку датчиков температуры. Это переход с жидкого в твердое 0°C и так же с жидкого состояния в пар при температуре 100°C. Эти две точки и будут основой для калибровки датчиков.

Калибровочные работы так же проводились в лаборатории энергетических систем НАО «Университета Шакарима города Семей». В качестве емкости использовался термос объемом 5 литров. В первом случае туда помещался снег со льдом для получения 0°C. Для достоверности температуру снега измеряли эталонным жидкостным термометром 2-1971 г. ГОСТ 2823-59.

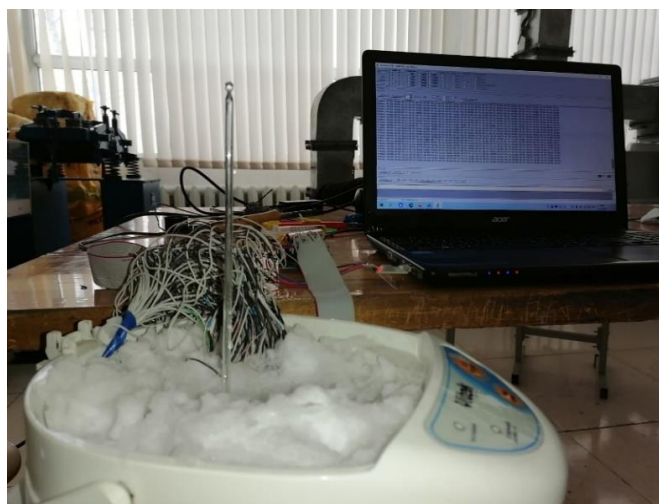


Рисунок 4. Общий вид калибровки датчиков

Далее, опускаем все датчики одновременно в термос со льдом так, чтобы они были погружены на глубину 5...7 сантиметров.

Для показания достоверной температуры датчиков ожидаем две минуты. В нашем случае опустили датчики на 300 секунд (5 минут). Программа «Terminal» регистрировала все данные с интервалом в 1 секунду. Полученные данные были обработаны с помощью программы Microsoft Excel.

После проведения первой стадии калибровки была выдержана пауза, чтобы все калибруемые датчики снова вернулись на исходное состояние, что было до первой калибровки. Это все очень важно в стадии определения точности калибровки.

Как указывалось выше, датчики DS18B20 могут работать и при 100-°C.

Ход работы: в первую очередь в термос была налита водопроводная вода. Далее в термос поместили все 24 калибруемых датчика. Включили программу Terminal и проверили прием сигнала от датчиков. Далее был включен нагреватель и вода нагревалась. После того как вода достигла точки кипения были зарегистрированы данные с датчиков. Весь процесс от начала до конца регистрировался каждую секунду, но данные были взяты только после достижения точки кипения. Все полученные данные были обработаны.

Любой эксперимент имеет погрешность. В нашем случае это не исключение.

Для определения поправочных коэффициентов калибровки изначально нужно определить среднее значение всех датчиков температур (DS). Среднее значение определялось по следующей формуле:

$$T_{\text{ср. зн}} = \frac{T_1 + T_2 + \dots + T_{300}}{300} . \quad (1)$$

Полученные данные приведены в таблице 1.

Таблица 1. Калибровочные данные всех датчиков на 0 и 100 градусов

№ датчика	Среднее значение на 0°C	Среднее значение на 100°C	№ датчика	Среднее значение на 0°C	Среднее значение на 100°C	№ датчика	Среднее значение на 0°C	Среднее значение на 100°C
DS1	-0,475	100,163	DS9	0,694	100,093	DS17	0,160	100,414
DS2	-0,480	100,061	DS10	0,075	100,215	DS18	0,033	100,034
DS3	-0,304	100,067	DS11	0,131	100,131	DS19	0,186	100,205
DS4	-0,163	100,069	DS12	-0,089	100,123	DS20	0,414	100,042
DS5	-0,046	100,141	DS13	0,215	100,592	DS21	0,034	100,493
DS6	-0,067	100,284	DS14	-0,131	100,160	DS22	-0,205	100,475
DS7	-0,069	100,075	DS15	0,066	100,033	DS23	-0,040	100,480
DS8	-0,141	100,131	DS16	0,592	100,186	DS24	-0,493	100,304

Вторым действием определяем разницу между показаниями таяния льда и кипяченной воды. Определяется оно следующей формулой:

$$\Delta = T_{\text{ср.зн.100градус}} - T_{\text{ср.зн.0градус}} \quad (2)$$

Здесь Δ – разница температур.

Разница температур определяется для каждого 24 датчика отдельно.

Далее можно определить коэффициент поправки показаний датчиков температур следующим образом:

$$k = \frac{\Delta}{100}, \quad (3)$$

где 100 – это разница температур кипяченой воды (100°C) и таяния льда (0°C).

Полученные данные приведены в таблице 2.

Таблица 2. Поправочный коэффициент датчиков температуры

№ датчика	Поправочный коэффициент, k	№ датчика	Поправочный коэффициент, k	№ датчика	Поправочный коэффициент, k
DS1	0,997	DS9	0,994	DS17	1,003
DS2	0,996	DS10	1,001	DS18	1,000
DS3	0,998	DS11	1,000	DS19	1,000
DS4	0,999	DS12	1,000	DS20	0,996
DS5	1,001	DS13	1,004	DS21	1,005
DS6	1,002	DS14	1,000	DS22	1,003
DS7	1,000	DS15	1,000	DS23	1,004
DS8	1,000	DS16	0,996	DS24	0,998

Поправочные коэффициенты датчиков температуры приведенные в таблице 2 будут корректироваться при проведении экспериментальных работ.

Заключение

Преимуществом проведения одновременной калибровки всех датчиков следующие: проверка всей системы в работе, температура в термосе и снаружи для всех датчиков одна, т.е. не будет погрешности при установке каждой. Таким образом, каждый канал несет в себе и порядок расположения датчиков, и температурную поправку каждого из датчиков. Точность измерения температуры повышается по сравнению с декларированной и совпадает с практической разрешающей способностью датчиков.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абзалов, А. В. Идентификация предаварийных ситуаций на аммиачной холодильной установке на основе экспертной информации: автореф. дис., к.т.н: Системный анализ, управление и обработка информации (по отраслям). – Астрахань, 2008. – 140 с.

2. Абзалов, А. В. Методика анализа предаварийных ситуаций на технологических объектах управления / А. В. Абзалов, Р. Р. Жедунов // Прикаспийский журнал: управление и высокие температуры. – 2013. – №4 (24). – 2013. Управление в технических системах.
3. Нургалиев Д.Н., Ермоленко М.В., Степанова О.А., Сатыбалдинова А.Е. Тоңазытқыштың ақау жағдайында жұмыс істеу принципі / Д. Н. Нургалиев, М. В. Ермоленко, О. А. Степанова, А. Е. Сатыбалдинова // Вестник НЯЦ РК. – Курчатов. – 2023. – №1 (93). – С. 48–55.
4. Экспериментальная методика определения магнитных полей в вакуумной камере токамака КТМ на основе датчиков Холла / Б. Ж. Чектыбаев, Г. В. Шаповалов, Е. К. Маулимбердин // Вестник НЯЦ РК. – 2011. – №3. – С 58–63.

УДК 664.944

DRYING OF FOOD PRODUCTS OF PLANT AND ANIMAL ORIGIN DURING REFRIGERATION PROCESSING

*Ovsyannikov V.Yu., Doct. Tech. Sc., associate professor, Kovaleva P.E.
Voronezh State University of Engineering Technologies, Russia, 394036, Voronezh, Revolution Ave., 19
E-mail: ows2003@mail.ru, polinakovaleva209@gmail.com*

Abstract

The main factors that have the greatest influence on the amount of moisture loss due to drying of refrigerated products of plant and animal origin are analyzed. Data were obtained regarding the loss of moisture in pork, fruit and berry raw materials under various refrigeration conditions. It has been shown that, with a small degree of error, the assessment of the shrinkage of food products can be carried out using a simplified method, using the values of the initial and final temperatures while maintaining a constant value of heat inflow in the refrigeration chamber.

Keywords: refrigerated storage, drying.

УСУШКА ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ РАСТИТЕЛЬНОГО И ЖИВОТНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ ПРИ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКЕ

*Овсянников В.Ю., доктор технических наук, доцент, Ковалева П.Е.
Воронежский государственный университет инженерных технологий,
Россия, 394036, Воронеж, пр-т Революции, 19
E-mail: ows2003@mail.ru, polinakovaleva209@gmail.com*

Аннотация

Проанализированы основные факторы, оказывающие наибольшее влияние на величину потери влаги из-за усушки охлаждаемых продуктов растительного и животного происхождения. Получены данные, касающиеся потери влаги свинины, плодового и ягодного сырья при различных режимах холодильной обработки. Показано, что с незначительной долей погрешности оценку усушки пищевых продуктов можно проводить по упрощенной методике, используя величины начальной и конечной температур при соблюдении постоянства величины теплопритоков в холодильной камере.

Ключевые слова: холодильное хранение, усушка.

Введение

Основополагающая задача холодильного хранения пищевых продуктов состоит именно в том, чтобы замедлить происходящие в них изменения (восстановление, окисление), направленные на ухудшение качества, что требует воздействия помимо постоянства температуры ряда сопутствующих факторов. Обезвоживание пищевых продуктов, или, так называемая усушка, сопровождается испарением воды или уменьшением количества льда на поверхности, которое, как правило, пропорционально количеству тепла, поглощаемого или выделяемого продуктом. Количество влаги, поглощаемой воздухом, зависит от его температуры и влажности. При понижении температуры абсолютная влажность насыщения и количество влаги, переносимой на единицу объема воздуха, уменьшаются.

Если хранимый продукт не имеет внутренних источников тепла, то соответствующего

температурного режима хранения можно уже добиться при абсолютной теплоизоляции. Однако на практике, естественно, обеспечить абсолютную теплоизоляцию хранимого продукта крайне сложно, вследствие изменений температуры окружающей среды и соответствующего взаимодействия с ней самого продукта, теряющего из-за этого часть своей влаги. В случаях холодильного хранения температура и скорость движения воздуха назначаются исходя из требований минимизации продолжительности охлаждения и потери продуктом влаги. Поскольку величина относительной влажности незначительно влияет на режимные параметры холодильной обработки, то ее величиной, как правило, можно пренебречь.

Условия холодильного хранения характеризуются тремя параметрами микроклимата, которые должны обеспечивать контроль качества продукции. К ним относятся температура, относительная влажность и скорость движения воздуха. В помещениях специального хранения эти характеристики дополняются параметрами, отражающими особенности обработки воздуха (например, процесс уничтожения бактерий, регулирование состава газовой среды и т.д.) [1]. Температура хранения охлажденных упакованных продуктов обычно составляет от +2 до -2 °С. При хранении при такой температуре продолжается развитие микрофлоры и ферментативные процессы. Поэтому многие охлажденные продукты рекомендуется хранить без упаковки в условиях воздуха, который не наполняется и не перемещается, поскольку наличие застойных зон с повышенной влажностью считается недопустимым [2].

При хранении замороженных продуктов температура поддерживается гораздо ниже, чем при холодильном хранении. В этом случае негативная деятельность микрофлоры практически прекращается, а ферментативные процессы, например, в замороженном мясе, птице или рыбе сильно тормозятся.

Выбор температуры хранения зависит также от срока сохранности продукта. Рекомендации Международного института холода указывают, что температура -12°С является допустимой, а температура -19°С или ниже уже рекомендуемой. Хотя, при замораживании жиросодержащих продуктов некоторые авторы рекомендуют поддерживать температуру не ниже -30°С [3].

Также важнейшим фактором остаются затраты, связанные с созданием и поддержанием низких температур охлаждающего воздуха при хранении. Известно, что понижение температуры кипения холодильного агента на 1°С увеличивает в среднем расход энергии на единицу холода на 3,5...4,0 % [4].

При выполнении технико-экономических расчетов с целью оптимизации температурного режима зачастую требуется оперировать аналитическими зависимостями, адекватно описывающими относительную величину потери массы продукта при понижении температуры в холодильных камерах.

Объекты и методы исследования

Описание влияния различных параметров на усушку пищевых продуктов достаточно сложны для инженерных расчетов [2, 3]. Для оценки влияния температуры на величину усушки пищевых продуктов целесообразно пользоваться обобщенным расчетным уравнением вида:

$$W = \frac{Q}{6385 - 1,21 \cdot t^3 - 335 \cdot t}, \quad (1)$$

где W – усушка продукта за полный цикл холодильной обработки или за соответствующий период хранения, кг; Q – приток теплоты к воздуху холодильной камеры, кДж; t – температура воздуха в камере, °С.

Из формулы (1) следует, что при постоянной величине теплопритока влияние температуры на величину потери влаги в продукте можно определить при помощи уравнения:

$$\delta = \frac{6385 - 1,21 \cdot t_2^3 - 335 \cdot t_2}{6385 - 1,21 \cdot t_1^3 - 335 \cdot t_1}, \quad (2)$$

где δ – относительное снижение усушки продукта, показывающее во сколько раз она уменьшится при постоянном теплопритоке и снижении температуры воздуха от t_1 до t_2 .

Охлаждение и замораживание мясного сырья осуществляли в холодильных и морозильных камерах однофазной обработки. Охлаждение плодового сырья проводили в герметичном резервуаре, расположенном в холодильной камере КХН-2-6М, установленной в лаборатории кафедры машин и аппаратов пищевых производств Воронежского государственного университета инженерных технологий.

Перед началом опытов исследуемые продукты подвергали термостатированию. Конечную среднеобъемную температуру продукта и температуру охлаждающего воздуха определяли при помощи хромель-копелевых термопар, подключенных ко вторичному показывающему прибору ТРМ138 фирмы «Овен». Потери влаги определяли с точностью до 0,05 грамм на аналитических

весах. После холодильной обработки продукт взвешивали в холодильной камере (во избежание отпотевания).

Результаты и их обсуждение

В таблице 1 представлены данные, полученные при хранении замороженной свинины в холодильных камерах, оборудованных мокрыми (рассольными) воздухоохладителями, поверхностными охладителями, пристенными и потолочными батареями.

Таблица 1. Данные по холодильному хранению замороженной свинины

Тип охладителя	Потеря влаги, г/кДж при $t=-10^{\circ}\text{C}$	Потеря влаги, г/кДж при $t=-18^{\circ}\text{C}$	Измеренное относительное снижение усушки δ	Рассчитанное относительное снижение усушки δ
Мокрый (рассольный) воздухоохладитель	1,63	0,92	1,773	1,778
Поверхностный воздухоохладитель	1,47	0,84	1,751	1,776
Потолочная пучковая батарея	1,25	0,71	1,764	1,779
Потолочная ребристая батарея	1,34	0,75	1,779	1,778
Пристенная однорядная батарея	1,13	0,63	1,801	1,779
Потолочная однорядная батарея	1,09	0,59	1,856	1,777

В таблице 2 представлены данные, полученные при однофазном охлаждении и замораживании мяса свинины.

Таблица 2. Данные по однофазному охлаждению и замораживанию мяса свинины

Начальная температура мяса, $^{\circ}\text{C}$	Конечная температура мяса, $^{\circ}\text{C}$	Температура в холодильной камере, $^{\circ}\text{C}$	Потеря влаги, кг/(т·кДж)	Измеренное относительное снижение усушки, δ	Рассчитанное относительное снижение усушки δ
37,0	4,0	-0,5	0,161	1,01	1,00
37,0	4,0	-4,5	0,138	1,15	1,22
30,0	-17,5	-17,4	0,055	2,95	2,73
30,0	-17,6	-18,5	0,046	3,57	3,05

В таблице 3 представлены данные по охлаждению картофеля, моркови и замораживанию вишни.

Обобщение опытных данных по усушке продуктов, подвергающихся низкотемпературной обработке при различных температурах холодного воздуха реализуемо только при сопоставлении величин, относящихся только к одному и тому же количеству теплоты, отведенному от продукта. Поэтому при обработке опытных данных определяли удельную усушку продукта в килограммах на 1 т и 1 кДж отведенного тепла.

Таблица 3. Данные по охлаждению картофеля (первые четыре строки), моркови (пятая строка) и замораживанию вишни (шестая строка)

Начальная температура продукта, $^{\circ}$	Конечная температура продукта, $^{\circ}\text{C}$	Температура в холодильной камере, $^{\circ}\text{C}$	Потеря влаги, кг/(т·кДж)	Измеренное относительное снижение усушки, δ	Рассчитанное относительное снижение усушки δ
18,8	4,0	3,0	0,192	1,01	1,02
25,0	5,0	2,0	0,176	1,09	1,03
20,1	5,6	-12,6	0,092	2,12	1,17
20,1	5,3	-25,1	0,033	5,83	5,69
20,2	1,9	0	0,148	1,29	1,09
24,8	-14,1	-18	0,055	3,62	3,27

Теплоемкость охлаждаемых продуктов определяли расчетным путем, учитывая содержание сухих растворимых веществ. При отрицательной температуре охлаждающего воздуха в холодильной камере процесс понижения температуры заканчивали после достижения температуры в точке объекта со стороны подаваемого потока воздуха на $0,5 \dots 0,7^{\circ}\text{C}$ выше криоскопической температуры продукта.

Заключение

Резюмируя, следует отметить, что оценку величины усушки пищевых продуктов в рамках проведения инженерных расчетов при оценке ожидаемой технологической эффективности низкотемпературной холодильной обработки и хранения пищевых продуктов можно проводить по упрощенной методике, включающей величины начальной и конечной температур при соблюдении постоянства величины теплопритоков в камерном оборудовании. Обработка холодом и хранение пищевых продуктов при низкой температуре охлаждающего воздуха позволяет значительно сократить потери их от усушки [4–6].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Овсянников, В. Ю. и др. Анализ влияния физических и химических методов обработки мяса и мясных продуктов на бактериологические показатели и сроки их хранения / В. Ю. Овсянников, М. А. Лобачева, Н. А. Стукало, И. А. Короткий, Е. В. Короткая // Сборник материалов II Национальной (Всероссийской) конференции ученых в рамках III международного симпозиума «Инновации в пищевой биотехнологии» «Актуальные направления научных исследований: технологии, качество и безопасность». – Кемерово, 2021. – С. 166–168.
2. Овсянников, В. Ю. и др. Изучение замораживания и хранения готовых мясных блюд / В. Ю. Овсянников, Ш. Я. Шабанов // Сборник тезисов IV национальной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Холодильная техника и биотехнологии». – Кемерово, 2023. – С. 48–50.
3. Панченко, С. Л., Яценко, С. М. Исследование процесса замораживания вторичного сырья предприятий пищевой промышленности // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2021. – № 2. – С. 176–185. – DOI: <https://doi.org/10.36107/spfp.2021.217>.
4. Овсянников, В. Ю. и др. Влияние условий работы теплообменной аппаратуры холодильных установок на оптимальную толщину теплоизоляции // В. Ю. Овсянников, А. И. Ключников, Д. В. Ключникова // Сборник научных статей и докладов X Международной научно-технической конференции «Новое в технологии и технике функциональных продуктов питания на основе медико-биологических воззрений». – Воронеж, 2022. – С. 413–416.
5. Гусак, А. В. и др. Усушка при замораживании многослойных полуфабрикатов / А. В. Гусак, А. А. Краснова, В. И. Филиппов // Новые технологии / New technologies. – 2017. – № 3. – С. 32–37.
6. Эрлихман, В. Н., Фатыхов, Ю. А. Учет активности воды в расчетах скорости усушки пищевого продукта // Вестник ВГУИТ. – 2018. – Т. 80. – № 3. – С. 18–21. – DOI: <https://doi.org/10.20914/2310-1202-2018-3-18-21>.

УДК 621.565:662.992

PROSPECTS FOR APPLYING HEAT RECOVERY FOR HEATING WATER IN AN INDUSTRIAL REFRIGERATION SYSTEM

*Potapov V.O., Doctor of Science, Professor, Belyi D.V., PhD student
State Biotechnological University, Ukraine, 61002, Kharkiv, Alchevskikh, 44
E-mail: potapov@bigmir.net, jimmykraun@ukr.net*

Abstract

The design and operating principle of a heat recovery system as part of an industrial refrigeration system is shown. Additional refrigeration circuit elements are noted for integrating a recuperative heat exchanger into the circuit of a new or existing refrigeration system. Methods of using heat recovery for various economic needs of an enterprise are considered. The indicators of the obtained hot water temperatures in an industrial heat recovery system are analyzed.

Keywords: heat recovery, heat recuperation, recuperative heat exchanger.

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛА ДЛЯ ПОДОГРЕВА ВОДЫ В СОСТАВЕ ПРОМЫШЛЕННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

*Потапов В.А., док. тех. наук, профессор, Белый Д.В., аспирант
Государственный биотехнологический университет, Украина, 61002, Харьков, ул. Алчевских, 44
E-mail: potapov@bigmir.net, jimmykraun@ukr.net*

Аннотация

Показана конструкция и принцип работы системы рекуперации тепла в составе промышленной холодильной системы. Отмечены дополнительные элементы холодильного контура для интеграции рекуперативного теплообменника в контур новой или действующей холодильной системы.

Рассмотрены способы применения утилизации тепла для различных хозяйственных нужд предприятия. Проанализированы показатели получаемых температур горячей воды в промышленной системе рекуперации тепла.

Ключевые слова: рекуперация тепла, утилизация тепла, рекуперативный теплообменник.

Introduction

Many food and retail businesses are looking for ways to reduce costs and incorporate more sustainable refrigeration practices into their operations. Incorporating heat recovery into cooling plant systems, which can help save resources such as water and electricity. And the main place where heat recovery can be used is in an industrial refrigeration system. Typically, the refrigeration system is a self-contained system, separate from the water supply. Each of these two systems has its own design. But with a little planning, these usually separate systems can be integrated in ways that save on energy costs. Using both refrigeration and utility systems for heat recovery can reduce energy consumption and associated costs. For example, any heat recovered from the systems can be used to heat water. While every system and equipment are different, for those systems that can do this, it not only reduces the energy typically used to heat water, but can also reduce water consumption when the system is not running.

Methodology

Before introducing heat recovery into an industrial refrigeration system, it is important to first broadly understand the various components of such a system, which includes the compressor, condenser and evaporator. The compressor takes refrigerant from a lower pressure area and compresses it to a higher pressure. This compression process requires energy. Compressing the refrigerant also significantly increases its temperature. The steam then turns from a superheated gas into a liquid. To do this, the heat added during the compression process must be removed. Heat from compression is removed through a condenser. The condenser liquid then enters some type of evaporator and is converted from a saturated liquid back to saturated vapor. The steam then returns to the compressor, where the entire cycle is repeated.

A refrigeration machine with an integrated recovery system is based on the same principle of gas compression and expansion with a slight change in the thermodynamic cycle: a heat exchanger (refrigerant-water) is installed in front of the condenser at the outlet of the compressor of the gas injection line to heat the coolant during operation of the refrigeration system. The diverter valve will direct the superheated refrigerant to the appropriate heat exchanger and provide the desired degree of recovery. The resulting heat can be stored for use when needed for domestic purposes. On average, the amount of heat removed will be about 30% of the cooling capacity.

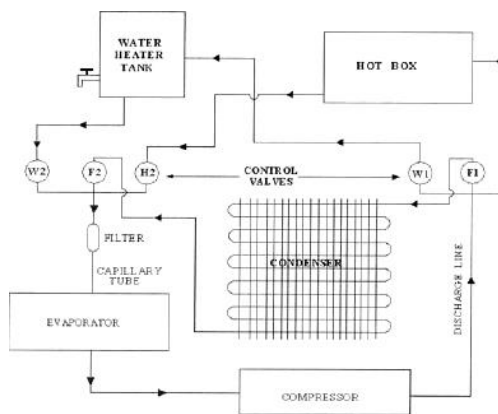


Figure 1. Scheme of a refrigeration unit with heat recovery

Figure 1 shows a refrigeration unit with heat recovery for heating water. For manufacturing plants that want to utilize the heat from a basic reciprocating compressor refrigeration system for the previously mentioned purposes, there are several ways to design an industrial heat recovery refrigeration system that will require additional equipment. For new systems, determining the system's hot water needs and the possibility of using waste heat in the hot water system. In both new and existing systems, the system must be designed to accommodate this expansion. For example, some kind of water supply system will be required, as well as a storage tank and a pump to supply the water. The water will then need to be pumped to the heat source and returned to the hot water storage tank [1].

The existing refrigeration system may need to be retrofitted to recover this heat. It may be necessary to replace pipelines, new automatic refrigeration circuit elements, or change the type of condenser and heat exchangers. This may be more challenging than with a new system, but the effort will be worth it if the site has extremely high energy costs. Through heat recovery, water temperatures of up to 60 °C can be achieved, saving between 30% and 70% of water heating costs, depending on the amount of heat available. The water temperature can be further increased using an immersion heater or a conventional boiler system.

Recovered heat can reduce a facility's overall energy consumption while reducing overall operating costs. For example, in the food and beverage industry, heat can be recovered from various sources: refrigeration systems and compressors, pasteurization, burner exhaust, etc. Thus, by installing a recuperator in the form of a heat exchanger, most of the excess thermal energy can be converted into hot water, which can be used for such purposes as: heating sanitary hot water and space heating. Recovered heat can also be used to heat water for processes or ventilation, defrost deep-frozen goods, and preheat cleaning fluids and products.

Results and discussion

Danfoss has developed and implemented an industrial heat recovery system for heating water. The system consists of one or more heat exchangers connected in parallel and a hydraulic module (Figure 2).

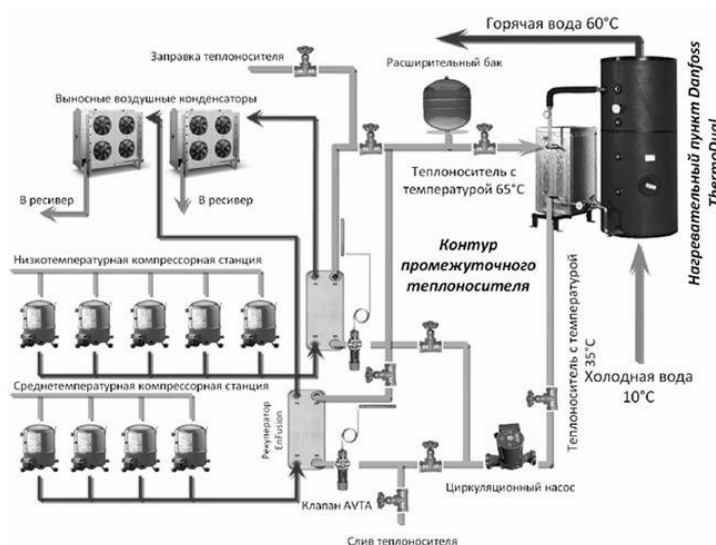


Figure 2. Industrial heat recovery system for water heating

The hydraulic module as part of the recovery system includes the following main elements: welded plate heat exchanger, circulation pump, thermostatic valve, electric valve, shut-off valves, storage and expansion tank, safety valve and thermometer.

Installation of a plate heat exchanger on the hot gaseous refrigerant injection line heats the coolant with a temperature in the range of +35...+65 °C for the domestic needs of the enterprise. The circulation pump supplies water to the heat exchanger and storage tank. The thermostatic valve is designed to regulate the flow of heated water. An electric valve, in the presence of several heat exchangers, allows you to redistribute or stop the water supply, directing it bypassing the heat exchanger. An expansion tank is installed to maintain the pressure necessary for coolant circulation. The safety valve protects the system from excess system pressure [2].

Conclusion

The peculiarity of the shown heat recovery system, designed and implemented for two different refrigeration systems, is the parallel removal of heat from low-temperature and medium-temperature refrigeration stations. This technical solution allows you to increase the temperature and volume of heated water.

Recovered heat can reduce a facility's overall energy consumption while reducing overall operating costs. For example, in the food and beverage industry, heat can be recovered from various sources: refrigeration systems and compressors, pasteurization, burner exhaust, etc. Thus, by installing a recuperator in the form of a heat exchanger, most of the excess thermal energy can be converted into hot water, which can be used for such purposes as: heating sanitary hot water and space heating. Recovered heat can also be used to heat water for processes or ventilation, defrost deep-frozen goods, and preheat cleaning fluids and products.

Введение

Многие предприятия пищевой промышленности и ритейла ищут способы сократить расходы и внедрить более устойчивые способы холодильной обработки продукции в свою деятельность. Включение рекуперации тепла в системы охлаждающих установок может помочь сэкономить такие ресурсы, как вода и электроэнергия. И главное место, где можно использовать рекуперацию тепла — это промышленная холодильная система. Обычно холодильная система представляет собой автономную систему, отдельную от системы водоснабжения. Каждая из этих двух систем имеет свою собственную конструкцию. Но при небольшом планировании эти системы можно интегрировать таким образом, чтобы сэкономить затраты на электроэнергию. Использование как холодильных, так и коммунальных систем для рекуперации тепла может снизить потребление энергии и связанные с этим затраты. Например, любое тепло, рекуперированное из систем, можно использовать для нагрева воды. Хотя каждая система и оборудование различны, но для тех систем, с помощью которых это можно реализовать, это позволяет не только уменьшить энергию, которая обычно используется для нагрева воды, но также может снизить потребление воды, когда система не работает.

Объекты и методы исследования

Прежде чем внедрить рекуперацию тепла в состав промышленной холодильной системы, важно сначала в общих чертах понять различные компоненты такой системы, которая включает в себя компрессор, конденсатор и испаритель. Компрессор забирает хладагент из зоны более низкого давления и сжимает его до более высокого давления. Этот процесс сжатия требует энергии. Сжатие хладагента также значительно повышает его температуру. После этого пар превращается из перегретого газа в жидкость. Для этого необходимо удалить тепло, добавленное в процессе сжатия. Отвод тепла от сжатия осуществляется через конденсатор. Затем жидкость из конденсатора поступает в испаритель определенного типа и превращается из насыщенной жидкости обратно в насыщенный пар. Затем пар возвращается в компрессор, где весь цикл повторяется.

Холодильная машина с интегрированной системой рекуперации основана на том же принципе сжатия и расширения газа с небольшим изменением в термодинамическом цикле: перед конденсатором на выходе компрессора линии нагнетания газа устанавливается теплообменный аппарат (хладагент-вода) для подогрева теплоносителя в процессе работы холодильной системы. Отводной клапан направит перегретый хладагент в соответствующий теплообменник и обеспечит нужную степень рекуперации. Полученное тепло можно сохранить для использования при необходимости в бытовых нуждах. В среднем количество отведенного тепла составит около 30% охлаждающей способности.

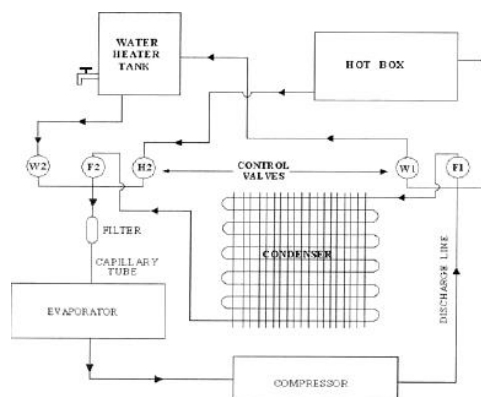


Рисунок 1. Схема холодильной установки с рекуперацией тепла

На рисунке 1 представлена холодильная установка с рекуперацией тепла для подогрева воды. Для производственных предприятий, которые хотят использовать тепло базовой холодильной системы с поршневым компрессором для ранее упомянутых целей, существует несколько способов спроектировать промышленную холодильную систему с рекуперацией тепла, потребуется дополнительное оборудование. Для новых систем определив потребность системы в горячей воде и возможности использования отходящего тепла в системе горячего водоснабжения. Как в новых, так и в существующих системах система должна быть спроектирована с учетом такого расширения. Например, потребуется какая-то система водоснабжения, а также резервуар для хранения и насос для

подачи воды. Затем воду необходимо будет откачать к источнику тепла и вернуть в резервуар для хранения горячей воды [1, с. 350].

Существующей холодильной системе может потребоваться модернизация для рекуперации такого тепла. Может потребоваться замена трубопроводов, новые элементы автоматики холодильного контура или изменение типа конденсатора и теплообменников. Это может оказаться более сложной задачей, чем применительно к новой системе, но затраченные усилия оправдаются, если на объекте эксплуатации чрезвычайно высокие затраты на электроэнергию. За счет рекуперации тепла можно достичь температуры воды до 60°C, что позволяет сэкономить от 30% до 70% затрат на нагрев воды, в зависимости от количества доступного тепла. Температура воды может дополнительно повышаться с помощью погружного нагревателя или обычной бойлерной системы.

Результаты и их обсуждение

Компанией Danfoss разработана и внедрена промышленная система рекуперации тепла для подогрева воды. Система состоит из одного или нескольких теплообменников, подключаемых параллельно, и гидромодуля (рисунок 2).

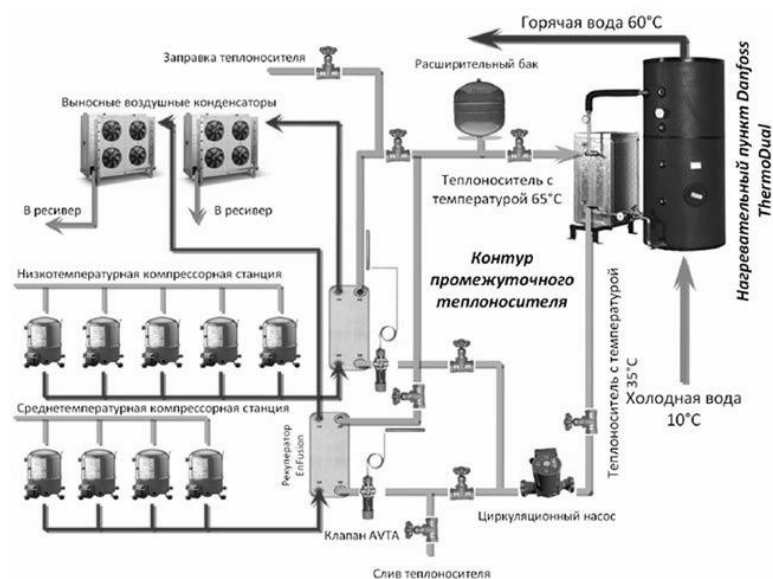


Рисунок 2. Промышленная система рекуперации тепла для подогрева воды

Гидромодуль в составе системы рекуперации включает в себя следующие основные элементы: сварной пластинчатый теплообменник, циркуляционный насос, термостатический клапан, электроприводной вентиль, запорную арматуру, накопительный и расширительный бак, предохранительный клапан и термометр.

Установка пластинчатого теплообменника на линии нагнетания горячего газообразного хладагента, производит нагрев теплоносителя с температурой в диапазоне +35...+65 °C для бытовых нужд предприятия. Циркуляционный насос осуществляет подачу воды в теплообменник и накопительный бак. Термостатический клапан предназначен для регулирования расхода нагреваемой воды. Электроприводной вентиль, при наличии нескольких теплообменных аппаратов, позволяет перераспределить или прекратить подачу воды, направив ее в обход теплообменника. Расширительный бак устанавливается для поддержания давления необходимого для циркуляции теплоносителя. Предохранительный клапан защищает систему от избыточного давления в системе [2, с. 1].

Заключение

Особенность показанной системы рекуперации тепла, спроектированной и внедренной для двух разных холодильных систем, заключается в параллельном съеме тепла с низкотемпературной и среднетемпературной холодильной станций. Такое техническое решение позволяет повысить температуру и объем нагреваемой воды.

Рекуперированное тепло может снизить общее потребление энергии на объекте, одновременно снижая общие эксплуатационные расходы. Например, в пищевой промышленности и производстве напитков можно рекуперировать тепло из различных источников: систем охлаждения и компрессоров, пастеризации, выхлопных газов горелок и т. д. Таким образом, установив рекуператор в виде теплообменного аппарата, большую часть избыточной тепловой энергии можно превратить в горя-

чую воду, которую можно использовать таких целей как: нагрев санитарной горячей воды и отопления помещений. Утилизированное тепло также можно использовать для нагрева воды для технологических процессов или вентиляции, оттаивания товаров глубокой заморозки, предварительный нагрев чистящих жидкостей и продуктов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Jadhav, P. J. Heat recovery from refrigerator using water heater and hot box / P. J. Jadhav, N. D. Sapkal, M. Kale // International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). – 2014. – Vol. 3. – Issue 5. – P. 349–358.
2. Система рекуперации тепла Danfoss [Электронный ресурс] / Stepteplo. – 2018. – Режим доступа: <https://stepteplo.wordpress.com/2018/10/31/sistema-rekuperacii-tepla-danfoss/>.

УДК 62-932.2:62-973

ANALYTICAL MODELING OF THE PROCESS COOLING OF THE LNG TANK

Rodkin I.E., Ph.D. student

Sulin A.B., D.Sc. in engineering, professor

ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky pr., 49, lit. A

E-mail: rod-yakov.grp@mail.ru, absulin@itmo.ru

Abstract

In order to minimize energy losses during the preparation of the cryogenic tank for filling, it is proposed to optimize the process of LNG cooling. By solving the differential equation of thermal conductivity for a one-dimensional problem using the finite element method, it was found that reducing the temperature pressure and increasing the time of the process will potentially reduce energy consumption during the process.

Keywords: cooling, finite difference method, energy efficiency.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАХОЛАЖИВАНИЯ РЕЗЕРВУАРА СПГ

Родькин Я.Э., аспирант, Сулин А.Б., докт. тех. наук, ординарный профессор

Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., д. 49, лит. А

E-mail: rod-yakov.grp@mail.ru, absulin@itmo.ru

Abstract

В целях минимизации потерь энергии при осуществлении подготовки криогенной емкости к наполнению предлагается оптимизировать процесс захлаживания СПГ. Путем решения дифференциального уравнения теплопроводности для одномерной задачи с использованием метода конечных элементов установлено, что снижение температурного напора и увеличение времени осуществления процесса потенциально позволят снизить энергозатраты при осуществлении процесса.

Ключевые слова: захлаживание, метод конечных разностей, энергоэффективность.

Введение

Существующая методика подготовительных работ, предшествующих заполнению криогенного резервуара СПГ, подразумевает пошаговое осуществление процессов – инертизации (вытеснения воздушной среды инертным газом (азотом)), замещения азота метаном, захлаживания.

Инертизация и замещение азота метаном проводятся при температуре окружающей среды, а затем выполняется равномерное захлаживание со скоростью 8–10 К/ч с постепенным замедлением скорости охлаждения до 3–5 К/ч при приближении к 143 К. Эксплуатационный опыт показывает, что затраты СПГ на захлаживания составляют порядка 20–30 % от объема хранилища [1].

В связи с тем, что от момента окончания производства до момента отгрузки криогенных емкостей проходит количество времени, появляется возможность выполнять предварительное захлаживание теплового ограждения в достаточно продолжительный период [2], что в разрезе сроков строительства составляет незначительный отрезок и не оказывает веского влияния на общий период строительства.

Объекты и методы исследования

В рамках исследования предлагается осуществлять ступенчатое конвективное охлаждение конструкции (рисунок 1), начиная с этапа инертизации, что позволит нивелировать величину температурного градиента внутри многослойной стенки хранилища и в перспективе повысить энергоэффективность процесса [3].

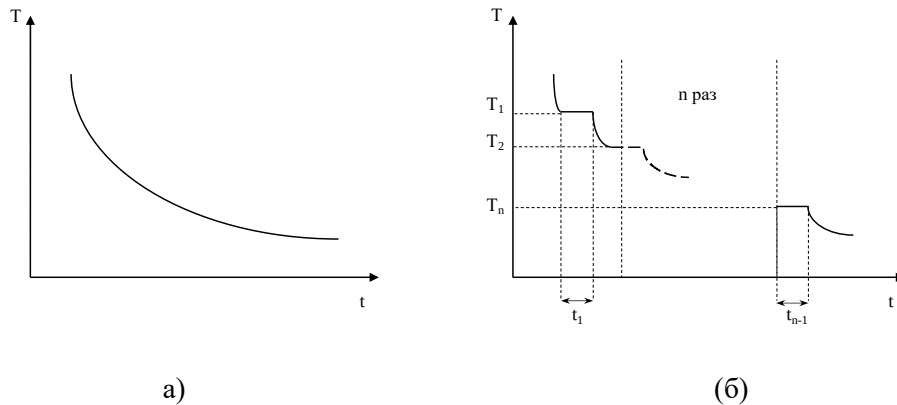


Рисунок 1. Режимы захлаживания криогенного хранилища: а – стандартный; б – предлагаемый

Предлагаемый способ охлаждения многослойной стенки криогенного хранилища СПГ позволит отвести значительное количество аккумулированной теплоты на достаточно высоком температурном уровне [4], что позволит снизить затраты энергии на захлаживание. В данном случае длительность процедуры позволяет достичь равномерного распределения температурного градиента в металле и изоляционном материале [5].

Поиск оптимальных температурных уровней ($T_1, T_2 \dots T_n$) и времени поддержания постоянного температурного поля ($t_1, t_2 \dots t_n$), скоростей охлаждения, а также определение методов их достижения является основополагающим в совершенствовании технологических процессов.

В рамках изучения и совершенствования процесса подготовки криогенного резервуара к накоплению и хранению ввиду сложности постановки физического эксперимента используются аналитические модели, в основе которых лежит решение нестационарной задачи теплопроводности с применением метода конечных элементов.

Дискретизация процесса по толщине (i) и времени (j) позволяет определить значение температуры $t_{i,j}$ в узлах сетки в определенный момент времени в любом слое конструкции.

$$t_{i,j} = t_{i,j-1} + a\Delta\tau \left(\frac{t_{i+1,j-1} - 2t_{i,j-1} + t_{i-1,j-1}}{2\Delta x^2} \right) \quad (1)$$

где i и j – координаты узла по толщине и времени соответственно;

a – коэффициент температуропроводности слоя $\text{м}^2/\text{с}$;

$\Delta x, \Delta\tau$ – шаг сетки по толщине (м) и времени (с) соответственно, определенных согласно условиям:

$$\delta_i \leq \Delta x; \quad (2)$$

$$\Delta\tau \leq \min \left(\frac{\rho_i c_i \Delta x}{2\lambda_i} \right) \quad (3)$$

где ρ_i, c_i, λ_i – плотность ($\text{кг}/\text{м}^3$), удельная теплоемкость ($\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$) и коэффициент теплопроводности ($\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$) i -го слоя соответственно.

Для определения температуры на внешнем слое с учетом граничных условий III рода применяется следующее соотношение

$$t_{i+1,j} = t_{i+1,j-1} + \left[\alpha_n (t_n - t_{i+1,j-1}) - \frac{\lambda (t_{i+1,j-1} - t_{i,j-1})}{\Delta x} \right] \frac{\Delta\tau}{0,5c_i\rho_i\Delta x} \quad (4)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи от внешней стенки к окружающей среде ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$).

Результаты

Результаты расчетов по описанной методике приведены на рисунках 2, 3.

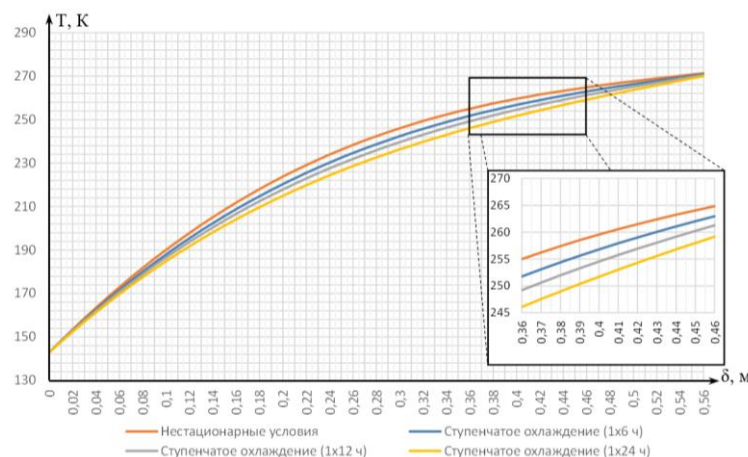


Рисунок 2. График распределения температур при стандартном и 1-ступенчатом охлаждении многослойной стенки

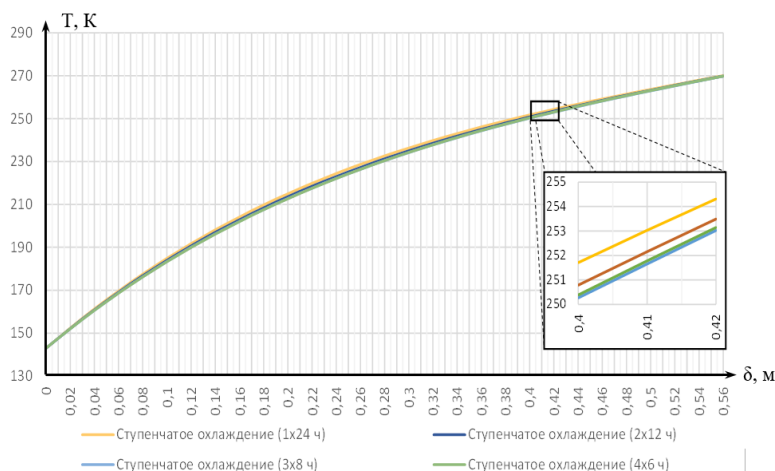


Рисунок 3. График распределения температур при 2-, 3- и 4-ступенчатом охлаждении

Установлено, что с увеличением длительности выдерживания многослойной стенки при постоянном температурном напоре распределение температур внутри конструкции происходит равномернее, что способствует отведению значительного количества аккумулированной теплоты на достаточно высоком температурном уровне и потенциальному снижению затрат энергии на захлаживание. В данном случае 24-часовое выдерживание позволяет снизить температуру на внешнем слое изоляции на 10 К.

Заключение

Таким образом, проведено аналитическое моделирование процесса захлаживания криогенного резервуара СПГ для изучения распределения температурного напора в многослойной стенке. Сделан вывод, что предложенная методика охлаждения конструкции резервуара способствует более равномерному распределению температур внутри стенки и потенциальному снижению энергозатрат при осуществлении процесса. На основании полученных результатов можно предположить, что снижение градиента температур будет способствовать уменьшению потерь СПГ в процессе дальнейшей эксплуатации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Shin, K. Dynamic modeling and predictive control of boil-off gas generation during LNG loading / Shin, Kyeong Wook, Sang Hwan Son, Jiyoung Moon, Yeonpyeong Jo, Joseph Sang-II Kwon and Sungwon Hwang // Comput. Chem. Eng. – 2022. – Vol. 160. – 107698. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2022.107698>.

2. Li, W. Numerical study on oil temperature field during long storage in large floating roof tank / W. Li, Q. Q. Shao, J. Liang // International journal of heat and mass transfer. – March 2019. – Vol. 130. – P. 175–186. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.024>.
3. Rodkin, Y. E. Increasing energy efficiency of LNG transportation and storage processes / Y. E. Rodkin, Alexander Sulin and Tatyana V. Ryabova // OIL AND GAS ENGINEERING (OGE-2022). – 2023. – Vol. 2784, Issue 1. – 030024. – DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0141930>.
4. Lu, J. Numerical prediction of temperature field for cargo containment system (CCS) of LNG carriers during pre-cooling operations / Jinshu Lu, Song Xu, Jiajia Deng, Wenfeng Wu, Haoxiao Wu and Zhenbo Yang // Journal of Natural Gas Science and Engineering. – 2016. – Vol. 29. – P. 382–391. <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2016.01.009>.
5. Ye, Ch. Comparative study of three insulation materials installed on type C independent tank for offshore LNG transportation / Chao Ye, Yan Lin and Fei Pei // Cryogenics. – 2022. – Vol. 126. – 103521. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2022.103521>.

УДК 621.51+621.56

A THEORETICAL STUDY OF THE EFFECT OF THE OPERATION OF A REFRIGERATING ROTARY-PLATE COMPRESSOR POWERED BY RC-318 FREON IN THE FIELD OF WET STEAM

*Chernov G.I., Candidate. of Technical Sciences, Docent,
Raikovskiy N.A., Candidate. of Technical Sciences, Docent
Evdokimov V.S., Senior Lecturer, Kalashnikov A.M., Senior Lecturer, Sadvakasov D.Kh., Assistant
Omsk State Technical University, Russia, 644050, Omsk, Mira Ave., 11
E-mail: gi_chernov2002@mail.ru, n_raykovskiy@mail.ru, omgtu_evdokimov@mail.ru
kalashnikov_omgtu@mail.ru, dkhsadvakasov@omgtu.ru*

Abstract

The paper presents a theoretical assessment of the operation of the RC-318 freon-powered rotary plate compressor in the field of wet steam and a comparison of its integral characteristics compared with R-600a. A mathematical model describing the working processes of a refrigeration compressor was built on the basis of three basic equations: the first law of thermodynamics; the Clapeyron-Clausius equation and the equations of state of a real gas. The results showed that the energy savings on the costs of compressor indicator operation due to the use of RC-318 freon compared to R600a will be almost 2 times and at the same time significantly reduce the discharge temperature. Also, due to partial condensation during adiabatic compression of RC-318, due to favorable thermophysical properties, it is possible to reduce the thermal load on the condenser when the same numerical values of the refrigeration coefficient are reached. Due to the liquid phase in the working cavity of the rotary-plate compressor, it is possible to achieve a reduction in friction and leakage, which will increase the efficiency of the compressor.

Keywords: mathematical model, rotary-plate refrigeration compressor, wet steam.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОГО РОТОРНО- ПЛАСТИНЧАТОГО КОМПРЕССОРА, РАБОТАЮЩЕГО НА ФРЕОНЕ RC-318 В ОБЛАСТИ ВЛАЖНОГО ПАРА

*Чернов Г.И., канд. тех. наук, доцент, Райковский Н. А., канд. тех. наук, доцент
Евдокимов В. С., ст. преподаватель, Калашников А. М., ст. пре, Садвакасов Д.Х., ассистент
Омский Государственный Технический Университет, Россия, 644050, Омск, ул. пр. Мира, 11
E-mail: gi_chernov2002@mail.ru, n_raykovskiy@mail.ru, omgtu_evdokimov@mail.ru,
kalashnikov_omgtu@mail.ru, dkhsadvakasov@omgtu.ru*

Аннотация

В работе представлена теоретическая оценка работы холодильного роторно-пластинчатого компрессора на фреоне RC-318 в области влажного пара и сравнение его интегральных характеристик по сравнению с R-600a. Математическая модель, описывающая рабочие процессы холодильного компрессора была построена на основе трех основных уравнений: первого закона термодинамики; уравнение Клапейрона-Клаузиуса и уравнения состояния реального газа. Результаты

показали, что экономия энергии на затраты индикаторной работы компрессора за счет использования фреона RC-318 по сравнению с R600a составит почти в 2 раза и при этом существенно снизить температуру нагнетания. Так же за счет частичной конденсации при адиабатном сжатии RC-318 за счет благоприятных теплофизических свойств можно сократить тепловую нагрузку на конденсатор при достижении одинаковых численных значений холодильного коэффициента. За счет жидкой фазы в рабочей полости роторно-пластинчатого компрессора можно добиться снижения трения и перетечек, что повысит эффективность компрессора.

Ключевые слова: математическая модель роторно-пластинчатого холодильного компрессора, влажный пар.

Введение

Повышением эффективности роторно-пластинчатого компрессора занимаются многие зарубежные и отечественные исследователи [1–4]. Это связано с его основными преимуществами, такими как, простота конструкция, уравновешенность, малые габаритные размеры, отсутствие клапанов и т.д. [1–4]. Однако их применение ограничено из-за больших потерь, связанных с трением и перетечками в рабочей камере.

Анализ научной литературы показал, что снижение потерь на трение и перетечек в роторно-пластинчатом компрессоре возможно за счет подачи жидкой фазы в рабочую камеру [5–6]. Все эти исследования требуют дополнительных разработок математических моделей, включающих теплообмен, что усложняет процесс теоретического численного расчета.

Анализ литературы [7–10], выявил работы посвященные разработке математических моделей сжатия и расширения влажного пара в машинах объемного принципа действия. В работе [7] проводится сравнительный анализ результатов расчета рабочего процесса поршневого компрессора, сжимающего влажный пар, выполненный с применением трех подходов математического моделирования: капельная модель (пар и жидкость в контрольном объеме имеют разные температуры); однородная модель (пар и жидкость в контрольном объеме имеют одинаковую температуру в любой момент времени) и ударная модель (жидкость в контрольном объеме имеет постоянную исходную температуру, а газ является насыщенным паром при влажном сжатии). В результате анализа авторы рекомендовали к применению однородную математическую модель, которая наиболее адекватна результатам экспериментальных исследований. Однако предложенная математическая модель численно определяла только значение температуры и давления в области влажного пара за счет уравнений первого закона термодинамики и уравнения состояния реального газа и не учитывала фазовые превращения в рабочей полости из-за высоких скоростей вращения.

Объекты и методы исследования

Система дифференциальных уравнений (СДУ), описывающих изменение температуры, давления и степени сухости в рабочей камере роторно-пластинчатого компрессора, работающего в области влажного пара, построена на основе трех уравнений: первого закона термодинамики для открытой системы, уравнения Клапейрона Клаузиуса и уравнения состояния реального газа [11].

На рисунке 1 представлена схема расчета рабочего процесса холодильного роторно-пластинчатого компрессора, работающего в области влажного пара.

В качестве термодинамической системы рассматривается сухой насыщенный пар. Подвод энергии к термодинамической системе происходит за счет вскипания жидкости $h'' \cdot dm''$ и отвода теплоты парообразования $r \cdot dm''$.

Математическая модель разработана при следующих упрощающих допущениях: в области влажного пара насыщенная жидкость и насыщенный пар находятся в равновесии; параметры состояния рабочего тела изменяются мгновенно и одновременно по всему объему рабочей камеры; теплофизические свойства рабочего тела остаются постоянными на всем протяжении процессов сжатия и расширения; параметры рабочего тела в рабочей полости остаются постоянными на всем протяжении процессов всасывания и нагнетания; отсутствует внешний теплообмен, в связи с быстроходностью машины; отсутствует гидравлическое трение, изменение кинетической энергии в протяжении всего рабочего процесса пренебрежимо мало; предполагается, что массообмен между ячейками определяется только торцевыми перетечками через зазоры, образованными поверхностями пластин и торцевых крышек.

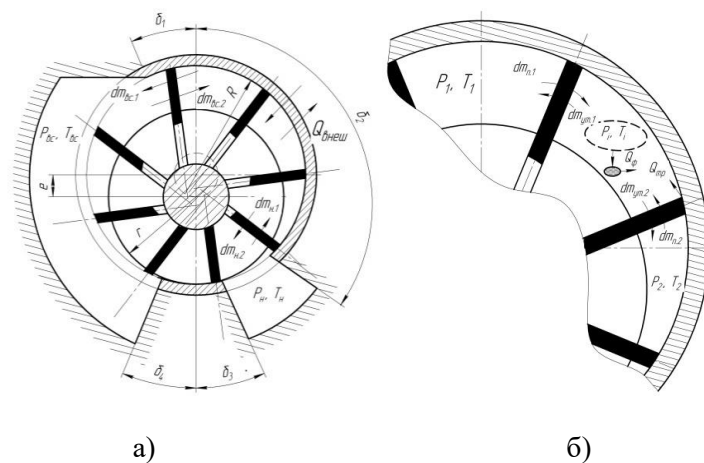


Рисунок 1. Схема расчета рабочего процесса РПК в области влажного пара: а – тепломассообмен между рабочим окном и окнами всасывания, и нагнетания; б – тепломассообмен между контрольным и смежными ячейками; $dm_{п,1}$ – элементарная масса сухого насыщенного пара в результате перетечки из опаздывающей ячейки в рабочую полость; $dm_{п,2}$ – элементарная масса сухого насыщенного пара в результате перетечки из опережающей ячейки в рабочую полость; $dm_{ут,1}$ – элементарная масса сухого насыщенного пара в результате утечки из опаздывающей ячейки в рабочую полость; $dm_{ут,2}$ – элементарная масса сухого насыщенного пара в результате утечки из опережающей ячейки в рабочую полость; $Q_{внеш}$ – теплообмен между окружающей средой и рабочим телом; $Q_{ф}$ – фазовый теплообмен, учитывающий процесс фазового перехода между насыщенным паром и насыщенной жидкостью; $Q_{тр}$ – количество теплоты, получаемая в результате трения пластин об корпус цилиндра; P_1 и T_1 – давление и температура в опаздывающей ячейке; P_2 и T_2 – давление и температура в опережающей ячейке; P_i и T_i – изменение давления и температуры в рабочей полости цилиндра соответственно; $P_{вс}$ и $T_{вс}$ – давление и температура в полости всасывания; P_n и T_n – давление и температура в полости нагнетания; $dm_{вс,1}$ – элементарная масса, поступающая из всасывающего окна в рабочую полость; $dm_{вс,2}$ – элементарная масса, выходящая из рабочей полости во всасывающее окно; $dm_{н,1}$ – элементарная масса, поступающая из нагнетающего окна в рабочую полость; $dm_{н,2}$ – элементарная масса, выходящая из рабочей полости в нагнетающее окно; δ_1 и δ_4 – угол верхней и нижней кромок выпускного окна соответственно; δ_2 и δ_3 – угол верхней и нижней кромок впускного окна соответственно; e – эксцентриситет; R – радиус внутренней стенки цилиндра; r – радиус ротора

Результаты и их обсуждение

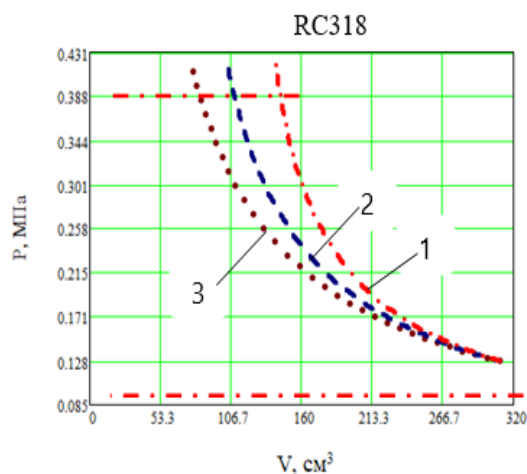
В качестве исходных данных были приняты следующие параметры: температура кипения холодильного цикла – 273К; температура конденсации цикла – 308 К; рабочее тело – RC318 и R600a (изобутан), частота вращения вала – 2000 об/мин; тип компрессора – роторно-пластинчатый; варьируемый параметр – начальная степень сухости

Геометрические параметры роторно-пластинчатого холодильного компрессора представлены в таблице 1.

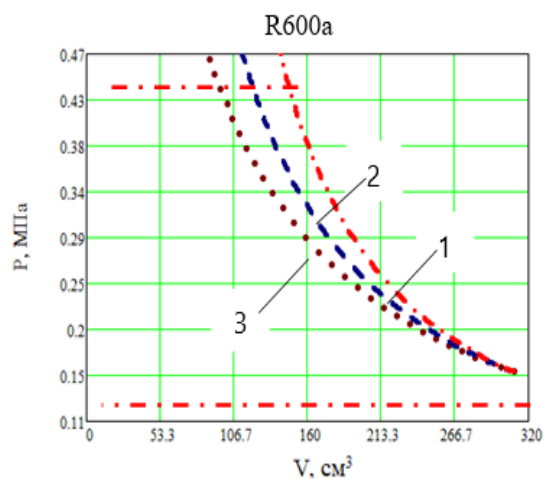
Таблица 1. Конструктивные параметры холодильного роторно-пластинчатого компрессора

Радиус цилиндра, м	0,1
Эксцентриситет, м	0,01
Длина ротора, м	0,2
Ширина пластины, м	0,004
Высота пластины, м	0,06
Плотность материала, кг/м ³	2000
Высота торцевого зазора, м	0,0002
Число ячеек	8

На рисунке 1 представлены результаты расчёта P-V диаграмм для хладагентов RC-318 и R600a (изобутан).



а)



б)

Рисунок 1. P-V диаграмма быстрогоходного роторно-пластинчатого холодильного компрессора, работающего в области влажного пара при различной начальной степени сухости: а – на фреоне RC318; б – на фреоне R600a; 1 – $x_0 = 0,8$; 2 – $x_0 = 0,9$; 3 – $x_0 = 1$.

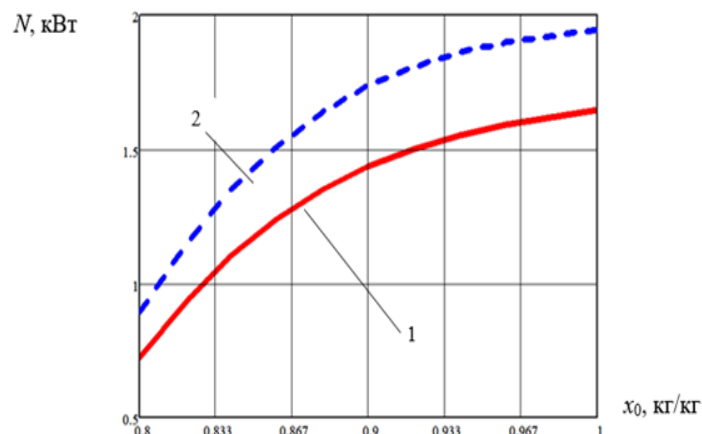


Рисунок 2. Зависимость работы сжатия компрессора ($L_{сж}$) от начальной степени сухости (x_0) для различных хладагентов: 1 – RC318; 2 – R600a

Как видно из представленных результатов (рисунки 1 и 2), с понижением начальной степени сухости с 1 до 0,8, мощность компрессора падает в 2 раза. Это говорит о том, что чем меньше содержания пара в рабочей полости компрессора, тем быстрее происходит повышение давления, что влечет за собой снижение затрачиваемой мощности на холодильный компрессор. Также при адиабатном сжатии в рабочей полости роторно-пластинчатого компрессора происходит частичная конденсация фреонов за счет теплофизических свойств и при одних и тех же термодинамических исходных данных и начальной степени сухости затрачиваемая мощность на компрессор при работе на RC-318 меньше по сравнению с R600a. Это связано с тем, что процесс конденсации фреона RC-318 при сжатии в холодильном роторно-пластинчатом компрессоре происходит интенсивнее по сравнению с фреоном R600a.

На рисунке 3 представлены зависимости изменения степени сухости от объема рабочей камеры.

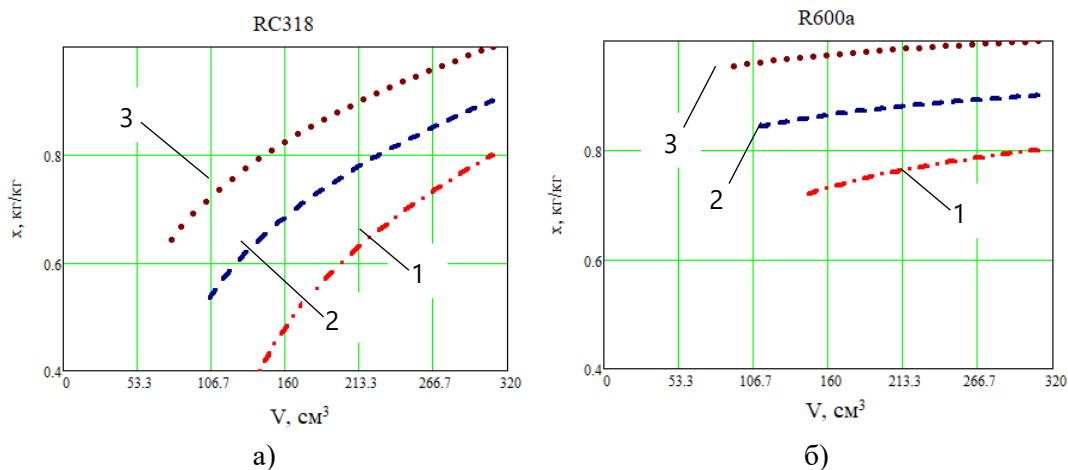


Рисунок 3. x - V диаграмма быстроходного роторно-пластинчатого холодильного компрессора, работающего в области влажного пара при различной начальной степени сухости: а – на фреоне RC318; б – на фреоне R600a; 1 – $x_0 = 0,8$; 2 – $x_0 = 0,9$; 3 – $x_0 = 1$.

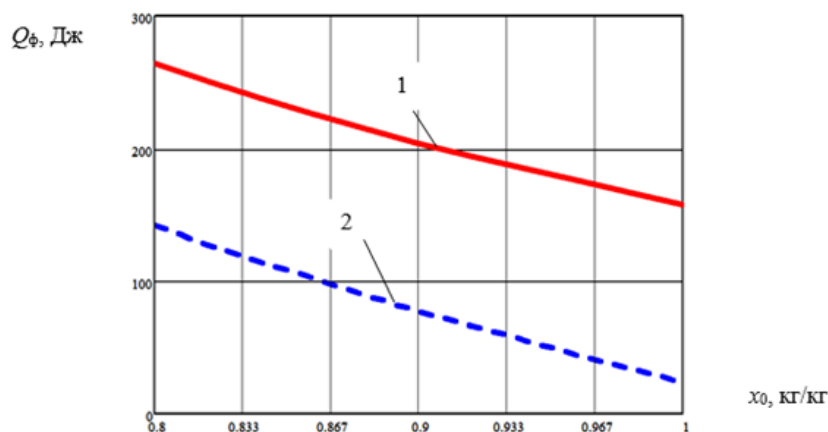


Рисунок 4. Зависимость фазового теплообмена (Q_ϕ) от начальной степени сухости (x_0) для различных хладагентов: 1 – RC318; 2 – R600a

Снижение начальной степени сухости приведет к увеличению доли жидкой фазы хладагента в рабочей полости в конце процесса сжатия и уменьшению доли пара. Так при адиабатном сжатии количество фазовой теплоты в процессе конденсации почти в два раза выше у хладагента RC318 по сравнению с R600a. Это связано с высокими значениями теплоемкости насыщенного пара.

Заключение

Полученные результаты расчётных исследований выявили существенные особенности процесса сжатия RC-318 в области влажного пара. Показано, что характер изменения текущих параметров состояния в рабочей камере и степени сухости RC-318 существенно зависят от начальной степени сухости.

Результаты теоретических исследований энергетической эффективности и термодинамических параметров холодильных циклов парокомпрессионной холодильной установки на базе роторно-пластинчатого компрессора можно сформулировать следующим образом:

1. Индикаторная мощность компрессора снижается от 15 до 25 % в зависимости от начальной степени сухости.
2. Тепловая нагрузка на конденсатор снижается от 25 до 50 %.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Райковский, Н. А. и др. Анализ механических потерь в рабочей камере ротационно-пластинчатых машинах / Н. А. Райковский, В. Л. Юша, В. А. Корнев, К. И. Кузнецов, В. С. Карпусь // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2020. – Т. 4, № 1. – С. 23–32 DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-1-23-32>.

2. Райковский, Н. А. Математическое моделирование роторно-пластинчатых компрессоров с учетом взаимного влияния трибологических и режимных параметров / Н. А. Райковский, Г. И. Чернов, А. М. Калашников // Трение и износ. – 2023. – Т. 44, № 2. – С. 167–179. – DOI: <https://doi.org/10.32864/0202-4977-2023-44-2-167-179>.
3. Fatigati, F. Experimental and theoretical analysis of a micro-cogenerative solar ORC-based unit equipped with a variable speed sliding rotary vane expander / Fabio Fatigati, Diego Vittorini, Marco Di Bartolomeo, Roberto Cipollone // Energy Conversion and Management: X. – 2023. – Vol. 20. – 100428. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2023.100428>.
4. Gu, H. Analysis, modeling and simulations of an innovative sliding vane rotary compressor with a rotating cylinder / Huaduo Gu, Xiaoyu Zhou, Yaping Chen, Jiafeng Wu, Zan Wu, Yunhui Jiang, Bengt Sund'en // Energy Conversion and Management. – 2021. – 230. – 113822. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113822>.
5. Fatigati, F. On the effects of leakages in Sliding Rotary Vane Expanders / Fabio Fatigati, Marco Di Bartolomeo, Roberto Cipollone // Energy. – 2020. – 192(1–2). – 116721. – DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2019.116721>.
6. Bianchi, G. Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors / Giuseppe Bianchi, Roberto Cipollone // Applied Thermal Engineering. – 2015. – 84. – 276–285. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.080>.
7. Dutta, A. K. A Study on Compression of Wet Vapor Refrigerant / K. Dutta, T. Yanagisawa, M. Fukuta. // International Compressors Engineering Conference. – 1996. – Paper 1112. – P 235–240. – <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1112>.
8. Nikolow, A. A two-phase approach for simulation of water-flooded twin-screw machines validated for expander applications / A. Nikolow, A. Brummer // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. – 2022. – 1267. – 012020. – <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1267/1/012020>.
9. Ferreira, C. A. I. Wet Compression of Pure Refrigerants / Carlos A. Infante Ferreira, D. Zaytsev, C. Zamfirescu // International Compressor Engineering Conference. – 2006. Paper 1778. – <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1778>.
10. Lin, J. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors / Jie Lin, Yongsheng Lian, Jianhua Wu // Applied Thermal Engineering. – 2020. – Vol. 170. – 115022. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115022>.
11. Анализ влияния скорости поршня на работу холодильного компрессора, работающего в области влажного пара / Д. Х. Садвакасов, Г. И. Чернов, В. С. Евдокимов, Н. А. Райковский // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2022. – Т. 6, № 4. – С. 26–31. – DOI 10.25206/2588-0373-2022-6-4-26-31.

УДК 66.047

EXPERIMENTAL INSTALLATION FOR LOW TEMPERATURE PROCESSING AND DRYING OF FOOD PRODUCTS AND RAW MATERIALS

*Zhuman Zh.B.¹, doctoral student, Drumcheglo N.S.², undergraduate student
Tsoy A.P.², Doct. Tech. Sc., professor, Khanzharov N.S.¹, Cand. Tech. Sc. associate Professor
Abdizhapparova B.T.¹, Cand. Tech. Sc. Associate professor*

¹*M. Auezov South Kazakhstan University, Kazakhstan, 160012, Shymkent c., Tauke-khan av., 5*

²*Almaty Technological University, Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole bi str., 100*

*E-mail: zhanserik.zhuman@auezov.edu.kz, Drumcheglo_n@caeli.kz, teniz@bk.ru
khanzharov_n@mail.ru, bahyt_04@mail.ru*

Abstract

The data is provided on the development of an experimental installation based on a single-stage refrigeration machine incorporated into a dryer using a heat pump scheme. The installation allows for cooling, freezing, drying, and refrigerated storage of produced food products based on the choice of operating mode: “cooling/freezing/storage” or “drying using a low-temperature heat pump”.

Keywords: drying, heat pump, refrigeration machine.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ОБРАБОТКИ И СУШКИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ И СЫРЬЯ

*Жуман Ж.Б.¹, докторант, Друмчегло Н.С.², магистрант
Цой А.П.³, докт. тех. наук, профессор, Ханжаров Н.С.¹, канд. тех. наук., доцент
Абдижаппарова Б.Т.¹, канд. тех. наук., доцент*

¹Южно-Казахстанский университет им. М. Ауэзова, Казахстан, 160012, г. Шымкент, пр. Тауке-хана, 5

²Алматинский технологический университет, Казахстан, 050012, Алматы, ул. Толе би, 100

*E-mail: zhanserik.zhuman@aeuzov.edu.kz, Drumcheglo_n@caeli.kz, teniz@bk.ru
khanzharov_n@mail.ru, bahyt_04@mail.ru*

Аннотация

Приведены данные по разработке экспериментальной установки на базе одноступенчатой холодильной машины, включенной в сушилку по схеме теплового насоса. Установка позволяет осуществлять процессы охлаждения, замораживания, сушки и холодильного хранения создаваемой пищевой продукции на основе выбора ее работы в режиме «охлаждение/замораживание/хранение» или «сушка с использованием низкотемпературного теплового насоса».

Ключевые слова: сушка, тепловой насос, холодильная машина.

Введение

Продовольственное обеспечение человечества становится все более обостряющейся проблемой, решение которой непосредственно связано с развитием пищевой отрасли каждой, включая и Республику Казахстан, страны. В связи с этим, в настоящее время для науки о питании актуальным является проведение серьезных научных исследований в области разработки и внедрения в производство новых эффективных способов и пищевых технологий, основанных на применении современных достижений пищевой и других отраслей народного хозяйства. Также, кроме удовлетворения спроса потребителя высококачественными продуктами питания, актуальным является проведение исследований в области расширения ассортимента таких пищевых продуктов, которое обеспечивало бы постоянно растущий спрос населения на диетические, специализированные, функциональные и другие виды продуктов.

Важнейшим фактором производства высококачественными продуктами питания является выбор способа его термической обработки, который на всех этапах технологии его производства от исходного пищевого сырья до готового продукта обеспечивал бы максимальное его нативных свойств и, особенно, сохранение наиболее важных для организма человека ферментов, незаменимых аминокислот, витаминов и макро- и микроэлементов. Не менее важным является обоснованный выбор способа качественного сохранения производимого продукта, которое обеспечивало бы создание его резерва для круглогодичного обеспечения населения этими продуктами.

В связи со сказанным перед данной работой поставлена цель – разработать и проверить работоспособность экспериментальной установки для низкотемпературной обработки и сушки пищевых продуктов и сырья при различных режимах ее работы.

Объекты и методы исследования

Объектами исследования являются технологии, способы и оборудование для осуществления процессов низкотемпературной обработки и сушки пищевых продуктов и пищевого сырья.

Методы исследования. В работе используются методы теоретических исследований, включающий сбор, анализ и обработку литературных ресурсов используемых в области современных низкотемпературных технологий в производстве пищевых продуктов, и эмпирических исследований, необходимых для достижения поставленной в работе цели.

Исследования проводятся с соблюдением стандартов в области обеспечения единства измерений, предусмотренных Законом Республики Казахстан № 53-ІІ Об обеспечении единства измерений от 7 июня 2000 года (с изменениями и дополнениями по состоянию на 01.05.2023 г.), Национальным стандартом СТ РК 2.1-2018 Государственная система обеспечения единства измерений Республики Казахстан. Метрология. Термины и определения (Дата введения 2019.01.07) и Государственным стандартом СТ РК 1993-2010 «Продукты пищевые. Продукты пищевые функциональные. Термины и определения» [1–3].

Для достижения цели используются современные методы и способы прямых и косвенных измерений рабочих параметров в процессах низкотемпературной обработки и сушки пищевых продуктов и сырья с использованием тепловых насосов, соблюдение которых гарантирует получение достоверных результатов исследований.

Результаты и их обсуждение

Теоретические исследования

В аспекте выбора способа термической обработки, которое обеспечивало бы максимальное сохранение нативных свойств в готовом продукте, наибольший интерес представляют низкотемпературные технологии, которые позволяют осуществлять как их термообработку – охлаждение, замораживание и сырью, полуфабрикатов и готовой продукции, так и его длительную сохранность в охлаждённом, замороженном или высушенном состоянии. При этом важным преимуществом низкотемпературных технологий по сравнению с другими технологиями, применяемыми в пищевой промышленности, является его универсальность – возможность применения для производства любых видов продуктов питания, как из животного, так и растительного происхождения. В связи с этим для осуществления процессов термической обработки используемого пищевого сырья и вырабатываемого пищевого продукта выбирается способ их низкотемпературной обработки.

В отношении выбора способа качественного сохранения производимого пищевого продукта можно отметить, что большинство авторов современных исследований и технических решений, направленных на повышение интенсивности и энергоэффективности процессов сушки пищевого сырья, предпочтение отдают различным способам атмосферной сушки. Из этих способов способ конвективной сушки сырья и продуктов с применением тепловых насосов, который характеризуется высокой интенсивностью процесса сушки и за счет использования для процессов сушки продукта теплоты, обычно отводимой в окружающую среду, позволяет получать продукты высокого качества с более низкой себестоимостью по сравнению с другими способами.

Поэтому, основываясь на приведенных выше преимуществах низкотемпературных технологий, при разработке экспериментальной установки для создаваемых продуктов выбирается способ атмосферной сушки пищевого сырья или продукта с использованием низкотемпературных тепловых насосов, который позволяет получать качественный продукт и обеспечить их круглогодичное сохранение без применения какого-либо дополнительного технологического оборудования.

В научных изданиях опубликовано достаточно много работ, в которых авторы используют низкотемпературные технологии для осуществления процессов термической обработки пищевых продуктов и пищевого сырья, например [4–10]. Из этих работ наибольший интерес представляют сушильная установка и результаты, полученные авторами в работах [8–10], в которых для осуществления процессов термической обработки пищевых продуктов и пищевого сырья используются низкотемпературные тепловые насосы.

В этих работах авторами разработаны сушильные установки, основанные на низкотемпературных тепловых насосах на базе одноступенчатых холодильных машин. Например, в работе [9] для сушки пищевого сырья – разных видов рыбы создано 5 сушильных камер вместимостью по сырому продукту 50 кг каждая. Сушка сырья проводится способом конвективной атмосферной сушки с циркуляцией сушильного агента в камере сушки с использованием теплового насоса – рисунок 1. А в работе [10] создана аналогичная установка, которая используется для сушки мясных рулетов из конины.

Во всех этих работах принцип работы сушильной установки (рисунок 1) сводится к следующему. Циркуляция атмосферного воздуха в сушильной камере обеспечивается посредством вентиляционного короба 1 и осевых вентиляторов теплообменных аппаратов холодильной машины 3, 4.

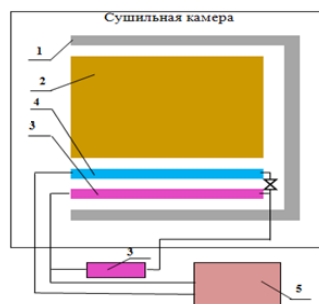


Рисунок 1. Аппаратурная схема сушильной установки: 1 – вентиляционный короб; 2 – высушиваемое сырье; конденсатор, 4 – испаритель, 5 – компрессор холодильной машины.

Обезвоживание исследуемого сырья происходит в процессе тепло- и массообмена между сушильным агентом и высушиваемой партией исследуемого сырья 2. Необходимый для осуществ-

ления этих процессов сушки нагрев, охлаждение и осушение циркулирующего потока воздуха происходит в теплообменных аппаратах, а необходимые для осуществления этих процессов теплота и холод производятся холодильной машиной, работающей по циклу теплового насоса.

Экспериментальные образцы высушенного сырья подвергались органолептическому анализу по следующим качественным показателям продукта: внешний вид, вкус, консистенция, аромат. Обобщенная оценка составила 4,75 баллов по 5-бальной системе. Также авторами установлено, что при применении низкотемпературных технологий позволило получить пищевые продукты полностью соответствующие ТР ТС 021/2011 «О безопасности пищевой продукции».

В связи с этим при разработке экспериментальной установки был учтен опыт авторов рассмотренных выше работ. Поэтому разработка экспериментальной установки для низкотемпературной обработки и сушки пищевых продуктов и сырья осуществлялась на основе усовершенствования схемы сушильной установки, приведенной выше на рисунке 1.

Экспериментальные исследования

Для достижения поставленной перед работой цели была разработана многофункциональная экспериментальная установка, позволяющая осуществлять процессы охлаждения или замораживания, сушки или вяления и холодильного хранения создаваемых пищевых продуктов и сырья. Экспериментальная установка была создана на базе холодильного шкафа. Для осуществления процессов низкотемпературной обработки, сушки и хранения пищевого сырья или создаваемого пищевого продукта используется холодильная машина, включенная в сушилку по схеме теплового насоса.

Установка включает в себя следующие основные компоненты: одноступенчатый фреоновый ротационный компрессор, два воздушных конденсатора, один воздушный испаритель, терморегулирующий вентиль и осевые вентиляторы. Для обеспечения многофункциональности сушильной установки предусмотрена возможность работы холодильной машины в режиме «охлаждение/замораживание/хранение» или в режиме «сушка с использованием низкотемпературного теплового насоса». С учетом особенностей данной сушильной установки для регулирования температуры и давления конденсации холодильного агента, в схему установки включен змеевиковый форконденсатор с водяным охлаждением.

При разработке экспериментальной установки учитывалось, что для обеспечения нормального протекания процессов охлаждения, замораживания и сушки сырья необходимо контролировать много параметров работы холодильной машины и поддерживать их в определенном, достаточно ограниченном диапазоне. Не соблюдение этого приведет к тому, что содержание пищевой и биологической ценности в процессе сушки, а значит и качество готового продукта в значительной степени будет снижена. Причем такие изменения будут происходить и в каждой партии вырабатываемого продукта. В связи с этим была разработана интегрированная система управления, которая позволяет контролировать температуры, влажности и другие параметры, а также регулировать работу холодильной машины и поддерживать стабильные параметры внутри камеры сушки.

Принципиальная схема экспериментальной установки для низкотемпературной обработки и сушки пищевых продуктов и сырья приведена на рисунке 2.

Внешний вид экспериментальной установки приведен на рисунке 3, а внешний вид пульта управления – на рисунке 3б.

Экспериментальная установка включает в себя контролирующие следующие основные элементы и параметры работы сушильной установки:

1, 2 – манометры, контролирующие давления рабочего вещества холодильной машины (фреона R-404) на стороне нагнетания;

3 – манометр, контролирующий давление рабочего вещества холодильной машины на стороне всасывания;

4-10 – вторичные приборы температурных датчиков, регистрирующие значения температур холодильного агента;

11-13 – вторичные приборы датчиков, регистрирующие и регулирующие значения температур и относительной влажности сушильного агента (воздуха на входе в испаритель, между испарителем и конденсатором и на выходе из конденсатора);

14 – регулятор скорости движения сушильного агента в камере сушки;

15 – включатель работы сушильной установки;

16 – включатель сушильной установки в режимы «охлаждение/замораживание» или «сушка с использованием низкотемпературного теплового насоса»;

17 – датчик осредненной температуры сушильного агента в камере сушки.

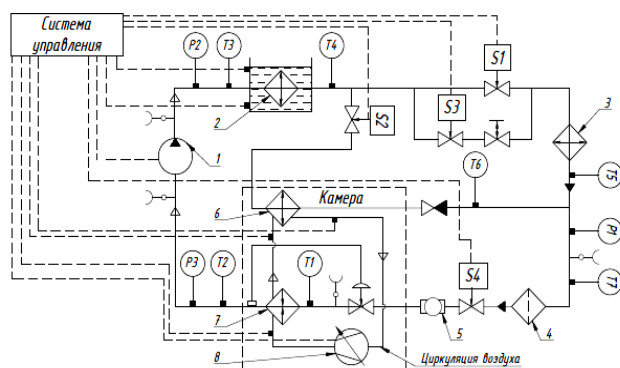


Рисунок 2. Схема экспериментальной установки: 1 – одноступенчатый фреоновый компрессор, 2 – теплообменник-форконденсатор, 3 – внешний конденсатор, 4 – фильтр-осушитель, 5 – смотровой «глазок», 6 – внутренний конденсатор, 7 – испаритель холодильной машины, 8 – осевые вентиляторы



(а)



(б)

Рисунок 3. Общий вид экспериментальной установки и пульта управления: а – общий вид экспериментальной установки; б – общий вид пульта системы управления

Изображение процессов сушки исследуемого пищевого сырья в x - h диаграмме влажного воздуха рисунок 4, а изображение процессов работы холодильной машины, работающей по циклу теплового насоса i - lgP в диаграмме R-404 – на рисунке 5.

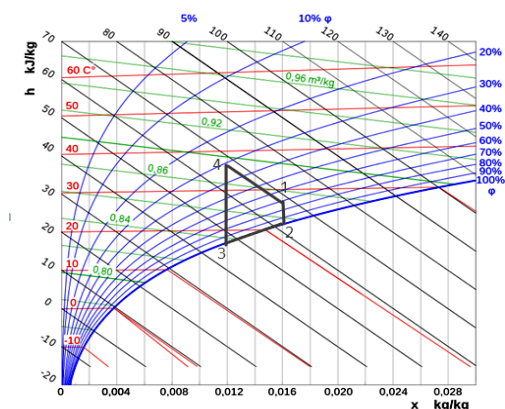


Рисунок 4. Изображение процессов сушки пищевого сырья в x - h диаграмме влажного воздуха: 1-2-3 – процесс охлаждения и конденсации влаги на поверхности конденсатора холодильной машины из сушильного агента, 3-4 – процесс нагрева и осушения сушильного агента, 4-1 – процесс увлажнения сушильного агента в процессе сушки исследуемого пищевого сырья/продукта

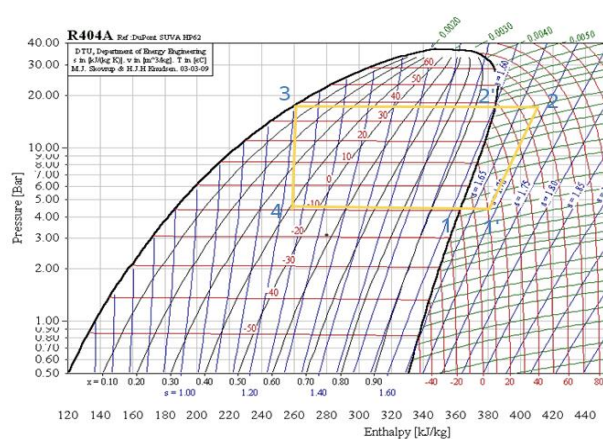


Рисунок 5. Изображение процессов работы холодильной машины, работающей по циклу теплового насоса i - lgP диаграмме R-404: 1'-2 – сжатие паров фреона R-404 в компрессоре, 2-2' – охлаждение паров R-404 в теплообменнике-форконденсаторе, 2'-2'' – конденсация паров агента во внешнем конденсаторе, 2''-3 – конденсация паров R-404 во внутреннем конденсаторе, 3-4 – дросселирование жидкого R-404 в терморегулирующем вентиле, 4-1' – кипение жидкого R-404 в испарителе

Работа экспериментальной установки для низкотемпературной обработки и сушки пищевых продуктов и сырья осуществляется следующим образом.

Вариант А – экспериментальная установка работает в режиме «охлаждение/ замораживание/хранение».

В этом варианте работы холодильный компрессор 1 (Embraco NEK213) всасывает пары холодильного агента – фреона R-404 – из внешнего испарителя – 7 (рисунок 2) и сжимает до давления конденсации в процессе 1'-2 (рисунок 5). Затем пары фреона R-404 охлаждаются в змеевиковом теплообменнике-форконденсаторе с водяным охлаждением 2 до температуры насыщения при том же давлении (рисунок 2) в процессе 2-2' (рисунок 5) и конденсируются во внешнем конденсаторе с встроенными в него осевыми вентиляторами 3 в процессе 2'-3. Затем сконденсированный холодильный агент направляется на процесс дросселирования в терморегулирующем вентиле в процессе 3-4 до заданной температуры и, соответственно, давления кипения и поступает в испаритель холодильной машины 7. В испарителе происходит кипение жидкого холодильного агента за счет отнятия теплоты от охлаждаемого или замораживаемого пищевого сырья или продукта – процесс 4-1'. При этом для интенсификации процессов теплообмена между сырьем/продуктом в испаритель встроены осевые вентиляторы 8.

Вариант Б – экспериментальная установка работает в режиме «сушка с использованием низкотемпературного теплового насоса».

В этом варианте, кроме оборудования, используемого в работе установки в режиме А, в схему установки дополнительно подключается внутренний конденсатор 6, который устанавливается непосредственно за испарителем 7 холодильной машины. В связи с этим работа экспериментальной установки будет осуществляться следующим образом. Компрессор 1 всасывает пары холодильного агента из испарителя 7 и сжимает до давления конденсации в процессе 1'-2. Затем пары фреона, также как и в варианте А, охлаждаются в змеевиковом теплообменнике-форконденсаторе с водяным охлаждением 2 до температуры насыщения в процессе 2-2' и потом меньшая часть холодильного агента конденсируется во внешнем конденсаторе 3 за счет отвода теплоты сжатия холодильного компрессора и отвода теплопритоков поступившей в сушильную камеру из окружающей среды. Другая – основная часть холодильного агента – конденсируется за счет охлаждения потока циркулирующего в сушильной камере воздуха (процесс 4-1 на рисунке 4) во внутреннем конденсаторе 6 в процессе 2'-3. Затем сконденсированный холодильный агент из обоих конденсаторов направляется на процесс дросселирования в терморегулирующем вентиле в процессе 3-4 до заданной температуры и давления кипения и поступает в испаритель холодильной машины 7. В испарителе происходит кипение жидкого холодильного агента в процессе 4-1' за счет отнятия теплоты, образующейся при охлаждении воздуха и конденсации на поверхности испарителя содержащейся в воздухе влаги, забранной у высушиваемого продукта или сырья (процесс 1-2-3 на рисунке 4). При этом осевые вентиляторы обеспечивают интенсификацию процессов теплообмена между сырьем/продуктом, в испарителе и внутреннем конденсаторе 8.

Также в этом варианте осевые вентиляторы 8, кроме обеспечения циркуляции сушильного агента в камере сушки, также обеспечивают его циркуляцию через конденсатор и испаритель холодильной машины.

В обоих вариантах работы экспериментальной установки для предупреждения замерзания льда в терморегулирующем вентиле и обеспечения безопасной работы холодильной машины в схему установки включены фильтр-осушитель холодильного агента 4 и смотровое «окошко» для контроля уровня холодильного агента 5.

Процессы сушки исследуемого пищевого сырья или продукта осуществляются следующим образом. В $x-h$ диаграмме влажного воздуха они приведены на рисунке 4 для установившегося режима работы сушилки. Сушильный агент, при установленной определенной температуре и относительной влажности, соответствующий на $x-h$ диаграмме влажного воздуха параметрам точки 4, подается осевыми вентиляторами на высушиваемый продукт/сырье, развешанный на стойках сушильной камеры. В процессе контакта сушильного агента – воздуха – с продуктом/сырьем между ними происходит тепло- и массообмен, в результате которого происходит увлажнение сушильного агента до определенной влажности – на $x-h$ диаграмме – процесс 4-1. Одновременно с этим происходит понижение температуры сушильного агента до определенного значения также в процессе 4-1. После чего сушильный агент осушается в испарителе холодильной машины с понижением температуры до температуры насыщения и конденсацией забранной из высушиваемого продукта/сырья влаги (процесс 1-2-3). Далее, при прохождении сушильного агента через внутренний конденсатор холодильной машины, его температура повышается, а относительная влажность понижается до начального значения (процесс 3-4). И затем сушильный агент с параметрами, соответствующими на $x-h$ диаграмме влажного воздуха точке 4, отправляется на рециркуляцию в камеру сушки.

Результаты и их обсуждение

На основе анализа состояния проблемы в исследуемой области, а также учета опыта работ разных авторов по разработке аналогичных установок разработана многофункциональная экспериментальная установка, позволяющая осуществлять процессы охлаждения, замораживания, сушки и холодильного хранения создаваемых пищевых продуктов или сырья.

Экспериментальная установка создана на базе холодильного шкафа, в которой используется фреоновая одноступенчатая холодильная машина, включенная в сушилку по схеме теплового насоса. Установка включает в себя компрессор, конденсаторы, испаритель, терморегулирующий вентиль и воздушные вентиляторы обдува. Многофункциональность сушильной установки обеспечивается вариативностью работы холодильной машины в режиме «охлаждение/замораживание/хранение» или в режиме «сушка с использованием низкотемпературного теплового насоса».

В схему установки включен змеевиковый форконденсатор, который исполняя роль первичного охладителя хладагента, позволяет регулировать температуру и давление конденсации холодильного агента и уменьшать удельные тепловые нагрузки на конденсатор и испаритель.

В схему установки включена интегрированная система управления, которая позволяет контролировать и поддерживать стабильные параметры температуры, влажности и скорости движения сушильного агента в сушильной камере, а также регулировать работу холодильной машины.

В настоящее время проведены пуско-наладочные работы экспериментальной установки, результаты которых показывают хорошую ее работоспособность как в режиме «охлаждение/замораживание/хранение», так и в режиме «сушка с использованием низкотемпературного теплового насоса».

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Закон Республики Казахстан от 7 июня 2000 года № 53-ІІ Об обеспечении единства измерений (с изменениями и дополнениями по состоянию на 01.05.2023 г.).
2. Национальный стандарт СТ РК 2.1-2018. Государственная система обеспечения единства измерений Республики Казахстан. Метрология. Термины и определения.
3. Государственный стандарт СТ РК 1993-2010. Продукты пищевые. Продукты пищевые функциональные. Термины и определения.
4. Лакомов, И.В. Применение теплового насоса в различных схемах сушильных установок. Технические науки / И.В. Лакомов, Ю.М. Помогаев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2016. – № 2 (49). – С 130–135.
5. Васильев, В.Н. Технология сушки. Основы тепло- и массообмена / В.Н. Васильев, В.Е. Куцакова, С.В. Фролов. – СПб.: Гиорд, 2013. – 224 с.
6. Прохасько, Л.С. Современные проблемы науки и техники в пищевой промышленности: учебное пособие / Л.С. Прохасько, М.Б. Ребезов, Б.К. Асенова. – Алматы: ССК, 2019. – 116 с.
7. Тепляшин, В.Н. Технологии и оборудование для сушки растительного сырья: учеб. пособие / В.Н. Тепляшин, Л.И. Ченцова, В.Н. Невзоров; Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2019. – 173 с.
8. Ахылова, Ж.Е. Результаты экспериментальных исследований вяления сазана. // Ж.Е. Ахылова, Н.С. Ханжаров, Б.Т. Абдижаппарова / Сб. науч. трудов Межд. науч.-практ. конф «Актуальные вопросы науки и практики». – 2022. – №2. – С. 43–51.
9. Серманизов, Б.К. Анализ процессов вяления рыбы. // Серманизов Б.К., Ханжаров Н.С., Абдижаппарова Б. Т., Шингисов А.У. // Казахстан-Холод 2022: Сб. докл. межд. науч.-техн. конф (23 сентября 2022 г.). – Алматы: АТУ, 2022. – С.123–129.
10. Жуман, Ж.Б. Перспективы применения тепловых насосов для сушки мясных рулетов из конины. Сб. науч. тр. Межд. научно-практ. конф. // Перспективные направления развития аграрной и пищевой промышленности. – 2022. – С. 83–87.

УДК 631.243.5

MODERN AIR DISTRIBUTION TECHNOLOGIES IN VEGETABLE STORAGE

Krivosheev K.O.

Kemerovo State University, Russian Federation, Kemerovo, st. Krasnaya, house 6

E-mail: krivosheev-2017@mail.ru

Abstract

This article provides an overview of modern methods of storing vegetables and fruits. Such as storing vegetables in containers and "in bulk". The principle of operation of each method and their schemes are described. The requirements of ventilation systems used in vegetable storages are presented.

Keywords: ventilation, vegetable storage, storage quality.

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ОВОЩЕХРАНИЛИЩАХ

*Кривошеев К.О., магистрант
Кемеровский государственный университет,
Российская Федерация, Кемерово, ул. Красная, дом 6
E-mail: krivosheev-2017@mail.ru*

Аннотация

В данной статье был произведен обзор современных методов хранения овощей и фруктов. Такие как хранение овощей в контейнерах и «навалом». Рассказан принцип работы каждого метода и их схемы. Представлены требования вентиляционных систем, применяемых в овощехранилищах.

Ключевые слова: вентиляция, овощехранилища, качество хранения.

Введение

Одним из главных аспектов сохранности пищевых продуктов является обеспечение правильных условий хранения овощей и фруктов. Эффективная вентиляция играет значимую роль в поддержании оптимальных условий сохранения овощей и фруктов в хранилищах. Вентиляция обеспечивает поддержание требуемых значений температуры, влажности и компонентный состав воздуха. Это в значительной мере определяет интенсивность и направленность биохимических процессов, происходящих в хранимых продуктах – метаболизм, дыхание, выделение тепла и испарение. Именно эти процессы обеспечивают требуемую продолжительность хранения и качественные показатели фруктов и овощей.

Вентиляция способствует равномерному распределению воздуха внутри хранилища, исключая возникновение застойных зон, что предотвращает неравномерные качественные трансформации продуктов. Кроме того, вентиляция способствует удалению газообразного фитогормона этилена, который ускоряет процессы созревания и ухудшения качества фруктов и овощей. При проектировании систем вентиляции необходимо также обеспечить правильное воздухораспределение в вентилируемом помещении, а также интенсивности воздухообмена для обеспечения сохранности овощей и фруктов в хранилищах.

Хранение овощей «навалом»

При использовании метода хранения «навалом» специальные подземные бетонные каналы используются для равномерного распределения воздуха через слой хранимого продукта. Подача воздуха осуществляется посредством напорных вентиляторов. Вентиляторы могут размещаться как внутри каналов, так и в перекрытиях, находящихся в зоне предварительной подготовки воздуха.

Подготовленный воздух заданной температуры и влажности проходит через овощи, обеспечивая, тем самым, заданный режим хранения. Далее этот воздух может быть выведен через выпускные клапаны или смешан с рециркуляционным потоком воздуха, поступающим через клапаны подачи.

Выпадение влаги на внутренних поверхностях хранилища предотвращается с помощью разгонных вентиляторов. Разгонная вентиляция может быть оснащена калориферами подогрева воздуха.

Поддержание оптимальных тепловлажностных параметров воздуха в хранилище обеспечивается автоматизированной системой контроля, которая использует датчики температуры и влажности, установленные как внутри хранилища, так и снаружи, а также компьютер со специализированным программным обеспечением. Для эффективного управления хранением продукции овощеводства важным является также контроль температуры продукта.

Если невозможно выполнить заглубленные ниже уровня пола воздухопроводы, обеспечивающие подачу и циркуляцию воздуха, используется технология хранения продукции «навалом». В этом случае для обеспечения эффективного воздухообмена используются перфорированные воздухопроводы, проходящие через размещенный для хранения продукт. В эти воздухопроводы подается подготовленный воздух.

Схема хранения плодов и овощей «внавал», представлена на рисунке 1.

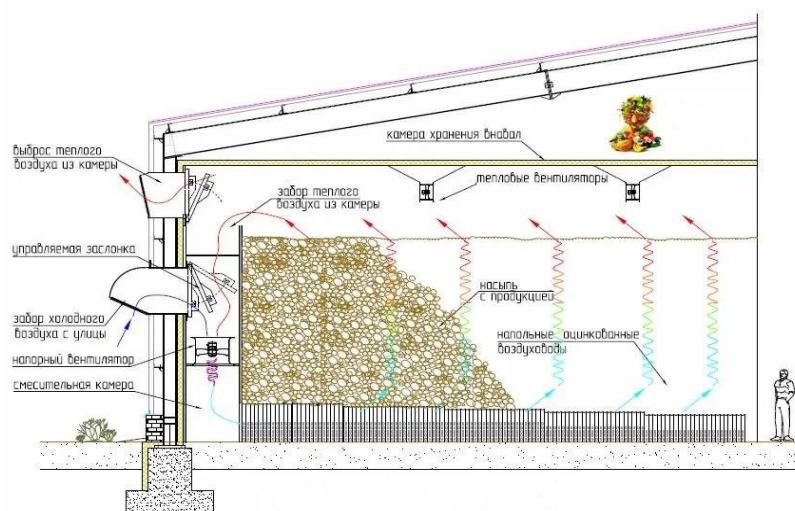


Рисунок 1. Схема хранения «внавал»

Если температура наружного воздуха, ниже, чем в помещении хранилища, вентиляционная установка, оснащенная автоматизированной системой контроля, способна обеспечить охлаждение общей наружным воздухом. В противном случае, либо при недостаточной разности температур между внутренним и наружным воздухом, охлаждение обеспечивается системой искусственного хладоснабжения

Хранение овощей в контейнерах

Расположение продукции в контейнерах напротив напорной стены и создание промежутков, через которые проходит охлажденный воздух, позволяют эффективно охлаждать продукцию. Стены с контейнерным хранением представляют собой объемно-планировочное решение, реализованное в виде каркасных хранилищ шириной от 12 до 24 метров. Шаг по ширине определяется шириной каркасного модуля и составляет 4 м. Длина хранилища с такой объемно-планировочной системой может достигать 32 метров, однако следует иметь в виду, что увеличением длины хранилища ухудшается результативность вентиляции, повышение эффективности вентиляции в этом случае усложняет конструкцию вентиляционной системы. Оптимальной длиной хранилища считается 24 м.

Схема хранения плодов и овощей в контейнерах представлена на рисунке 2.

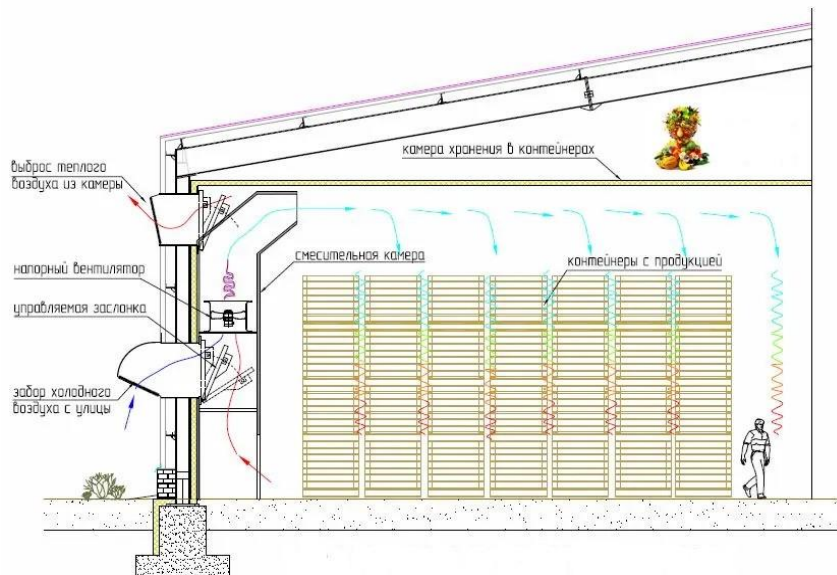


Рисунок 2. Схема хранения овощей в контейнерах

Между вентиляционной камерой и хранилищем выполняется разделительная стена. В разделительной стене должны быть выполнены на высоте приблизительно 0,8 м от высоты штабеля контейнеров прямоугольные отверстия шириной до 0,5 м. Через эти отверстия обеспечивается подача воздуха из вентиляционной камеры в хранилище. Напротив отверстий при планировании хранимого

груза предусматриваются проходы. Контейнеры с овощами размещаются между проходами.

Эффективная циркуляция воздуха при такой схеме размещения обеспечивается с помощью «аирбэгов». «Аирбэги» представляют собой самонадувающиеся подаваемым во внутреннее пространство подготовленным воздухом воздушные трубы. «Эирбэги» размещаются в верхних частях противоположных стен коридора. Через приточные клапаны воздух поступает в хранилище, проходит через вентиляторы, расположенные в фальшпотолках вентиляционных камер и направляется в хранилище. Отработанный воздух естественным путем выводится через вытяжные клапаны. Управление работой вентиляторов и клапанов осуществляется контроллером с помощью датчиков, температуры, влажности и уровня углекислого газа.

Использование «аирбэгов» обеспечивает равномерное распределение воздуха в хранилище, а также эффективную циркуляцию воздуха через продукцию в контейнерах. В результате применение «эирбэгов» в овощехранилищах обеспечивает более высокое качество хранения овощей.

Эффективность распределения воздуха в хранилище может быть повышена установкой между рядами контейнеров перфорированной пленки. Пленка выполняется на расстоянии 8...10 метров от стены вентиляционной камеры. Поток, выходящий из воздухораспределительного рукава, взаимодействует с перфорированной пленкой, рассеивается и, таким образом, более равномерно распределяется в помещении хранилища.

Эффективность и скорость монтажа овощехранилищ может быть повышена применением блочных вентиляционно-охладительных установок. Такие установки могут быть использованы как в каркасных хранилищах, так и в капитальных помещениях арочного типа. Блочные установки могут быть размещены как на полу вентиляционных камер, так и могут быть смонтированы на стене. Блочные вентиляционно-охладительные установки обеспечивают обработку и подготовку воздуха до подачи в хранилище. Подача воздуха осуществляется либо через стандартные воздуховоды, либо через тканевые, надувные. Тканевые воздуховоды быстро монтируются, но обладают большим аэродинамическим сопротивлением потоку воздуха, соответственно для обеспечения подачи воздуха через тканевые воздуховоды требуются вентиляторы с большим напором и большие энергозатраты на организацию воздухораспределения. Также блочные вентиляционно-охладительные установки требуют подвод и отвод среды для отвода теплоты конденсации системы хладоснабжения. Это чаще всего воздуховод для подачи/отведения наружного воздуха, используемого для охлаждения конденсатора воздушного типа. Либо используется кожухотрубный жидкостной конденсатор, отвод теплоты от теплоносителя после конденсатора осуществляется в сухих градирнях, расположенных вне помещений.

Вентиляционные системы, применяемые в овощехранилищах, должны обеспечивать следующие функции:

- обеспечивать требуемые тепловлажностные параметры воздуха в овощехранилище;
- элементы вентиляционной системы должны быть технологичными, удобными в эксплуатации, обладать высокой надежностью, высокой степенью автономности, большим моторесурсом;
- клапаны подачи и выпуска вентиляционных систем должны иметь эффективную теплоизоляцию, исключающих возникновение тепловых мостов;
- производительность вентиляторов вентиляционных систем должна быть не менее 100 м³/ч на тонну хранимых овощей, при этом аэродинамическое сопротивление в вентиляционном контуре не должно превышать 300 Па;
- надежность и точность автоматизированной системы контроля должна максимально обеспечивать сохранность продукции.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергоснабжение, технологические машины и оборудование агропромышленного комплекса: Монография / Е.Н. Неверов, И.А. Короткий, И.А. Бакин [и др.]. – Кемерово: Кемеровский государственный университет, 2022. – 168 с. – ISBN 978-5-8353-2919-9. – EDN: AGVWZD.
2. Короткий, И.А. Анализ параметров, влияющих на продолжительность замораживания овощных полуфабрикатов комбинированным способом / И.А. Короткий, Г.Ф. Сахабутдинова, А. В. Шафрай // Техника и технология пищевых производств. – 2017. – № 3(46). – С. 108–113. – EDN ZIWNJH.
3. Короткий, И.А. Совершенствование и анализ процессов низкотемпературной обработки овощных смесей / И.А. Короткий, Г.Ф. Сахабутдинова // Холодильная техника. – 2019. – № 9. – С. 51–55. – EDN ONMKRO.
4. Короткий, И. А. Холодильное производство – состояние и перспективы развития отрасли в России / И. А. Короткий, А. Н. Расщепкин // Молочная промышленность. – 2022. – № 8. – С. 6–8. – DOI: www.doi.org/10.31515/1019-8946-2022-08-6-8.
5. Жолобова, М. С. Современные технологии хранения овощей / М. С. Жолобова, К. А. Карамаева // Молодежь и наука. – 2019. – № 10–11. – С. 14. – EDN FMOFCJ.

ARRANGEMENT AND REGULATION OF THE REFRIGERANT FILLING CAPACITY OF THE EVAPORATOR BY THE BALANCING VALVE MEV 300

*Zelentsov R.M., Zelentsov D.M., Korotkiy I.A., Doct. Tech. Sc., professor
Kemerovo State University, Russia, 652380, Kemerovo, Krasnaya Street, 6
E-mail: smailhock2001@mail.ru, zelentsov.dmitry@gmail.com, krot69@mail.ru*

Abstract

The Danfoss MEV 300 balancing valve is a device designed to regulate the quantitative flow of liquid or gas in various engineering systems. The device can be installed on both horizontal and vertical sections of the pipeline with a maximum operating pressure of 28 Bar. The principle of operation is based on regulating the amount of the passed medium by changing the diameter of the passage section. The valve is controlled by modulation or on/off function depending on the control pulse applied to the motor. The balancing unit consists of the main body and internal elements, including a stem with a locking disc and an adjustment mechanism.

Keywords: balancing valve, Danfoss MEV 300, refrigerant flooding of the evaporator.

УСТРОЙСТВО И РЕГУЛИРОВАНИЕ ЗАПОЛНЯЕМОСТИ ХЛАДАГЕНТОМ ИСПАРИТЕЛЯ БАЛАНСИРОВОЧНЫМ КЛАПАНОМ MEV 300

*Зеленцов Р.М., Зеленцов Д.М., Короткий И.А., док. тех. наук, профессор
Кемеровский Государственный Университет, Россия, 652380, Кемерово, Красная, 6
E-mail: smailhock2001@mail.ru, zelentsov.dmitry@gmail.com, krot69@mail.ru*

Аннотация

Балансировочный клапан Danfoss MEV 300 представляет собой устройство, предназначенное для регулирования количественного расхода жидкости или газа в различных инженерных системах. Устройство может устанавливаться как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопровода с максимальным рабочим давлением 28 Бар. Принцип работы основан на регулировании количества пропускаемой среды путём изменения диаметра проходного сечения. Клапан управляется модуляцией или функцией включения/выключения в зависимости от управляющего импульса, подаваемого на двигатель. Балансировочный узел состоит из основного корпуса и внутренних элементов, включая шток с запорным диском и регулировочный механизм.

Ключевые слова: балансировочный клапан, Danfoss MEV 300, затопление испарителя хладагентом.

Балансировочный клапан Danfoss MEV 300 представляет собой устройство, предназначенное для регулирования количественного расхода газа или жидкости в различных инженерных системах, таких как водоснабжение, отопление, системах кондиционирования воздуха и прочих.

Клапан применим ко всем распространенным негорючим хладагентам, включая R717 и неагрессивным газам/жидкостям, в зависимости от совместимости уплотнительных материалов. Устройство можно располагать как на горизонтальных, так и вертикальных участках трубопровода вне зависимости от принципа регулирования. Клапан рассчитан на максимальное рабочее давление 28 бар.

Принцип работы MEV300 основан на регулировании диаметра проходного сечения, что, в свою очередь, позволяет стабилизировать необходимый расход рабочей среды и обеспечивать корректные и оптимальные параметры работы системы. MEV регулирует поток среды с помощью модуляции или функции включения/выключения в зависимости от управляющего импульса, подаваемого на двигатель.

На рисунке 1 изображен балансировочный узел, который состоит из основного корпуса и внутренних элементов (шток с V-образным запорным диском, сальниковые уплотнения и непосредственно регулировочный механизм). При помощи регулировочного механизма изменяется положение штока с запорным диском, который изменяет проходное сечение и, соответственно, диаметр и расход рабочей среды. MEV оснащен пружиной (39), которая закрывает клапан, когда нажимной штифт (27) не активирован. Двигатель SMVE оснащен возвратной пружиной, которая

заставляет шпindel двигателя закрываться, когда на двигатель не подается напряжение. Это означает, что клапан MEV закрывается автоматически, например, при отключении электроэнергии.

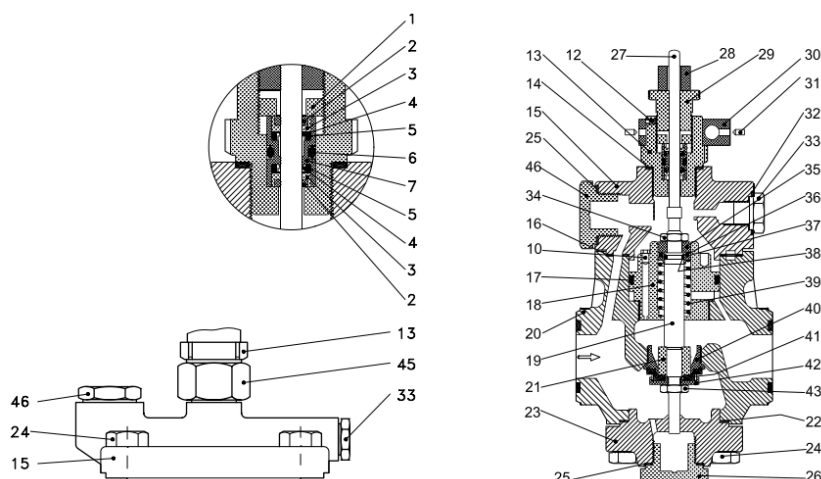


Рисунок 1. Устройство клапана MEV 300

1 – гайка; 2 – грязевое уплотнение; 3 – втулка; 4 – сальник; 5 – кольцевое уплотнение; 6 – кольцевое уплотнение; 7 – втулка; 10 – сливная пробка; 12 – стопорный винт; 13 – ниппель; 14 – прокладка; 15 – верхняя крышка; 16 – сальник; 17 – уплотнительное кольцо; 18 – втулка цилиндра; 19 – шток; 20 – корпус клапана; 21 – регулирующий конус; 22 – прокладка; 23 – нижняя крышка; 24 – болт; 25 – прокладка; 26 – нижняя заглушка; 27 – нажимной штифт; 28 – распорка; 29 – регулировочный винт; 30 – корпус нагревательного элемента; 31 – стопорный винт; 32 – прокладка; 33 – заглушка; 34 – гайка; 35 – балансирующий поршень; 36 – уплотнение поршня; 37 – уплотнительное кольцо; 38 – уплотнительное кольцо; 39 – пружина; 40 – седло клапана; 41 – уплотнительный диск; 42 – тарелка клапана; 43 – гайка; 45 – ниппель; 46 – заглушка

В условиях текущей эксплуатации к управляющему сигналу установлен двигатель SMVE для открытия клапана путем воздействия на нажимной штифт клапана, изображенный на рисунке 2.

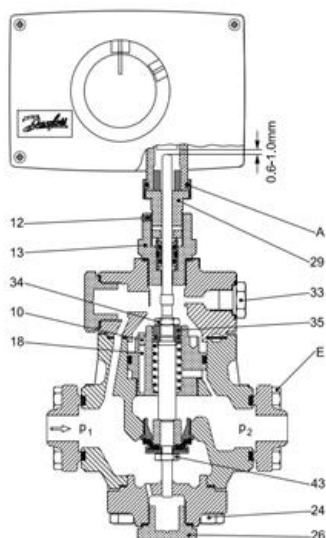


Рисунок 2. Клапан MEV 300 с установленным электродвигателем SMVE

Описание принципа действия рассмотрим на действующей холодильной установке Ледового Дворца Крылатское, введенного в эксплуатацию в 2004 г. На рисунке 3 для наглядности приведена принципиальная план-схема испарительной системы холодильной установки YORK PAC 87.1, которая является основной из четырех действующих холодопроизводящих установок ЛД Крылатское.

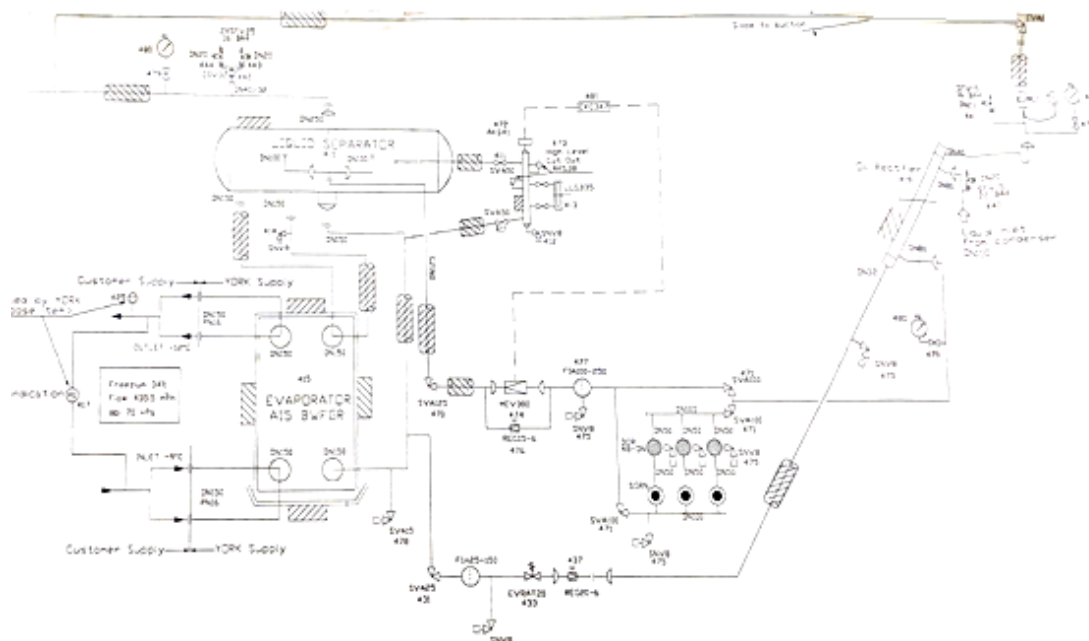


Рисунок 3. Принципиальная план-схема испарительной системы холодильной установки РАС 87.1 ЛД Крылатское

В приведённой схеме видно, что в испарительную систему интегрирован отделитель жидкости, который защищает компрессор от гидравлического удара.

Далее на рисунке 4 детально рассмотрим сам принцип питания холодильным агентом испарителя затопленного типа с отделителем жидкости.

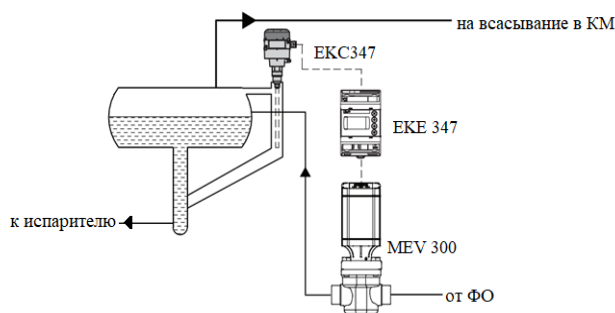


Рисунок 4. Детальное изображение системы питания испарителя холодильным агентом

Отсюда видно, что холодильный агент, пройдя через фильтры-осушители в жидкой фазе поступает к балансировочному клапану MEV 300. Далее с датчика уровня жидкости ЕКС347, установленном в отделителе жидкости непосредственно над испарителем затопленного типа, приходит сигнал о степени заполняемости испарителя, после чего контроллер управления ЕКЕ 347 подаёт сигнал на MEV 300 об открытии/закрытии вентилей соответственно. Тем самым, уровень холодильного агента всегда удерживается в заданных границах.

Благодаря данной системе подачи холодильного агента удалось достигнуть стабильного поддержания уровня жидкости в испарителе, и, как следствие, бесперебойной подачи пара из отделителя жидкости во всасывающую полость компрессора. Данная схема зарекомендовала себя надежной и простой с точки зрения технического устройства, благодаря чему холодильная установка ЛД Крылатское успешно эксплуатируется уже более 20 лет.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Короткий, И.А. Холодильное производство – состояние и перспективы развития отрасли в России / И.А. Короткий, А. Н. Расщепкин // Молочная промышленность. – 2022. – № 8. – С. 6–8. – DOI: [www.doi.org/10.31515/1019-8946-2022-08-6-8](https://doi.org/10.31515/1019-8946-2022-08-6-8). – EDN KQDTTM.

2. Неверов, Е.Н. Применение 3D моделирования при проектировании холодильных установок ледовых арен / Е.Н. Неверов, И.А. Короткий, П.С. Коротких, И. А. Приб // Вестник Международной академии холода. – 2021. – № 3. – С. 39–44. – DOI: www.doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-3-39-44. – EDN FTCUVI.

3. Короткий, И.А. Проектные решения схемы холодильной машины с утилизацией теплоты конденсации / И.А. Короткий, Е.Н. Неверов, И.А. Приб [и др.] // Холодильная техника. – 2020. – № 6. – С. 30–33. – EDN IZLGVO.

4. Короткий, И.А. Разработка схемы системы утилизации теплоты конденсации холодильных машин для снижения зависимости ледовой арены от городских систем отопления и горячего водоснабжения / И.А. Короткий, Е. Н. Неверов, П. С. Коротких, В. Г. Лоншаков // Вестник Международной академии холода. – 2021. – № 1. – С. 34–39. – DOI: www.doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-1-34-39. – EDN FILBBS.

УДК 621.57

EXPERIMENTAL INSTALLATION AND METHODOLOGY FOR RESEARCHING ENVIRONMENTALLY FRIENDLY REFRIGERANTS

Norkhujayev A.S., assistant

Tashkent State Technical University, Uzbekistan, 100095, Tashkent, st. University, 2

E-mail: a.norxojayev@mail.ru

Abstract

The article provides information about an experimental setup for the study of environmentally harmful refrigerants, terms of use and alternative environmentally friendly refrigerants. In addition, the calculation methodology is presented.

Keywords: experimental setup, refrigerant, ozone depleting substances.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДОЛОГИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫХ ХЛАДАГЕНТОВ

Норхужаев А.С., ассистент

Ташкентский государственный технический университет,

Узбекистан, 100095, Ташкент, ул. Университет, 2

E-mail: a.norxojayev@mail.ru

Аннотация

В статье представлена информация об экспериментальной установке для исследования экологически вредных хладагентов, о сроках использования и альтернативных экологически чистых хладагентах. Кроме того, представлена методика расчета.

Ключевые слова: экспериментальная установка, хладагент, озоноразрушающие вещества.

Введение

Глобальный консенсус использует теорию о том, что выброс в атмосферу искусственных химикатов, содержащих хлор, приводит к истощению озонового слоя в стратосфере. Большинство этих веществ представляют собой хлорфторуглероды (ХФУ) и галлоны (используемые в огнетушителях), которые обладают хорошей способностью разрушать озоновый слой. ХФУ уже много лет используется в качестве хладагента в холодильных машинах, в качестве растворителей и пенообразователей.

Благотворное использование этих неизменных химических веществ на Земле приводит к истощению озонового слоя. Вещество в неизменном виде достигает стратосферы и расщепляется под воздействием интенсивного ультрафиолетового излучения УВ-С. Ультрафиолетовые лучи солнца расщепляют молекулы кислорода на атомы, которые затем объединяются с другими молекулами кислорода с образованием озона. Хлор удаляет один атом из молекулы хлор-озон, высвобождаемой излучением из молекул-хранителей, и образует оксид хлора (ClO) и простой кислород. В результате реакции с кислородом снова выделяется хлор, образуя новую простую молекулу кислорода. Таким образом, хлор действует как катализатор со способностью разлагаться, и процесс продолжается до тех пор, пока не происходит изменений в молекуле хлора. Каждая молекула хлора вызывает нарушение тысяч молекул озона и нарушение баланса природы.

Наиболее опасны долговечные химикаты. Средняя продолжительность жизни ХФУ-11 составляет 50 лет, ХФУ-12 в среднем 102 года, а ХФУ-113 в среднем 85 лет. Следовательно, даже после того, как эти вещества будут прекращены, разрушение озонового слоя этими веществами будет продолжаться в течение нескольких лет. Хлорфторуглероды теперь упоминаются как основная причина истощения озонового слоя. Каждую весну над Антарктидой на юге земного шара образуется «дыра» размером с США. Когда мы говорим «дыра», это не дыра, а концентрация озона в этой зоне.

В 1980-х годах хлорфторуглероды (ХФУ) и гидрохлорфторуглероды (ГХФУ) доказали свое влияние на озоновый слой, который защищает земную флору и фауну от вредных ультрафиолетовых лучей солнца. В соответствии с Венской конвенцией об охране озонового слоя, принятой в 1985 году, и Монреальским протоколом по контролю за озоноразрушающими веществами, подписанным в 1987 году, использование ХФУ ограничено 1996 годом для развитых стран и 2010 годом для развивающихся стран и его использование было разрешено для развитых стран до 2020 года и для развивающихся стран до 2030 года.

Объекты и методы исследования

Устройство и принцип работы экспериментального стенда

Экспериментальный стенд состоит из следующих частей:

Две теплоизолированные камеры емкостью 8 м³.

Кондиционер раздельного исполнения (Сплит-система), включающий наружный и внутренний блоки, соединённые линиями хладагента и электрическими проводами питания и управления;

- Установка УВ10-01;
- Комнатный сплит кондиционер отечественного производства марки ARTEL ART12HB.
- Параметры ARTEL ART12HB.
- Холодопроизводительность 12000 BTU.
- Теплопроизводительность 12000 BTU.
- Потребляемая мощность при летнем режиме 1200 Вт 5,5 А.
- Потребляемая мощность при зимнем режиме 1100 Вт 5,1 А.
- Потребляемое напряжение 220 В 50 Гц.
- Максимальная потребляемая мощность:
 - при летнем режиме 1440 Вт;
 - при зимнем режиме 1460 Вт;
 - Расход воздуха 500 м³/ч
 - Количество хладагента 0,6 кг R410A.

Камеры также оснащены воздухоохладителями, которые охлаждаются хладоносителем. При испытании стенда на «зимний режим», в холодильной машине УВ10-01. Холодильная машина УВ10-01 состоит из агрегата с автоматической оттайкой с водяным охлаждением конденсатора.

- Параметры УВ10-01:
- Холодопроизводительность 12000 BTU.
- Потребляемая мощность 6,1 кВт.
- Расход хладоносителя 1,2– 6,6 м³/ч.
- Компрессор марки АТЕ 3,7/4.
 - мощность, 3,7 кВт.
 - номинальный ток, 9 А.
- Напряжение питающей трехфазной электросети при частоте 50 Гц, 380 В.
- Электродвигатель вентилятора конденсатора.
 - марка 4AM80A2Y3.
 - мощность, 1,5 кВт.
 - номинальный ток, 3,3 А.
- Электродвигатель привода центробежного насоса.
 - марка 4AM71A4Y3.
 - мощность 0,55 кВт.
 - номинальный ток, 1,7 А.
 - Масса (сухая), 580 кг.
 - Габаритные размеры, 1700x820x1870.

Установка УВ10-01 состоит из бессальникового компрессора КП127, конденсатора воздушного охлаждения, рамы-ресивера, оросительного змеевиком испарителя, размещенного в теплоизолиро-

ванном баке с хладоносителем, фильтр-осушительного теплообменного аппарата, фильтров для очистки парообразного хладагента и хладоносителя, центробежного насоса, щита управления, приборов регулирования и защиты, объединённых в один блок.

Испаритель установки изготовлен из медных труб диаметром 36x2 мм в виде змеевика. Хладагент после дросселирования в ТРВ поступает в испаритель снизу. Хладоноситель насосом подается через фильтр в ороситель с отверстиями. Хладоноситель орошает наружную поверхность испарителя и охлажденный, стекает в нижнюю часть бака.

Испаритель типа змеевиковый с кипением хладагента в межтрубном пространстве. Система включает в себя еще и бак для хладоносителя, насос для циркуляции и ротаметр для определения расхода. Для нагрузки на кондиционер камеры оснащены электронагревателями, они соединены к трансформатору через ваттметр.

Холодильная машина, кондиционер и ТЕНы соединены с универсальным измерительным прибором типа К505.

В испытательном стенде используется в качестве альтернативного источника тепловой энергии солнечный коллектор. Солнечно-коллекторная система включает в себя еще и бак для антифриза, и насос для циркуляции. Солнечный коллектор подсоединен к кондиционеру через регенеративный теплообменник. Теплообменник соединяется с кондиционером перед входом в конденсатор. В качестве утилизатора тепла использован регенеративный гладкотрубный теплообменник воздуха.

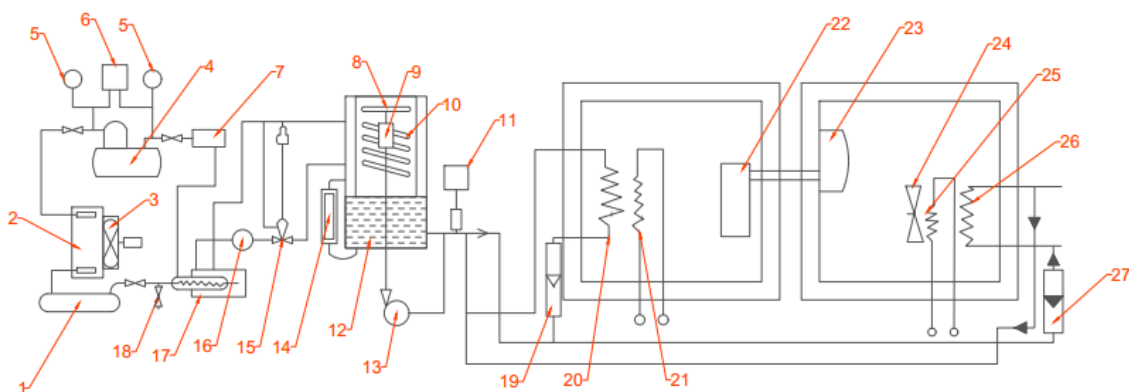


Рисунок 1. Экспериментальная установка:

1 – ресивер, 2 – конденсатор, 3 – вентилятор, 4 – компрессор бессальниковый, 5 – мановакуумметры, 6 – реле давления, 7 – фильтр газовый, 8 – ороситель, 9 – фильтр для воды, 10 – испаритель, 11 – реле температуры, 12 – бак для хладоносителя, 13 – насос центробежный, 14 – уровнемер, 15 – вентиль терморегулирующий, 16 – смотровое стекло, 17 – аппарат теплообменный фильтр-осушитель, 18 – вентиль для дозарядки хладагента в систему, 19 – ротаметр, 20 – охладитель, 21 – электронагреватель воздуха, 22 – наружный блок, 23 – внутренний блок, 24 – вентилятор, 25 – электронагреватель воздуха, 26 – охладитель, 27 – ротаметр

Хладагент кипит в воздухоохладителе 2, забирая тепло от воздуха охлаждаемого помещения, подаваемого вентилятором 12. Образовавшиеся пары, хладагента через 4-х ходовой клапан отсасывается компрессором, находящийся в агрегате. Далее частично или полностью сконденсировавшийся хладагент из теплообменника поступает в воздушный конденсатор 1, где окончательно конденсируется и переохлаждается. Жидкий хладагент, пройдя фильтр-осушитель, дросселируется в капиллярной трубке и поступает в воздухоохладитель 2 и цикл хладагента повторяется.

При переводе на режим отопления, по команде 4-х ходовой клапан переключает потоки хладагента. Конденсатор 1 выполняет функцию испарителя, а испаритель 2 – конденсатора. Цикл холодильного агента осуществляется аналогично циклу в режиме охлаждения. Обогрев помещения осуществляется за счёт теплоты конденсации.

Методика обработки экспериментальных данных в режиме HEAT

Определение теплопроизводительности установки, [Вт]:

$$Q_T = G_w c_{Pw} (t_{B2} - t_{B1}) - Q_{осв} - N_{вен} + Q_{пот}, \quad (1)$$

где G_w – расход воды, кг/сек;

c_{Pw} – теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

t_{B1} – температура охлаждающей воды на входе, °C;

t_{B2} – температура охлаждающей воды на выходе, °C;

$Q_{\text{осв}}$ – теплоприток при освещении, Вт;

$N_{\text{вент}}$ – теплоприток от вентилятора, Вт;

$Q_{\text{пот}}$ – теплопотеря через изоляцию камеры, Вт.

Теплопотери через изоляцию камеры определяются с помощью графиков (рис. 2, 3).

Определение холодопроизводительности установки Вт:

$$Q_o = N_{\text{нагн}} - 60 + Q_{\text{пот}} + N_{\text{вент}}, \quad (2)$$

где $N_{\text{нагн}}$ – потребляемая мощность, Вт.

Определение индикаторной мощности компрессора, Вт:

$$N_{\text{инд}} = N_{\text{км}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{инд}}, \quad (3)$$

где $N_{\text{км}}$ – потребляемая мощность компрессора, Вт;

$\eta_{\text{мех}}$ – индикаторный КПД компрессора;

$\eta_{\text{инд}}$ – механический КПД компрессора.

Тепловой баланс установки [Вт]:

$$Q_T^6 = Q_o + N_{\text{инд}}. \quad (4)$$

Определение работоспособности тепла:

$$|\tau| = 1 - T_{\text{н.б.}}/T_{\text{к}} \quad (5)$$

Определение эксергии теплоты установки:

$$E_{\text{ТН}} = Q_T \cdot \tau \quad (6)$$

Определение коэффициента преобразования теплоты:

$$\mu = Q_T / N_{\text{км}}. \quad (7)$$

Определение эксергетического КПД установки:

$$\eta_{\text{с}} = E_{\text{ТН}} / N_{\text{км}} = \mu \cdot \tau. \quad (8)$$

Методика обработки экспериментальных данных в режиме COOL

Определение теплопроизводительности установки [Вт]:

$$Q_T = G_{\text{в}} c_{\text{Рв}} (t_{\text{вбак}} - t_{\text{в1}}), \quad (9)$$

где $G_{\text{в}}$ – расход воды, кг/сек;

$c_{\text{Рв}}$ – теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$t_{\text{в1}}$ – температура охлаждающей воды на входе, °С;

$t_{\text{вбак}}$ – температура воды в баке, °С;

Определение теплопроизводительности теплообменника [Вт]:

$$Q_{\text{Т.О}} = G_{\text{нас}} \cdot c_{\text{Рв}} (t_{\text{в3}} - t_{\text{в2}}) \quad (10)$$

Определение теплопроизводительности солнечного коллектора [Вт]:

$$Q_{\text{кол}} = G_{\text{нас}} \cdot c_{\text{Рв}} (t_{\text{в2}} - t_{\text{вбак}}) \quad (11)$$

Определение холодопроизводительности, [Вт]:

$$Q_o = N_{\text{нагн}} - 60 + Q_{\text{пот}}. \quad (12)$$

где $N_{\text{нагн}}$ – потребляемая мощность, Вт.

Определение теплового баланса установки, [Вт]:

$$Q_T^6 = Q_{\text{кол}} + Q_{\text{Т.О}}. \quad (13)$$

Определение работоспособности холода:

$$|\tau| = 1 - T_{\text{н.б.}} / T_o. \quad (14)$$

Определения эксергии холода установки:

$$E_{\text{ТН}} = Q_o \cdot \tau. \quad (15)$$

Определение холодильного коэффициента холода:

$$\mu = Q_T / N_{\text{км}}. \quad (16)$$

Определение эксергетического КПД установки:

$$\eta_{\text{с}} = E_{\text{ТН}} / N_{\text{км}} = \mu \cdot \tau. \quad (17)$$

Тепловой баланс установки, [Вт]:

$$Q_T = N_{\text{км}} + Q_o, \quad (18)$$

где $N_{\text{км}}$ – потребляемая мощность, Вт

Определение эксергии холода установки, [Вт]

$$E = Q_o \cdot \tau_{\text{с}}, \quad (19)$$

$\tau_{\text{с}}$ – работоспособность холода.

Определение работоспособности холода

$$\tau_{\text{с}} = 1 - T_{\text{нб.}} / T_o, \quad (20)$$

где $T_{\text{нб.}}$ – температура наружного блока, К;

T_o – расчетная температура кипения, К.

Определение холодильного коэффициента установки:

$$\mu = Q_0 / N. \quad (21)$$

Определение коэффициента полезного действия установки:

$$\eta_e = E / N. \quad (22)$$

Определение удельного расхода электрической энергии:

$$a = W_{\text{км.}} / Q_0. \quad (23)$$

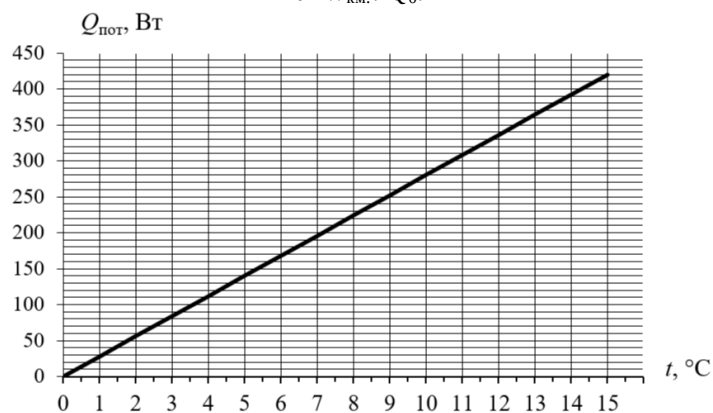


Рисунок 2. Тепловые потери в камере внутреннего блока

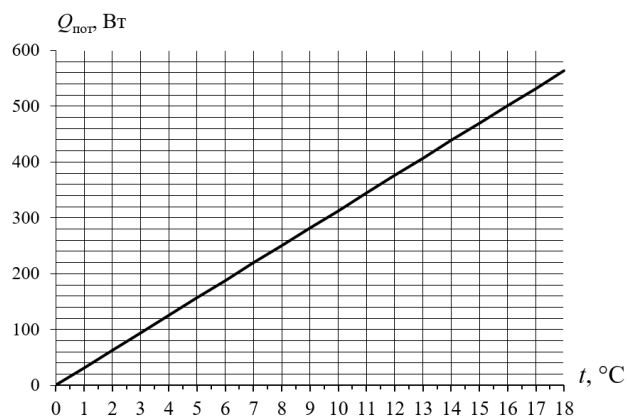


Рисунок 3. Тепловые потери в камере внешнего блока

Для определения тепловых потерь в камерах также определяются с помощью графиков. Каждая камера имеет свой график потери тепла.

Заключение

Структура экспериментального устройства, принцип работы, результаты, полученные с его помощью, как будут выглядеть результаты. Кроме того, принципиальная схема экспериментального устройства представлена на рисунке 1. По схеме проводилась разъяснительная работа. Результаты по каждому параметру и результаты в графической форме представлены в дизайне. Также освещается методология исследования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Норхужаев, А.С. Исследование хладагентов R22, R410A, R290 и R32 при одинаковых условиях // Сборник докладов XI международной научно-технической конференции «КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2023». – 27 апреля 2023 года. – С. 31–34.
2. Боладжи, Б.О. Выбор экологически чистых хладагентов и текущие альтернативы в парокомпрессионных холодильных системах // Труды междисциплинарной международной конференции, Институт менеджмента и государственного управления Ганы. – Гана: 2012. – С. 27–39.
3. Цветков, О.Б. О теплопроводности диформетана (ГФУ–32) в составе разреженного газа / О. Б. Цветков, Ю.А. Лаптев // Вестник Международной академии холода. – 2014. – № 3. – С. 22–26.
4. Цветков, О.Б. К интерпретации результатов исследования теплопроводности твердых HFC-зеотропов и HFC-азеотропов в рамках катастрофической континентальной схемы описания / О.Б. Цветков, Ю.А. Лаптев // Материалы XIV Росс. конф. (с междун. участием) по теплофизическим свойствам веществ, Казань, 15–17 октября 2014 г. Том II. – Казань: КНИТУ, 2014. – Т. 1. – С. 353–359.
5. Цветков, О.Б. Атмосферная вязкость азеотропных смесей Газообразный CFC-, HCFC-, HFC и FC-классов хладагентов / О.Б. Цветков, Ю.А. Лаптев // Холодильная техника. – 2014. – № 10. – С. 39–42.

USE OF LOW FREQUENCY SOUND FIELD TO INTENSIFY THE PROCESS OF FREEZING VEGETABLE DISPERSED FOOD PRODUCTS

Shakhov S.V.¹, Doct. Tech. Sc., professor

Glotova I.A.², Doct. Tech. Sc., professor

¹FSBEI HE "Voronezh State University of Engineering Technologies", Russia, 394036, Voronezh, Revolution Avenue, 19

²FSBEI HE "Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great", Russia, 394087, Voronezh, Michurina str., 1

E-mail: s_shahov@mail.ru, glotova-irina@yandex.ru

Abstract

Objects of research: grapes, gooseberries, black currants. The purpose of the work is to increase the efficiency of the berry freezing process using the principle of fluidization by applying an external influence on the process, while a low-frequency sound field was used as an external influence. It has been established that the sound effect on the boundary layer of the product during freezing can reduce the duration of the refrigeration process of dispersed plant products by 15...20 %, due to an increase in the intensity of heat exchange in the "product – cold air" system.

Keywords: berries, fluidization, heat transfer.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЗВУКОВОГО ПОЛЯ НИЗКОЙ ЧАСТОТЫ ДЛЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА ЗАМОРАЖИВАНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ ДИСПЕРСНЫХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Шахов С.В.¹, докт. тех. наук, профессор, Глотова И.А.², докт. тех. наук, профессор

¹ФГБОУ ВО «Воронежский государственный университет инженерных технологий», Россия, 394036, Воронеж, просп. революции, 19

²ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, 394087, Воронеж, ул. Мичурина, 1

E-mail: s_shahov@mail.ru, glotova-irina@yandex.ru

Аннотация

Объекты исследования – ягоды винограда, крыжовника, черной смородины. Цель работы – повысить эффективность процесса замораживания ягод, используя принцип флюидизации, за счет применения внешнего воздействия на процесс, при этом в качестве внешнего воздействия использовали звуковое поле низкой частоты. Установлено, что звуковое воздействие на пограничный слой продукта при замораживании позволяет на 15...20 % сократить продолжительность процесса холодильной обработки диспергированных растительных продуктов, благодаря увеличению интенсивности теплообмена в системе «продукт – холодный воздух».

Ключевые слова: ягоды, флюидизация, теплообмен.

Введение

Актуальной проблемой является круглогодичное обеспечение населения фруктами и ягодами, сохраняющими в качестве показателей качества органолептические, физико-химические показатели качества, а также комплекс биологически активных веществ, присущих свежей продукции [1]. Из известных методов консервирования продуктов, как животного, так и растительного происхождения, замораживание является наиболее простым и широко распространенным. В настоящее время используются следующие способы замораживания: контактное замораживание, криогенное, замораживание в потоке холодного воздуха и другие. Общими недостатками указанных способов являются значительные энергозатраты и длительность процесса, что приводит к снижению качества продуктов [2].

Наиболее перспективным для замораживания дисперсных растительных продуктов является способ, основанный на методе флюидизации, который реализуется во флюидизационных морозильных аппаратах с различными конструктивными особенностями [3]. Данные аппараты предназначены для замораживания дисперсных пищевых продуктов россыпью (зелёный горошек, бобы, фасоль, ягоды, рыбные палочки и др.), которые имеют одинаковую форму и незначительно различаются размерами и массой отдельных частиц (кусков). В таких аппаратах продукты замораживают в потоке холодного воздуха, который подается снизу через специальную решетку

(перфорированный поддон) в грузовой отсек. Движущийся воздух создает воздушную подушку и перемещает мелкоштучный продукт вдоль грузового отсека аппарата.

Сущность способа флюидизации заключается в том, что продукты замораживаются, находясь в псевдооживленном состоянии, за счет восходящего потока холодного воздуха. При этом замораживаемый продукт непрерывно движется от загрузочного узла к разгрузочному за счет наклона воздухораспределительной решетки или направляющих лопаток. Несмотря на присущие этому способу преимущества: интенсивное перемешивание продукта, приводящее к выравниванию температур в объеме псевдооживленного слоя, непрерывность процесса, сравнительно простое устройство аппаратов и др. У него есть недостаток, свойственный всем остальным способам замораживания. Он заключается в том, что интенсивность теплообмена в системе «продукт – холодный воздух» ограничена тепловым пограничным слоем, существующим вокруг продукта [4].

Для совершенствования указанного способа, перспективным представляется использование внешних воздействий, таких как: вибрация, электрическое поле, звуковое поле и др. Звуковое поле используется во многих областях науки и техники, однако в холодильной технологии влияние этого воздействия на процессы замораживания мало изучено.

Цель работы – повысить эффективность процесса замораживания растительных продуктов, используя принцип флюидизации, за счет применения внешнего воздействия на процесс, при этом в качестве внешнего воздействия использовали звуковое поле низкой частоты.

Объекты и методы исследования

В качестве объектов исследования были выбраны ягоды винограда, крыжовника и черной смородины, богатые витаминами и необходимые человеку круглый год. С технологической точки зрения все они характеризуются малыми размерами и имеют форму, близкую к сферической.

На основе анализа литературных и информационных источников был предложен способ замораживания растительных продуктов в потоке холодного воздуха с использованием звукового поля, блок-схема способа показана на рисунке 1. Процесс замораживания протекает в холодильной камере, режим замораживания обеспечивается нагнетающим вентилятором, теплообменником, компрессором, на замораживаемый продукт воздействует звуковое поле, создаваемое генератором низкой частоты и электродинамическими излучателями.

Для исследования влияния параметров звукового воздействия на процесс замораживания была разработана и сконструирована экспериментальная установка. Общий вид и схема экспериментальной установки показаны на рисунке 2.

Эксперимент проводился одновременно на двух стендах, что позволило провести сравнительный анализ времени замораживания продуктов в условиях звукового воздействия и без него и оценить эффект воздействия, как качественно, так и количественно.

Определяя напряжение на звуковой катушке излучателя и зная сопротивление катушки, КПД излучателя и площадь облучения, определяли интенсивность звука.

Качество быстрозамороженных ягод оценивали по органолептическим показателям в замороженном (внешний вид, цвет) и размороженном (цвет, вкус и запах, консистенция, цвет) состоянии по методикам, указанным в [5].

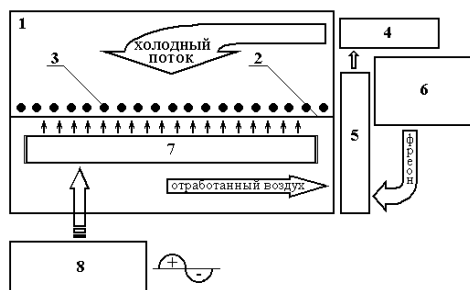
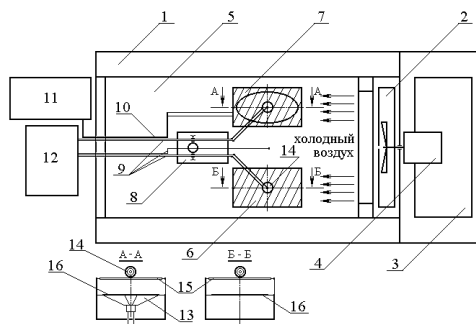


Рисунок 1. Блок-схема способа замораживания пищевых продуктов: 1 – холодильная камера; 2 – сетка; 3 – замораживаемый продукт; 4 – нагнетающий вентилятор; 5 – теплообменник; 6 – компрессор; 7 – электродинамические излучатели; 8 – генератор низкой частоты



(а)



(б)

Рисунок 2. Общий вид (а) и схема экспериментальной установки (б): 1 – низкотемпературный холодильный пульт НС 280/70.1; 2 – воздухоохладитель; 3 – фреоновый компрессор; 4 – нагнетающий вентилятор; 5 – холодильная камера; 6, 7 – экспериментальные стенды; 8 – штатив; 9 – хромель-копелевые термодпары; 10 – коаксиальный кабель; 11 – генератор низкочастотных сигналов ГЗ-118; 12 – самопишущий потенциометр; 13 – электродинамический излучатель 1ГД28; 14 – замораживаемый продукт; 15, 16 – металлические решетки, расположенные друг над другом

Результаты и их обсуждение

Были проведены исследования зависимости продолжительности замораживания от напряжения на звуковой катушке и частоты звукового сигнала для ягод винограда, крыжовника и черной смородины. Температура в камере составляла от минус 12 до минус 15°C, скорость потока воздуха 2...3 м/с. Изменяя напряжение на звуковой катушке излучателя и частоту сигнала, исследовали влияние этих факторов на продолжительность замораживания ягод винограда и крыжовника (рисунок 3).

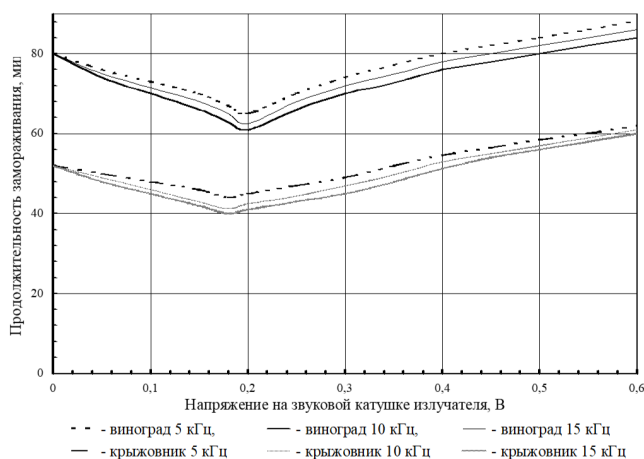


Рисунок 3. Зависимость продолжительности замораживания ягод винограда и крыжовника от напряжения на звуковой катушке излучателя на различных частотах

С увеличением напряжения до 0,2 В (виноград) и до 0,18 В (крыжовник) продолжительность замораживания уменьшается в 1,3 раза. При дальнейшем увеличении напряжения время замораживания возрастает. В полученных зависимостях (см. рисунок 3) наблюдается четко выраженный экстремум, соответствующий оптимальному режиму замораживания ягод.

Исходя из напряжения U_K , подаваемого от генератора низкой частоты на катушку излучателя с сопротивлением R_K , рассчитывали интенсивность звука I по площади облучения:

$$I = \frac{\eta \cdot U_K^2}{R_K \cdot S} \quad (1)$$

КПД излучателя η определяли в зависимости от конструктивных параметров источника звука.

В частотной зависимости установлено, что в диапазоне 5...15 кГц наибольший эффект достигается на стадии кристаллизации влаги при частоте 10 кГц. На рисунке 4 и в таблице приведены результаты, отражающие влияние частоты звука на продолжительность стадий замораживания ягод винограда при интенсивности звукового воздействия $4,4 \cdot 10^{-4}$ Вт/м². Аналогичные зависимости получены для ягод крыжовника и черной смородины.

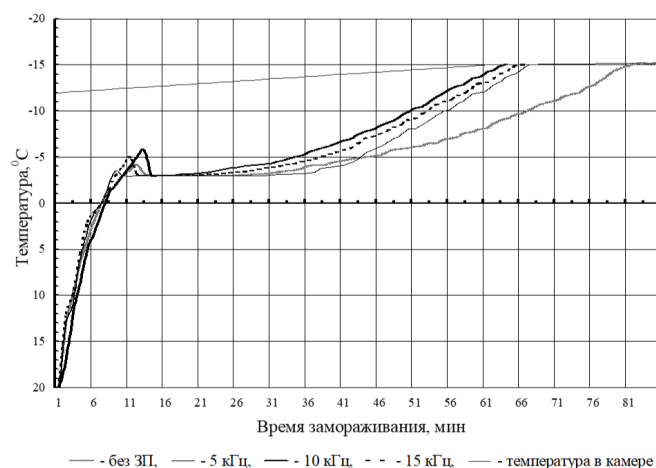


Рисунок 4. Кривые замораживания ягод винограда в зависимости от частоты при интенсивности звука $4,4 \cdot 10^{-4}$ Вт/м²

Таблица 1. Влияние частоты звукового сигнала на процесс замораживания ягод винограда при интенсивности звука $4,4 \cdot 10^{-4}$ Вт/м²

Частота воздействия, КГц	Длительность стадий, мин			Суммарное время процесса, мин
	охлаждения	кристаллизации	замораживания	
0	13	12	55	80
5	9	22	34	65
10	13	4	44	61
15	12	8	42	62

Исследовано влияния режима звукового воздействия на продолжительность замораживания ягод винограда. Схема установки для создания импульсного режима показана на рисунке 5.

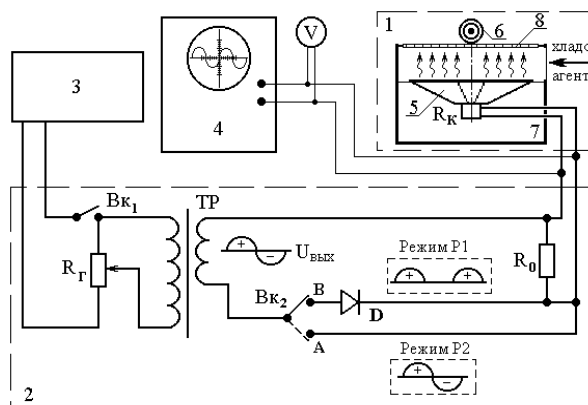


Рисунок 5. Схема установки для создания импульсного режима: 1 – холодильная камера; 2 – электронный блок; 3 – генератор низкой частоты; 4 – осциллограф; 5 – электродинамический излучатель; 6 – замораживаемый продукт; 7 – экспериментальный стенд; 8 – сетка

Установка для создания импульсного режима звукового воздействия включает в себя: холодильную камеру 1, электронный блок 2, генератор низкой частоты 3, осциллограф 4 и вольтметр. Электронный блок работает следующим образом: синусоидальный сигнал, подаваемый от генератора низкой частоты через согласующий трансформатор, ограничивается диодом, т. е. исключается одна полуволна гармонического колебания. Затем этот сигнал поступает на излучатель, где преобразуется в звуковые волны низкой частоты, воздействующие на пограничный слой замораживаемого продукта. Для выявления эффекта звукового воздействия проводили параллельные исследования с использованием импульсного режима и при наложении постоянного звукового поля. Интенсивность и частота сигналов во всех случаях строго контролировались и являлись постоянными.

Установлено, что при применении импульсного режима продолжительность замораживания сокращается еще на 7 %.

С целью определения влияния звукового воздействия на процесс кристаллизации влаги в замораживаемом продукте была исследована его структура. В качестве объекта исследования использовались ягоды винограда. Методика определения структуры продукта заключалась в следующем: в процессе замораживания в стадии кристаллизации влаги продукт рассекали на две половины. На срезы наносили реплики, составленные на основе раствора дихлорэтана с добавлением крошки целлюлозы. После застывания пленки производилось отделение ее от поверхности среза и перенос на предметное стекло. Полученные реплики исследовались в оптическом микроскопе (рисунок 6).

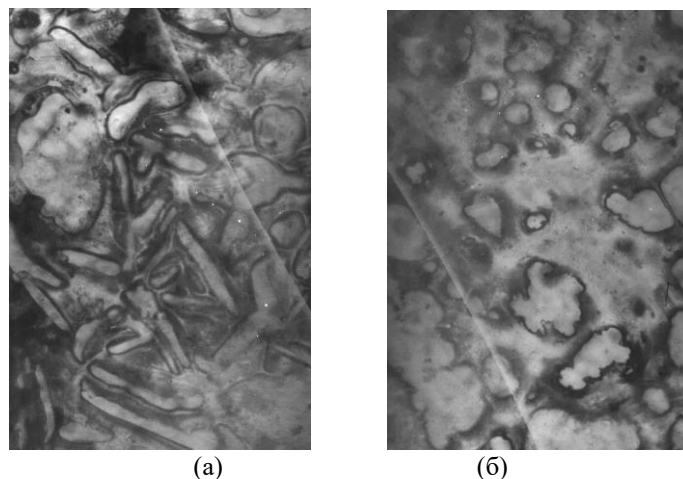


Рисунок 6. Микроструктура ягод замороженного винограда, $\times 300$: а – без использования звукового воздействия, б – с использованием звукового воздействия

Установлено, что при звуковом воздействии происходят значительные изменения в структуре: преобладают округлые формы кристаллов. Для микроструктуры ягод винограда после замораживания без звукового воздействия характерна анизотропная форма. Это может быть обусловлено увеличением интенсивности теплообмена в системе «продукт – холодный воздух».

По органолептическим показателям замороженная продукция соответствовала требованиям ГОСТ 33823-2016 к ягодам высшего сорта; массовая доля сморзшихся ягод не превышала 2 % по массе.

Заключение

Установлено, что звуковое воздействие на пограничный слой продукта при замораживании позволяет на 15...20 % сократить продолжительность процесса холодильной обработки диспергированных растительных продуктов, благодаря увеличению интенсивности теплообмена в системе «продукт – холодный воздух», а также оказывает благоприятное воздействие на структурные изменения в замораживаемых продуктах, так как способствует формированию округлых форм кристаллов. Исследовано влияние интенсивности звукового сигнала в диапазоне от 0 до $4 \cdot 10^{-3}$ Вт/м² и частоты звукового сигнала от 5 до 15 кГц на продолжительность замораживания ягод винограда, крыжовника, черной смородины. Определены оптимальные параметры звукового воздействия: частота 10 кГц; интенсивность звука для винограда $4,4 \cdot 10^{-4}$ Вт/м², крыжовника $3,56 \cdot 10^{-4}$ Вт/м², черной смородины $2,47 \cdot 10^{-4}$ Вт/м².

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Nowak, K.W. The effect of ultrasound and freezing/thawing treatment on the physical properties of blueberries / K.W. Nowak, M. Zielinska & K.M. Waszkielis, // Food Sci Biotechnol. – 2019. – 28. – P. 741–749. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s10068-018-0528-5>.
2. Кременевская, М. И. Аспекты быстрого замораживания плодово-ягодной продукции / М.И. Кременевская // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Процессы и аппараты пищевых производств». – 2015. – № 4.
3. Венгер, К.П. Экспериментальные исследования процесса флюидизации при замораживании растительной продукции в низкотемпературном воздушном потоке / К.П. Венгер, В. Е. Цибульских // Международный научный журнал «Вестник науки». – 2020. – Т.5. – № 5 (26). – С. 213–218.
4. Мукайлов, М.Д. Влияние температуры замораживания, массы ягод и массовой концентрации сахаров на скорость замораживания винограда / М.Д. Мукайлов // Вестник МАХ. – 2005. – № 4. – С. 32–34.
5. ГОСТ 33823-2016. Фрукты быстрозамороженные. Общие технические условия. – Введ. 2018–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 2016. – 14 с.

DETERMINING SETTINGS FOR SELECTING COOLING METHOD DUE TO RADIATIVE COOLING OR REFRIGERATION MACHINE

Tsoy A.P.¹, Doct. Tech. Sc., professor, Granovskiy A.S.², Koretskiy D.A.²

¹Almaty Technological University, Kazakhstan, 050012, Almaty, st. Tole bi, 100

²Teniz TOO, Kazakhstan, 050008, Almaty, st. Manasa, 22B, office 37, room 6

E-mail: teniz@bk.ru, granovskiy.a@rambler.ru, dima7ava7t@gmail.com

Abstract

The temperature conditions for turning on the radiation cooling circuits and the refrigeration machine in a combined refrigeration system are considered. A technique for dynamically changing the required coolant temperature depending on the ambient temperature is proposed. In the HK50 refrigeration chamber, the technique makes it possible to raise the temperature of the coolant to -2°C when the ambient air temperature drops below 0°C . Based on the requirement to increase energy efficiency, the temperature condition for turning on radiators instead of a chiller was determined. For HK50 it is established that in order to turn on the radiators, the air temperature must be 6.5°C below the required coolant temperature.

Keywords: radiative cooling, combined refrigeration system, free cooling, automation, control algorithms.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТАВОК ДЛЯ ВЫБОРА СПОСОБА ОХЛАЖДЕНИЯ ЗА СЧЕТ РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ИЛИ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Цой А.П.¹, док. тех. наук, профессор, Грановский А.С.², Корецкий Д.А.²

¹Алматинский технологический университет, Казахстан, 050012, Алматы, ул. Толе би, 100

²ТОО «Тениз», Республика Казахстан, 050008, Алматы, ул. Манаса, 22Б, офис 37, кабинет 6

E-mail: teniz@bk.ru, granovskiy.a@rambler.ru, dima7ava7t@gmail.com

Аннотация

Рассмотрены температурные условия включения контуров радиационного охлаждения и холодильной машины в комбинированной холодильной системе. Предложена методика динамического изменения требуемой температуры теплоносителя в зависимости от температуры окружающей среды. В холодильной камере ХК50 методика позволяет поднять температуру теплоносителя до -2°C при снижении температуры атмосферного воздуха ниже 0°C . На основе требования о повышении энергетической эффективности определено температурное условие включения радиаторов вместо чиллера. Для ХК50 установлено, что для включения радиаторов температура воздуха должна быть на $6,5^{\circ}\text{C}$ ниже требуемой температуры теплоносителя.

Ключевые слова: радиационное охлаждение, комбинированная холодильная система, естественное охлаждение, автоматизация, алгоритмы управления.

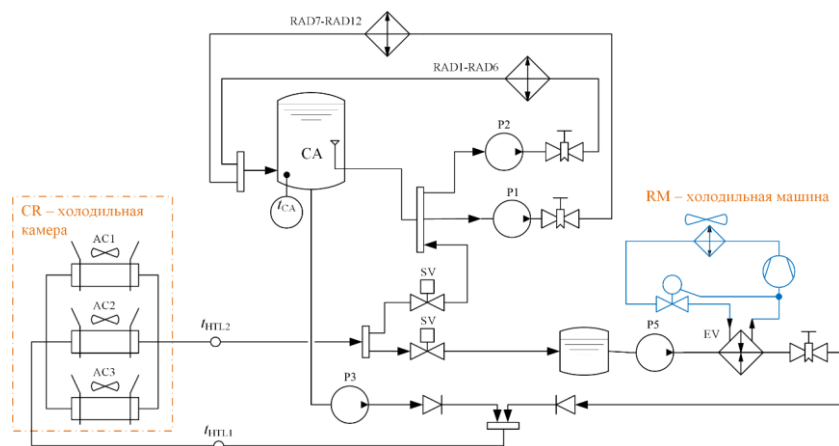
Введение

В настоящее время в области холодильной техники актуален вопрос снижения энергопотребления. В связи с этим широко рассматривается возможность применения естественных способов охлаждения. Одним из таких способов является радиационное охлаждение – отведение теплоты за счет инфракрасного излучения, уходящего через атмосферу планеты в окружающее космическое пространство [1, 2]. Однако, применение радиационного охлаждения связано со множеством сложностей, обусловленных непостоянством условий окружающей среды. В связи с этим рассматривается возможность применения радиационного охлаждения совместно с парокомпрессионной холодильной машиной.

Объекты и методы исследования

Команда проекта ранее разработала комбинированную холодильную систему ХК50.ХС для камеры хранения яблок [3]. В этой системе (рисунок 1) охлаждение воздуха в холодильной камере производится за счет теплоносителя, который попеременно охлаждается в испарителе EV парокомпрессионной холодильной машины (чиллера) и радиаторах RAD. В радиаторах теплоноситель охлаждается при низкой температуре окружающей среды за счет совместного действия конвективного теплообмена и радиационного излучения. Теплоноситель, охлажденный в радиаторах, накапливается в аккумуляторе холода. При необходимости этот теплоноситель подается в

воздухоохладители AC1...AC3. Все три воздухоохладителя охлаждают одну холодильную камеру. Если температура теплоносителя в аккумуляторе холода CA становится слишком высокой, охлаждение производится за счет работы чиллера EV.



AC1...AC3 – воздухоохладители, CA – аккумулятор холода, P1...P5 – насосы;
RAD1...RAD12 – радиаторы; EV – испаритель; SV – соленоидный клапан

Рисунок 1. Упрощенная гидравлическая схема комбинированной холодильной системы XK50

На работу радиаторов существенное влияние оказывают условия окружающей среды. Хотя теплообменные процессы в радиаторах достаточно хорошо изучены, конкретные критерии целесообразности включения/отключения радиаторов ранее разработаны не были. Некорректные условия включения/отключения радиаторов могут привести не только к перерасходу электроэнергии, но и увеличению температуры внутри охлаждаемого объема, что может привести к порче продуктов.

Упрощенная логическая схема работы системы управления следующая. Если температура в аккумуляторе холода ниже требуемой температуры теплоносителя, включается режим охлаждения за счет аккумулятора холода. При невыполнении данного условия включается режим охлаждения за счет чиллера. Если средняя температура воздуха в холодильной камере выше требуемой в зависимости от выбранного режима (охлаждение за счет аккумулятора или охлаждение за счет чиллера) включается насос P3 или P5. Если включен насос P5 и температура на входе в испаритель больше требуемой, включается компрессор чиллера. Одновременно с насосами P3 и P5 включаются вентиляторы воздухоохладителей.

Фактически целесообразность включения радиаторов должна определяться на основе оценки холодильного коэффициента процесса охлаждения в них. Однако, в реальных условиях эксплуатации холодильный коэффициент измерять затруднительно, в связи с чем требуется определение температурных условий включения/отключения радиаторов. В данной работе для определения температурных условий предлагается рассмотреть тепловой баланс холодильной камеры с учетом работы воздухоохладителя.

В первую очередь рассмотрим при какой температуре атмосферного воздуха вообще требуется искусственное охлаждение. Дело в том, что в зимнее время очень часто температура атмосферного воздуха оказывается ниже требуемой температуры в холодильной камере ($t_{CR,R} = +1^{\circ}\text{C}$). При этом теплотери через стены холодильной камеры могут привесить тепловыделения внутри холодильной камеры. Таким образом охлаждение необходимо, если:

$$Q_{PR} + Q_{CR} + Q_F > 0, \quad (1)$$

где Q_{PR} – теплоприток от дыхания хранимого продукта, Вт. При постоянной температуре воздуха в холодильной камере его можно считать постоянным и зависящим от вида хранимого продукта и его массы;

Q_F – теплоприток от вентиляторов воздухоохладителя, Вт;

Q_{CR} – теплоприток через ограждения холодильной камеры, Вт.

Теплоприток через стены холодильной камеры упрощенно можно описать как зависимость от температурного напора на ограждении:

$$Q_{CR} = K_{CR} (t_{AIR} - t_{CR,R}), \quad (2)$$

где K_{CR} – коэффициент теплопередачи ограждения холодильной камеры, Вт/ $^{\circ}\text{C}$;

t_{AIR} – температура атмосферного воздуха, °C;

$t_{CR,R}$ – требуемая температура воздуха в холодильной камере, °C.

Из решения уравнения 1, следует, что температура атмосферного воздуха, при которой требуется искусственное охлаждение холодильной камеры:

$$t_{AIR,R} > t_{CR,R} - \frac{Q_{PR} + Q_F}{K_{CR}}. \quad (3)$$

Для ХК50 при расчете принято, что потребляемая мощность электродвигателей вентиляторов одного воздухоохладителя равна 140 Вт. Общая мощность всех вентиляторов трех воздухоохладителей в холодильной камере $Q_F = 420$ Вт. Коэффициент теплопередачи ограждения $K_{CR} = 121$ Вт/°C. Теплоприток от яблок составляет 0,014 Вт/кг.

С использованием полученного выражения 3 можно сделать вывод о том, что для холодильной камеры ХК50 при загрузке в нее 30 000 кг яблок, искусственное охлаждение требуется при температуре атмосферного воздуха выше -6°C . По мере уменьшения количества хранимых яблок до 1000 кг температура атмосферного воздуха, при которой требуется включение искусственного охлаждения, повышается до -1°C .

Производительность радиаторов в значительной степени зависит от температуры теплоносителя, подаваемого в них. Для повышения производительности радиаторов температуру теплоносителя следует поддерживать как можно более высокой. Соответственно, возникает вопрос о том как сильно можно поднять температуру теплоносителя, при которой все же будет происходить стабильное поддержание температуры воздуха в холодильной камере.

При этом нужно учитывать следующие обстоятельства.

Во-первых, в течение периода хранения теплоприток в охлаждаемое помещение существенно изменяется. Так он имеет максимальное значение при первичном охлаждении продукта в конце лета или начале осени. Далее по мере снижения температуры атмосферного воздуха он может снижаться до нуля и в определенный момент становится отрицательным. Известно, что холодопроизводительность воздухоохладителей зависит от перепада температур между охлаждаемым воздухом и теплоносителем. Поэтому, при снижении теплопритока в охлаждаемое помещение перепад температур на воздухоохладителе можно уменьшить путем повышения температуры теплоносителя.

Во-вторых повышение температуры теплоносителя способно повысить не только производительность радиаторов, но и производительность холодильной машины из-за роста температуры кипения хладагента в испарителе.

В-третьих уменьшение перепада температур на воздухоохладителе уменьшает усушку воздуха, что важно в случае хранения яблок.

Для обеспечения стабильного поддержания температуры воздуха в холодильной камере, необходимо, чтобы холодопроизводительность воздухоохладителя равнялась теплопритоку в холодильную камеру:

$$Q_{AC} = Q_{CR} + Q_{PR} + Q_F. \quad (4)$$

Для простоты считаем, что холодопроизводительность воздухоохладителя определяется как:

$$Q_{AC} = k_{AC} \cdot A_{AC} \cdot \Delta t_{AC}, \quad (5)$$

где k_{AC} – коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, Вт/(м²·°C);

A_{AC} – площадь теплообменной поверхности воздухоохладителя, °C;

Δt_{AC} – средняя разница между температурой воздуха и теплоносителя в воздухоохладителе, °C.

Из решения уравнения 4 следует, что требуемая температура теплоносителя на входе в воздухоохладитель:

$$t_{HTL1,R} = t_{CR,R} - \frac{\Delta t_{HTL,EV}}{2} - \frac{K_{CR} (t_{AIR} - t_{CR,R}) + Q_{PR} + Q_F}{k_{AC} A_{AC}}. \quad (6)$$

где $\Delta t_{HTL,EV}$ – проектное значение изменения температуры теплоносителя при прохождении через испаритель (или воздухоохладитель), °C. В случае ХК50 оно составляет 4°C .

Формулу 6 можно использовать для динамического изменения требуемой температуры теплоносителя в зависимости от температуры атмосферного воздуха.

Если температура теплоносителя в аккумуляторе холода t_{CA} меньше требуемой температуры теплоносителя $t_{HTL1,R}$, следует для охлаждения холодильной камеры использовать накопленный теплоноситель, а не чиллер. Таким образом условие включения охлаждения за счет холода накопленного в аккумуляторе холода:

$$t_{CA} < t_{HTL1.R}. \quad (7)$$

На рисунке 2 представлен результат расчета требуемой температуры теплоносителя $t_{HTL1.R}$, подаваемого в воздухоохладитель ХК50. При расчетах принято, что произведение площади на коэффициент теплопередачи воздухоохладителей ХК50 равно $750 \text{ Вт/}^\circ\text{C}$.

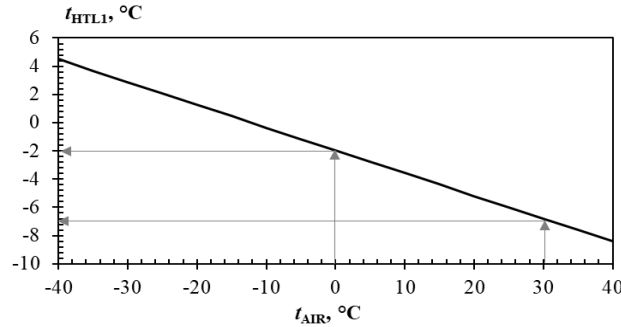


Рисунок 2. Зависимость требуемой температуры теплоносителя на входе в воздухоохладитель от температуры атмосферного воздуха для ХК50

Как видно из графика, для камеры ХК50 при температуре атмосферного воздуха 0°C температура теплоносителя можно повысить до -2°C . При температуре атмосферного воздуха на уровне $+30^\circ\text{C}$ температура теплоносителя должна опускаться до -7°C .

Далее рассмотрим, в каких условиях целесообразно включать радиаторы вместо чиллера. Это имеет смысл делать, если их холодильный коэффициент COP_{RAD} будет выше, чем холодильный коэффициент охлаждения в чиллере:

$$COP_{RAD} > COP_{RM}, \quad (8)$$

где COP_{RM} – холодильный коэффициент чиллера, Вт/Вт.

При расчете холодильного коэффициента радиатора необходимо учитывать энергопотребление насоса, а также тепловыделения от насоса в контур теплоносителя, что снижает полезную холодопроизводительность радиатора. Поэтому:

$$COP_{RAD} = \frac{Q_{RAD} - N_{E.P.RAD} \cdot \eta_{PH}}{N_{E.P.RAD}} = \frac{k_{RAD} \cdot A_{RAD} \cdot \Delta t_{RAD}}{N_{E.P.RAD}} - \eta_{PH}, \quad (9)$$

где $\Delta t_{RAD} = (t_{HTL1} - t_{AIR})$ – температурный напор на радиаторе, $^\circ\text{C}$;

η_{PH} – характеристика насоса, определяемая, как отношение количество тепла, передаваемого к теплоносителю к потребляемой мощности насоса, Вт/Вт;

$N_{E.P.RAD}$ – потребляемая мощность насоса, подающего теплоноситель в радиаторы, Вт;

k_{RAD} – коэффициент теплопередачи радиатора, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

A_{RAD} – площадь теплообменной (излучающей) поверхности радиатора, м^2 .

Подстановка 9 в 8, дает условие включения охлаждения в радиаторе, при выполнении которого энергоэффективность процесса охлаждения теплоносителя в радиаторе будет выше, чем у традиционного чиллера:

$$\Delta t_{RAD} > (COP_{RM} + \eta_{PH}) \cdot \left[\frac{N_{E.P.RAD}}{k_{RAD} \cdot A_{RAD}} \right]. \quad (10)$$

Для насосов с мокрым ротором η_{PH} можно считать равным единице. Для насосов с сухим ротором $\eta_{PH} = P_3/P_1$, где P_1 – мощность, потребляемая насосом из электросети, Вт; P_3 – мощность, передаваемая к крыльчатке насоса. В частности, для используемых насосов Pedrollo CPM 130 с сухим ротором ориентировочно имеем $P_3=0,31 \text{ кВт}$, $P_1=0,55 \text{ кВт}$, $\eta_{PH}=0,56$. В общем для малых насосов с сухим ротором можно считать, что $\eta_{PH} = 0,5 \dots 0,7$.

В данном случае для подачи теплоносителя используется два одинаковых насоса. Поэтому $N_{E.P.RAD}=1100 \text{ Вт}$.

Площадь излучающей поверхности радиаторов составляет 72 м^2 . Экспериментальное значение коэффициента теплопередачи, интегрируемого в крышу, по данным [4] составляет $5,6 \pm 1,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Следует также отметить, что теоретически при использовании более совершенной конструкции радиатора его коэффициент теплопередачи мог достигать $12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Холодильный коэффициент обыкновенного чиллера:

$$COP_{RM} = \frac{Q_{0,CM} - N_{E.P.RM} \cdot \eta_{PH}}{N_{E,CM} + N_{E.P.RM} + N_{E,CD}}, \quad (11)$$

где $Q_{0,CM}$ – холодопроизводительность компрессора чиллера, Вт;

$N_{E.P.RM}$ – потребляемая мощность насоса, подающего теплоноситель в испаритель чиллера, Вт;

Следует учитывать, что она будет существенно ниже, чем мощность насоса радиаторов. Это связано с тем, что радиаторы должны быть размещены на крыше на значительном удалении от аккумулятора холода;

$N_{E,CD}$ – потребляемая мощность электродвигателей вентиляторов конденсатора воздушного охлаждения, Вт. В данном случае упрощенно считаем, что потребляемая мощность равна 5% от отводимой тепловой мощности.

Потребляемая мощность насоса P5, прокачивающего теплоноситель через испаритель чиллера в ХК50, составляет примерно 540 Вт. Однако, как минимум половина из расходуемой энергии использовалась на перекачку теплоносителя через воздухоохладитель. Поэтому считаем, что на прокачку теплоносителя расходовалось примерно 270 Вт.

Получаем в летнее время $COP_{RM}=1,18$. А в зимнее время 1,81, что согласуется с данными [5].

Результаты и их обсуждение

С учетом приведенных выше данных температурный напор на радиаторе для его включения вместо чиллера должен быть не менее 6,5°C. При использовании теоретического более совершенного радиатора температурный напор может быть уменьшен до 3°C.

Если средняя температура теплоносителя будет равна -2°C, то включение радиаторов ХК50 целесообразно лишь при температуре атмосферного воздуха ниже -8,5°C, а включение более совершенных радиаторов может производиться при -5°C.

Следует отметить, что авторы уже исследовали работу холодильной камеры ХК50 при условии поддержания постоянной температуры теплоносителя на уровне -7°C. Опыт показал, что при такой настройке радиаторы будут включаться при температуре окружающей среды не выше -13,5°C. Как было показано выше при столь низкой температуре атмосферного воздуха искусственное охлаждение в камере ХК50 практически не требуется. В связи с этим, холод произведенный радиаторами используется незначительный период. Так за период с декабря по февраль 2024 года, в условиях климата города Алматы, охлаждение холодильной камеры за счет аккумулятора холода осуществлялась очень непродолжительное время. Такие условия возникали при значительном повышении температуры воздуха (до 0°C) в отдельные дни после периода с низкой температурой воздуха.

Рассмотрим условия температуры атмосферного воздуха, при которых использование радиационного охлаждения будет целесообразным.

В аккумуляторе холода температура теплоносителя к окончанию ночи для создания запаса холода на следующий рабочий день должна быть на 5°C ниже, чем требуемая температура теплоносителя. Если требуемая температура теплоносителя -2°C, то к концу ночи температура в аккумуляторе должна опуститься до -7°C. Поэтому температура воздуха в ночное время должна опускаться до -7-6,5=-13,5°C при использовании обычного радиатора, и до -10°C при использовании теоретического более совершенного радиатора. В дневное же время температура воздуха должна подняться выше -6°C, чтобы охлаждение холодильной камеры вообще требовалось. Лишь при выполнении этих условий холод, созданный в радиаторе, может быть использован.

Заключение

Предложенные методики расчета можно использовать для определения настроек контроллера, определяющих условия включения/отключения радиаторов и холодильной машины комбинированной холодильной системы. Также предложенную методику определения требуемой температуры теплоносителя можно использовать в различных энергосберегающих чиллерных холодильных системах, использующих естественные источники холода.

В дальнейших работах следует исследовать работу ХК50 при изменяющейся требуемой температуре теплоносителя.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Zhao, B. Radiative cooling: A review of fundamentals, materials, applications, and prospects / Zhao B., Hu M, Ao X., Chen N., Pei G. // Applied Energy. – 2019. – Vol. 236. – P. 489–513. – <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.12.018>.

2. Vall, S. Radiative cooling as low-grade energy source: A literature review / S. Vall, A. Castell // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2017. – Vol. 77. – P. 803–820. – <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.010>.
3. Цой, А. П. Экспериментально-промышленные холодильные системы на возобновляемых источниках энергии / А.П. Цой, Д.А. Корецкий, А.С. Грановский // Казахстан-Холод 2023: Сб. докл. межд. науч.-техн. конф. (27 апреля 2023 г.). – Алматы: АТУ, 2023. – С. 55–59.
4. Tsoy, A. P. Experimental Study of the Heat Flow and Energy Consumption during Liquid Cooling Due to Radiative Heat Transfer in Winter / A. Tsoy, A. Granovsky, D. Koretskiy, D. Tsoy-Davis, N. Veselskiy, M. Alechshenko, A. Minayev, I. Kim, R. Jamasheva // Energies. – 2023. – 16, 4865. – <https://doi.org/10.3390/en16134865>.
5. Phan, H. The effect of the chilled water temperature on the performance of an experimental air-cooled chiller / Huong Phan, Hoang Mai Hong, Lai Ngoc Anh // Vietnam Journal of Mechanics, VAST. – 2021. – Vol. 43, No. 1. – P. 1–11.

УДК 66.047

COOLING SYSTEM STUDY OF EXPERIMENTAL REFRIGERATION MACHINE FOR THE PURPOSE OF REDUCING THE CONDENSATION TEMPERATURE

*Drumcheglo N.S.², undergraduate student, Zhuman Zh.B.¹, doctoral student
Tsoy A.P.², Doct. Tech. Sc., professor, Khanzharov N.S.¹, Cand. Tech. Sc. associate Professor,
Abdizhapparova B.T.¹, Cand. Tech. Sc. Associate professor
¹M. Auezov South Kazakhstan University, Kazakhstan, 160012, Shymkent c., Tauke-khan av., 5
²Almaty Technological University, Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole bi str., 100
E-mail: Drumcheglo_n@caeli.kz, zhanserik.zhuman@auezov.edu.kz, teniz@bk.ru,
khanzharov_n@mail.ru, bahyt_04@mail.ru*

Abstract

The results of studies of the cooling system in order to lower the condensation temperature of the refrigerant are presented. The research was carried out on an experimental installation developed on the basis of a single-stage freon refrigerating machine when operating in the "cooling/freezing/storage" and "drying using a low-temperature heat pump" modes.

Keywords: cooling, temperature, condensation, refrigeration machine, heat pump.

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ЦЕЛЬЮ ПОНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНДЕНСАЦИИ

*Друмчегло Н.С.², магистрант, Жуман Ж.Б.¹, докторант
Цой А.П.³, докт. тех. наук, профессор, Ханжаров Н.С.¹, канд. тех. наук., доцент
Абдижаппарова Б.Т.¹, канд. тех. наук., доцент
¹Алматинский технологический университет, Казахстан, 050012, Алматы, ул. Толе би, 100
²Южно-Казахстанский университет им. М. Ауэзова,
Республика Казахстан, 160012, г. Шымкент, пр. Тауке-хана, 5
E-mail: Drumcheglo_n@caeli.kz, zhanserik.zhuman@auezov.edu.kz
teniz@bk.ru, khanzharov_n@mail.ru, bahyt_04@mail.ru*

Аннотация

Приведены результаты исследований системы охлаждения с целью понижения температуры конденсации холодильного агента. Исследования проведены на экспериментальной установке, разработанной на базе одноступенчатой фреоновой холодильной машины при ее работе в режимах «охлаждение/замораживание/хранение» и «сушка с использованием низкотемпературного теплового насоса».

Ключевые слова: охлаждение, температура, конденсация, холодильная машина, тепловой насос.

Введение

В настоящее время внедрение энергоэффективных и экологически безопасных технологий, в том числе и энергоэффективных холодильных технологий, являются весьма актуальными. В этом аспекте одной из важных проблем создания энергоэффективных холодильных технологий является разработка перспективных автономных систем охлаждения с пониженным потреблением электрической энергии.

Объекты и методы исследования

Объектами исследования являются холодильные технологии и оборудование для низкотемпературной обработки и сушки пищевой продукции.

Методы исследования. В работе используются методы теоретических и экспериментальных исследований, обеспечивающих достижение поставленной в работе цели – повышение энергоэффективности исследуемой автономной системы для низкотемпературной обработки и сушки пищевых продуктов и пищевого сырья.

Результаты и их обсуждение

Теоретические исследования

Работы ученых при решении вопроса создания систем охлаждения можно разделить на две большие группы. К первой можно отнести исследования направленные на разработку систем охлаждения с использованием альтернативных источников энергии. При этом при разработке и совершенствовании процессов холодильных систем предпочтение отдается возобновляемым источникам энергии. Ко второй группе можно отнести исследования направленные на разработку энергоэффективных систем охлаждения, достигаемую, как правило, за счет оптимизации и совершенствования теплообменных процессов в аппаратах холодильных машин и установок.

К первой группе относятся работы, изданные в последнее десятилетие [1–7].

В этих работах проведены результаты исследований в области излучения в окружающую среду части теплоты сжатия холодильного агента компрессором и применения этого процесса в холодильной технике. Достижение основной цели этих работ – снижение тепловой нагрузки на конденсатор холодильной машины за счет понижения температуры конденсации холодильного агента – осуществляется путем повышения эффективности излучения теплоты конденсации в космическое пространство.

Так авторами работы [1] проведен обзор экспериментальных исследований эффективного излучения холодильной системы в космическое пространство.

Авторы этой работы приводят результаты экспериментальных исследований, направленных на определение возможности применения в холодильной технике эффективного излучения в окружающую среду. Ими проведены исследования температуры ночного неба, влияние угла наклона излучающей поверхности на величину охлаждающего эффекта и холодопроизводительность радиатора разработанной установки. Схема испытательного стенда приведена на рисунке 1.

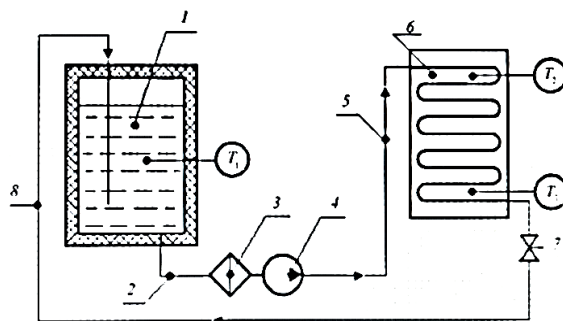


Рисунок 1. Схема испытательного стенда [1]: 1 – бак-аккумулятор; 2, 5, 8 – трубопроводы; 3 – фильтр; 4 – насос; 6 – радиатор; 7 – вентиль расхода

На основе проведенных исследований, авторами утверждается, что системы хладоснабжения с использованием эффективного излучения позволяют аккумулировать холод в ночное время и применять его в дневное время в холодильных установках и снимать пиковые нагрузки на холодильное оборудование.

Практическая ценность данных исследований заключается в том, что часть исследований проведена в большом формате – на открытом ледовом катке «Медеу», результаты которых подтвердили возможность применения в холодильной технике эффективного излучения в окружающую среду.

Одним из первых исследований, в котором проводится анализ влияния солнечной радиации на работу холодильной установки с воздушными конденсаторами при их эксплуатации в климатических условиях Республики Казахстан, является работа Цой А.П. и Эглит А.Я. [3].

Результаты, полученные в данной работе, показывают необходимость проведения учета избыточного температурного напора от солнечной радиации в целях предупреждения повышения давления нагнетания выше допустимого значения в работе холодильных установок и являются

актуальными для значительной части территории Республики Казахстан, относящихся к южным регионам. К этим регионам относятся области Абай, Жетысу, Улытау, Жамбылская, Кызылординская и Туркестанская.

Учет рекомендаций, предлагаемых в работе, позволит предупреждать аварийные остановки компрессоров холодильных установок с воздушными конденсаторами системой автоматической защиты из-за превышения температуры конденсации выше предусмотренной в техническом паспорте. Также это позволит предусматривать различные меры по снижению температуры конденсации холодильного агента в воздушных конденсаторах.

Из приведенной ранее первой группы работ, большой интерес представляют исследования направленные на разработку методик расчета тех или иных элементов холодильных систем.

Например, авторами [5] с использованием осредненных за ночь параметров атмосферного воздуха и хладоносителя разработана математическая модель и получена формула для инженерного расчета эффективной холодопроизводительности холодильной системы, которую предлагается использовать для определения оптимальной емкости аккумулятора холодильной системы, использующей эффективное излучение. При этом для расчета общего количества холода за ночь, получаемое с 1 м² поверхности радиатора предлагается формула:

$$Q_n = E_{\text{эф}}(t_{\text{в}}, t_{\text{ро}}, t_{\text{из}}, R) \eta_{\text{с}} \eta_{\text{р}} \tau_{\text{н}},$$

где: $E_{\text{эф}}(t_{\text{в}}, t_{\text{ро}}, t_{\text{из}}, R)$ – поток эффективного излучения при параметрах, Вт/м²; $t_{\text{в}}$ – средняя за ночь температура воздуха за ночь, °С; $t_{\text{ро}}$ – средняя температура точки росы, °С; R – среднее значение общей облачности, $0 \leq R \leq 1$; $\tau_{\text{н}}$ – продолжительность ночи, ч.

Авторы данной работы считают, что с достаточной степенью точности среднюю за ночь величину эффективного излучения можно рассчитывать по средней ночной температуре воздуха, средней температуре точки росы и общей облачности, а температуру излучающей поверхности – как разность между средней температурой воздуха и величиной охлаждения, определяемой в зависимости от емкости аккумулятора.

Однако предлагаемый способ не является универсальным, поскольку требуется наличие значений КПД радиаторов, которые зависят от конкретных их конструкций. Также предлагаемый способ представляется неприемлемым для климатических условий местности с небольшой разницей температур в дневное и ночное время, к которым относятся юг РК.

Авторы [6] предлагают схему охлаждения молока с использованием эффекта ночного излучения и холодильной машины.

Предлагаемая схема получена авторами на основе анализа перспективных технологий автономных систем охлаждения в сельских и крестьянских хозяйствах, удаленных от источников электрической энергии. Авторы работы предлагают для повышения их энергетической эффективности использовать парокомпрессионные холодильные машины.

К сожалению, предлагаемые технологии и разработанные авторами в данной работе схемы реализации этих технологий для парокомпрессионных холодильных машин могут использоваться только в осенне-весенний периоды года и темное время суток, когда температуры в дневное и ночное время имеют значительные перепады. Поэтому их применение в южных регионах Республики Казахстан представляется не эффективным.

В работе А.П. Цой и соавторов [7] приводится методика определения основных характеристик холодильной системы с отводом теплоты конденсации за счет радиационного охлаждения.

Авторы данной работы на основе погодных данных за летний период 2018 г. города Алматы, Казахстан разработали компьютерную модель работы установки радиационного охлаждения. Модель показала, что установка может поддерживать в охлаждаемом помещении температуру воздуха до 25° С около 86,8% времени от продолжительности сезона, что на 56% меньше количества энергии, потребленного обычным кондиционером за тот же период времени.

Работа интересна тем, что авторами установлена возможность сокращения мощности вентиляторов воздухоохладителей путем использования аккумулятора холода. Однако, при моделировании принято допущение, что температура внутри охлаждаемого помещения устанавливается из условия теплового баланса теплопритоков через ограждения $Q_{\text{огр}}$ и холодопроизводительности воздухоохладителя $Q_{\text{во}}$ (Вт):

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{во}},$$

Тогда потребляемая кондиционером электрическая мощность (Вт), рассчитываемая по формуле:

$$N_{\text{конд}} = Q_{\text{огр}} / \text{COP}_{\text{конд}} = Q_{\text{огр}} / (-0,095 \cdot t_{\text{в. атм}} + 5,6477).$$

При моделировании процессов на данной установке будет иметь существенное искажение в численных значениях экономии количества энергии по сравнению с действительно потребляемой электроэнергией обычным кондиционером. Это обусловлено тем, что в реальных системах кондиционирования теплопритоки через ограждения составляют не более 20% от общих теплопритоков в кондиционируемых помещениях.

Подводя итог по краткому анализу результатов исследований проведенной в первой группе работ, можно сделать следующие общие выводы.

Рассмотренные работы, как правило, направлены на исследования влияния солнечной радиации на работу холодильных машин и установок с воздушными конденсаторами, эксплуатируемых в климатических условиях Республики Казахстан.

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований авторами разработаны различные технические решения и методики расчета элементов холодильных систем, которые позволяют повысить эффективность работы холодильных машин и установок на основе интенсификации излучения теплоты в окружающую среду.

Однако, климат летнего периода таких областей РК как Жамбылская, Кызылординская и Туркестанская, не позволяет использовать перепады температур воздуха в дневное и ночное время для повышения эффективности работы холодильных машин и установок с воздушными конденсаторами за счет применения солнечной радиации.

В связи с этим проведение исследований, направленных на повышение энергоэффективности систем охлаждения холодильных машин и установок с воздушными конденсаторами с целью понижения температуры конденсации путем использования солнечной радиации необходимо признать нецелесообразными.

Ко второй группе можно отнести работы [8–12], в которых проведены исследования в области снижения температуры конденсации холодильного агента холодильной машины за счет повышения эффективности работы конденсатора путем внесения в нее конструктивных изменений или повышения эффективности процесса теплоотдачи.

В этом аспекте как объект исследования представляют интерес поршневые одноступенчатые холодильные машины, использующие для отвода теплоты сжатия паров холодильного агента в окружающую среду воздушные конденсаторы. При этом анализ современного состояния вопроса показывает, что существует множество вариантов применения одноступенчатых холодильных машин в пищевой отрасли страны. Как правило, работы в этой области преследуют общую цель оптимизировать и совершенствовать теплообменные процессы в аппаратах холодильных машин и установок.

К примеру, в работе [8] авторами проводится анализ тепло- и массообменных процессов в различных сушильных установках и анализ вариантов применения тепловых насосов в установках сушки сельхозпродуктов. На основе проведенного анализа выбрана наиболее экономически эффективная сушильная установка, в которой оптимальные параметры и режимы процесса удаления влаги осуществляются циркулирующим через низкотемпературный тепловой насос воздухом.

Схема сушильной установки и процессов обработки воздуха в сушилке в $i-d$ диаграмме влажного воздуха приведены на рисунке 2.

Сушильная установка проводит последовательное охлаждение и нагревание воздуха в испарителе О-И, где отводится тепло Q_0 , в результате чего влажный воздух охлаждается до температуры точки росы и теряет влагу на величину Δd_1 – процесс 4-1. Далее воздух направляется в нагреватель-конденсатор Н-К, где нагревается за счет теплоты конденсации Q_k . В результате энтальпия и температура воздуха возрастают – процесс 1-2. Затем в процессе 2-3 сушильный агент подогревается дополнительно за счет теплоты сжатия в вентиляторе ВН и направляется в сушильную камеру СК, где осуществляется процесс сушки продукта – процесс 3-4.

К сожалению, как показывает анализ схемы сушильной установки и процессов обработки воздуха в сушилке в $i-d$ диаграмме влажного воздуха (рисунок 2), автором приведены только его теоретические размышления. Данная схема работоспособна только при сушке очень высоко влажных материалов и только очень короткое время. После понижения влажности высушиваемого материала хотя бы на 10 % потребуются установка дополнительного конденсатора, который отводить теплоту сжатия компрессора и теплопритоки в сушильную камеру в окружающую среду.

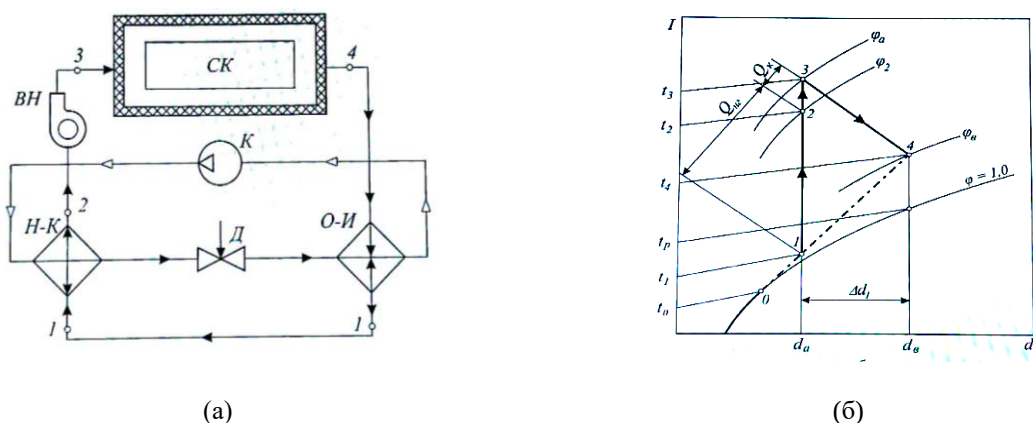


Рисунок 2. Схема низкотемпературной теплонасосной сушильной установки с замкнутым контуром циркуляции воздуха и процессы обработки воздуха в установке: а – схема сушильной установки, б – процессы обработки воздуха в сушилке в i - d диаграмме влажного воздуха

А.Л. Падалка [9] на основе проведенных экспериментальных исследований на бытовых холодильниках установила, что при вынужденном воздухообмене конденсатора происходит повышение интенсивности конденсации.

Ценностью этой работы является доказательство того, что в зависимости от скорости обдува конденсатора происходит повышение показателей тепловой нагрузки на конденсатор и испаритель и увеличивается холодильный коэффициент бытовой холодильной машины.

В работах [10–12] авторами проведены исследования, направленные на повышение энергоэффективности процессов низкотемпературных технологий и сушки пищевых продуктов при температурах ниже температуры окружающей среды.

Для проведения исследований авторами используются сушильные установки, разработанные на базе одноступенчатых фреоновых поршневых холодильных машин. Повышение энергоэффективности систем хладоснабжения достигается путем включения холодильных машин в сушильные установки по схеме низкотемпературных тепловых насосов. Во всех этих работах обезвоживание пищевых материалов проводится способом конвективной атмосферной сушки в процессе тепло- и массообмена между сушильным агентом и высушиваемой партией исследуемого сырья.

Достоинством этих работ является применение авторами способа атмосферной сушки с циркуляцией сушильного агента в сушильной камере, которая в совокупности с оптимизацией тепловлажностных режимов сушки пищевых продуктов позволяет получать качественный и экологический чистый продукт. Кроме того, авторами за счет применения тепловых насосов обеспечивается значительное снижение температуры конденсации основной массы холодильного агента, поскольку для отвода теплоты его конденсации используется циркулирующий в сушильной камере воздух, который намного более «холодный» и увлажненный по сравнению с атмосферным воздухом.

Подводя итог краткого анализа результатов исследований проведенных во второй группе работ, можно сделать следующие общие выводы.

Современные исследования холодильных машин, использующих воздушные конденсаторы для отвода теплоты сжатия паров холодильного агента в окружающую среду, в основном преследуют цель оптимизировать и совершенствовать теплообменные процессы в аппаратах холодильных машин и установок.

Анализ современного состояния вопроса показывает, что исследования целесообразно продолжать по направлениям: во-первых, исследование холодильных машин предназначенных для осуществления процессов охлаждения, замораживания и холодильного хранения пищевой продукции; во-вторых, исследование холодильных машин предназначенных для осуществления процессов конвективной сушки пищевой продукции при работе холодильной машины в режиме теплового насоса.

Экспериментальные исследования.

Исследования систем охлаждения холодильных машин и установок с целью понижения температуры конденсации проводились на созданной экспериментальной установке, принципиальная схема которой приведена на рисунке 3.

В связи со сказанным выше, принято решение исследования систем охлаждения холодильных машин и установок с целью понижения температуры конденсации осуществить путем совершенст-

ования конструктивных элементов самих воздушных конденсаторов, учитывая при этом по возможность повышения эффективности процесса теплоотдачи от конденсаторов в окружающую среду.

В принципе экспериментальная установка собрана по традиционной схеме одноступенчатой поршневой фреоновой холодильной машины без регенеративного теплообменника. Однако в ее схему внесено конструктивное изменение, которого обусловлено следующим.

Поскольку основной целью работы является понижение температуры конденсации холодильного агента t_k и для достижения этой цели была выбрана воздушная система охлаждения конденсатора, то исследования по понижению температуры конденсации были ограничены исследованиями воздушной системы охлаждения. Однако «ограничение» системы охлаждения конденсатора только воздухом не дает сколь-нибудь значительного снижения температуры конденсации холодильного агента, поскольку это возможно только путем увеличения скорости воздуха, обдувающего конденсатор. В связи с этим в схему установки был включен форконденсатор – 2 имеющий водяное охлаждение. Цель включения в схему форконденсатора – снижение температурного перепада между конденсирующимся в конденсаторе холодильным агентом и охлаждающим конденсатор воздухом. Поэтому при проведении экспериментов путем регулирования температуры охлаждающей воды в конденсатор обеспечивался такой режим работы холодильной машины, когда осуществлялось охлаждение перегретых паров холодильного агента с температуры нагнетания компрессором до температуры насыщенного пара - процесс 2-2' на рисунке 4.

При работе экспериментальной сушильной установки в режиме «охлаждение/замораживание/хранение» были задействованы следующие элементы фреоновой одноступенчатой холодильной машины: герметичный компрессор – 1, теплообменник-форконденсатор – 2, внешний воздушный конденсатор – 3, фильтр-осушитель – 4, терморегулирующий вентиль, воздушный испаритель – 7 и осевые вентиляторы – 8.

Прохождение холодильного агента по этой линии (в режиме «охлаждение/замораживание/хранение») обеспечивалось пультом системы управления путем открытия соленоидных вентилей S1 и S4 и закрытия соленоидных вентилей S2 и S3.

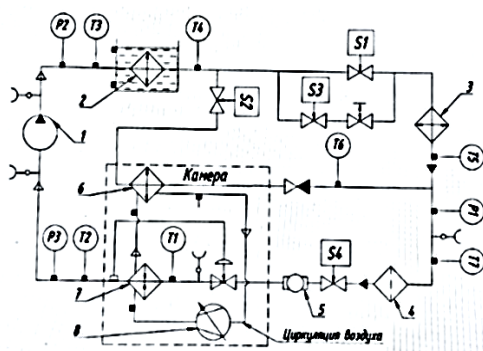


Рисунок 3 Принципиальная схема экспериментальной установки: 1 – герметичный фреоновый компрессор, 2 – теплообменник-форконденсатор, 3, 6, 7 – воздушные конденсаторы и испаритель холодильной машины, 4 – фильтр-осушитель, 5 – смотровой «глазок», 8 – осевые вентиляторы

При работе установки в режиме «сушка с использованием низкотемпературного теплового насоса» были задействованы: герметичный компрессор – 1, теплообменник-форконденсатор – 2, внешний воздушный конденсатор – 3, внутренний воздушный конденсатор – 6, фильтр-осушитель – 4, терморегулирующий вентиль, воздушный испаритель – 7 и осевые вентиляторы – 8.

Прохождение холодильного агента по этой линии (в режиме «сушка с использованием низкотемпературного теплового насоса») обеспечивалось пультом системы управления путем полного закрытия соленоидного вентиля S1 и открытия соленоидных вентилей S2, S3 и S4. При этом запорный вентиль, расположенный рядом с вентилем S3 был частично прикрыт, чтобы обеспечить прохождение основного количества холодильного агента через соленоидный вентиль S2.

В процессе проведения экспериментов при работе сушильной установки в режиме «охлаждение/замораживание/хранение» осуществлялся контроль следующих параметров.

Давление и температура паров холодильного агента на линии нагнетания - датчиками давления P2 и температуры T3, установленными на трубке нагнетания после компрессора. Эти же датчики показывали давление и температуру паров холодильного агента на входе в теплообменник-форконденсатор.

Температура паров холодильного агента на выходе из теплообменника-форконденсатора – датчиком температуры Т4. Этот же датчик показывал температуру паров холодильного агента на входе в конденсатор. Датчик был установлен на трубке высокого давления между теплообменником-форконденсатором и «врезкой» соленоидного вентиля S2.

- Температура жидкого холодильного агента на выходе из внешнего конденсатора – датчиком температуры Т5, установленным на трубке за конденсатором.
- Давление жидкого холодильного агента на выходе из внешнего конденсатора – датчиком давления Р1, установленным на трубке за внешним конденсатором.
- Температура жидкого холодильного агента перед входом в терморегулирующий вентиль – датчиком температуры Т7, установленным на трубке перед фильтр-осушителем.
- Температура жидкого холодильного агента на входе в испаритель – датчиком температуры Т1, установленным на трубке перед входом в испаритель.
- Температура и давление парообразного холодильного агента на выходе из испарителя – датчиками температуры Т2 и давления Р3, установленными на трубке, выходящей из испарителя.

В процессе проведения экспериментов при работе сушильной установки в режиме «сушка с использованием низкотемпературного теплового насоса» осуществлялся дополнительно контроль температуры жидкого холодильного агента на выходе из внутреннего конденсатора – датчиком температуры Т6, установленным на трубке за внешним конденсатором.

Кроме того в обоих режимах работы установка контролировалась температура и влажность воздуха в камере сушки и температура воздуха в лаборатории ЮКУ, где установлена сушильная установка.

На данном этапе завершены работы по обработке данных при работе установки в режиме «охлаждение/ замораживание/хранение». В этом режиме экспериментальная сушильная установка работает по циклу одноступенчатой холодильной машины – рисунок 4.

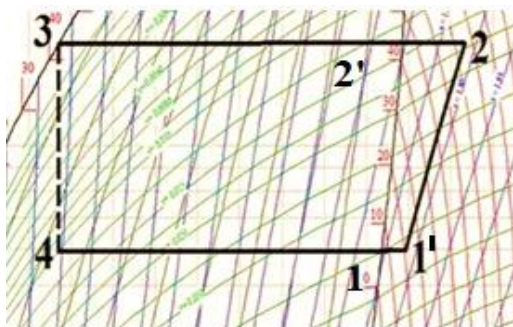


Рисунок 4. Принципиальная схема цикла холодильной машины установки: 1-2 процесс сжатия паров холодильного агента в компрессоре; 2-2' – процесс охлаждения перегретых паров холодильного агента в теплообменнике-форконденсаторе, 2'-3 - процесс конденсации паров холодильного агента в воздушном конденсаторе; 3-4 - процесс дросселирования холодильного агента; 4-1 процесс кипения жидкого холодильного агента в испарителе.

На первом этапе исследований измерялась температура конденсации холодильного агента t_k при работе экспериментальной установки без включения форконденсатора.

На втором этапе исследований проводились те же измерения температуры конденсации холодильного агента t_k при работе экспериментальной установки с включенным в работу форконденсатором.

Температура конденсации зависит от температуры и количества подаваемой воздуха на конденсатор и воды на форконденсатор. При работе экспериментальной установки без включения форконденсатора температура конденсации устанавливалась в интервале температур от +20 до +50 °С. Данный интервал температур выбран исходя из климатических условий Туркестанской области (Казахстан) в весенне-осеннем периоде, когда снижение температуры конденсации холодильного агента является актуальным или для осуществления процессов низкотемпературной обработки, или для осуществления процессов низкотемпературной сушки пищевой продукции.

При проведении экспериментов соблюдались рекомендации ENV 327: Теплообменники. Процедуры испытаний для установления характеристик конденсаторов хладагента с принудительной конвекцией с воздушным охлаждением [13].

Поэтому, при проведении экспериментов устанавливалась на 15°C выше температуры окружающей среды. Например, при $t_{\text{возд}}=25^{\circ}\text{C}$ температура конденсации хладагента устанавливалась $t_{\text{к}}=40^{\circ}\text{C}$.

Все эксперименты проводились при температуре кипения $t_0 = 0^{\circ}\text{C}$.

По результатам экспериментов определялись необходимые и достаточные для проведения анализа эффективности понижения температуры конденсации хладагента в конденсаторе экспериментальной установки и обобщения этих данных для других более крупных установок:

- температура воздуха окружающей среды – $t_{\text{возд}}$;
- температура и давление конденсации R404 в конденсаторе – $t_{\text{к}}, P_{\text{к}}$;
- температура и давление кипения R404 в испарителе – t_0, P_0 ;
- температура всасывания паров хладагента в испаритель – $t_{\text{вс}}$.

Схема цикла экспериментальной установки при ее работе в режиме «охлаждение/замораживание/хранение» при различных температурах конденсации хладагента приведены на рисунке 5.

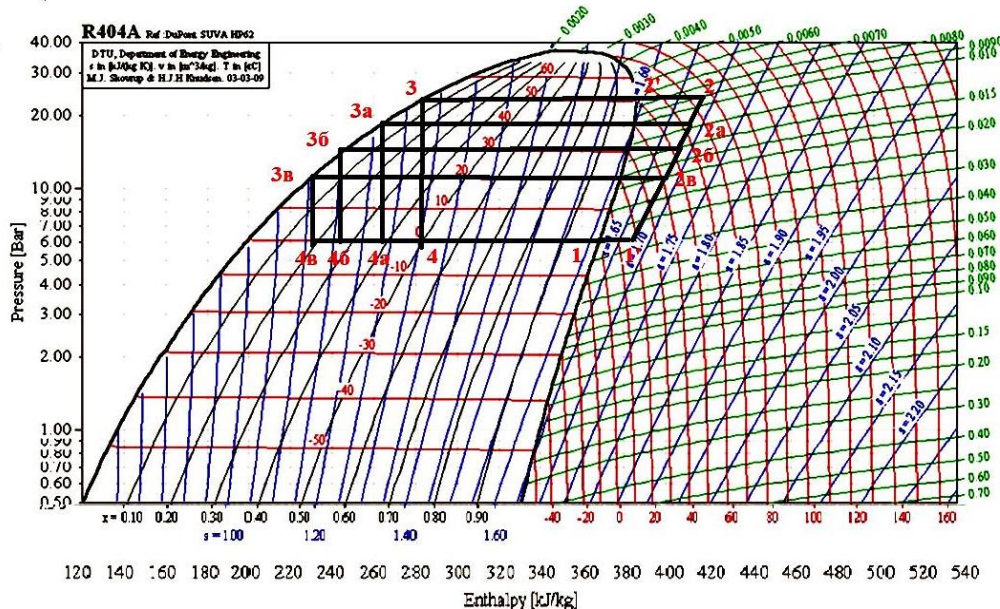


Рисунок 5. Изображение цикла экспериментальной установки в $i\text{-lg}P$ диаграмме для R404A при различных температурах конденсации хладагента.

Полученные результаты обработки экспериментальных данных, необходимые для анализа основных показателей цикла при работе установки в режиме «охлаждение/ замораживание/хранение» без включения форкондесатора приведены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты обработки экспериментальных данных при работе установки в режиме «охлаждение/ замораживание/хранение» без включения форкондесатора

$t_{\text{к}},$ $^{\circ}\text{C}$	$t_0,$ $^{\circ}\text{C}$	$i_1,$ кДж/кг	$i_1',$ кДж/кг	$i_2,$ кДж/кг	$i_2',$ кДж/кг	$i_3,$ кДж/кг	$i_4,$ кДж/кг	$q_0,$ кДж/кг	$q_{\text{к}},$ кДж/кг	$l_{\text{г}},$ кДж/кг
20	0	364	382	400	380	229	229	135	214	18
30	0	364	382	408	384	245	245	119	163	26
40	0	364	382	412	387	262	262	102	150	30
50	0	364	382	418	388	282	282	82	136	36

Полученные результаты обработки экспериментальных данных, необходимые для анализа основных показателей цикла при работе установки в режиме «охлаждение/ замораживание/хранение» с включенным форкондесатором приведены в таблице 2.

Таблица 2. Результаты обработки экспериментальных данных при работе установки в режиме «охлаждение/ замораживание/хранение» с включенным форкондесатором

t_k , °C	t_0 , °C	i_1 , кДж/кг	i_1' , кДж/кг	i_2 , кДж/кг	i_2' , кДж/кг	i_3 , кДж/кг	i_4 , кДж/кг	q_0' , кДж/кг	q_k' , кДж/кг	l_T' , кДж/кг
15	0	364	382	392	378	221	221	143	157	10
24	0	364	382	404	382	232	232	132	150	22
33	0	364	382	410	385	251	251	113	134	28
41	0	364	382	414	387	263	263	98	124	32

Результаты экспериментов при работе установки в режиме «охлаждение/ замораживание/хранение» с включенным форкондесатором показали, что возможно достижение значительного понижения температуры конденсации холодильного агента в конденсаторе. Было также установлено, что величина понижения температуры конденсации в основном зависит от температуры окружающей среды и скорости обдува конденсатора воздухом.

Для обеспечения «чистоты эксперимента» в обоих режимах поддерживалась одинаковая скорость обдува конденсатора воздухом. При этих условиях понижение температуры конденсации холодильного агента составило от 5 до 8 °C в зависимости от температуры окружающей среды. При этом осредненные экспериментальные данные показывают, что при применении форкондесаторов с повышением температуры окружающей среды больше снижается температура конденсации холодильного агента в конденсаторе. Это можно в основном объяснить уменьшением доли теплоты отводимой в воздушном конденсаторе и, соответственно, увеличением доли теплоты отводимой в форкондесаторе.

Также осредненные экспериментальные данные приказывают, что на каждые 10 градусов понижения температуры конденсации холодильного агента происходит довольно значительное повышение удельной холодопроизводительности холодильной машины. В зависимости от температурного уровня конденсации холодильного агента, повышение удельной холодопроизводительности в общем составляет от 8 до 19 %. При этом повышение удельной холодопроизводительности в численном выражении при выключенном форкондесаторе растет от 82 кДж/кг до 135 кДж/кг, а при включенном – от 98 кДж/кг до 143 кДж/кг.

Снижение энергозатрат составляет примерно при выключенном форкондесаторе от 36 кДж/кг до 18 кДж/кг, а при включенном – от 32 кДж/кг до 10 кДж/кг.

Таким образом, подводя общий итог, можно сделать вывод о целесообразности проведения разработок по снижению температуры конденсации холодильного агента в низкотемпературных системах.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цой, А.П. Обзор проведенных экспериментальных исследований эффективного излучения холодильной системы в космическое пространство / А.П. Цой, А.С. Грановский, Ю.И. Мачуев // Вестник МАХ. – 2015. – № 3. – С. 28–33.
2. Цой, А.П. Исследование влияния солнечной радиации и ночного излучения на работу холодильной машины. / А.П. Цой, А.С. Филатов, А. В. Бараненко, А.Я. Эглит // II-я Международная научно-техническая конференция «Казахстан-Холод 2012» // Вестник АТУ. – 2012. – № 2. – С. 90–92.
3. Цой, А.П. Работа холодильных установок с воздушными конденсаторами в климатических условиях Казахстана / А.П. Цой, А. Я. Эглит // Холодильная техника. – 2013. – № 6. – С. 24–27.
4. Цой, А.П. Применение холодильных систем, использующих эффективное излучение в космическое пространство в кондиционировании / А.П. Цой, А.С. Грановский, Д.А. Цой // Известия КАХАК. – 2013. – № 3 (42). – С. 77–82.
5. Цой, А. П. Расчет величины эффективной холодопроизводительности холодильной системы, использующей охлаждающий эффект небосвода. / А. П. Цой, А. С. Грановский, А. В. Бараненко, А. Я. Эглит // Вестник МАХ. – 2014. – №3 (52). – С. 35–40.
6. Титлов, А.С. Разработка систем охлаждения с использованием эффекта ночного излучения / А.С. Титлов, А.П. Цой, А.Х. Алимкешова, Р.А. Джамашева // Scientificjournal «ScienceRise». – 2019. – № 12 (65). – С. 24–32.
7. Цой, А.П. Моделирование работы установки с радиационным охлаждением для кондиционирования воздуха / А.П. Цой, А.С. Грановский, Д. А. Цой, А. В. Бараненко // Вестник МАХ. – 2019. – №3 (72). – С. 3–13.

8. Лакомов, И.В. Применение теплового насоса в различных схемах сушильных установок. Технические науки / И.В. Лакомов, Ю.М. Помогаев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2016. – № 2 (49). – С 130–135.

9. Падалка, А.Л. Экспериментальное исследование влияния интенсивности конденсации на работу бытовой холодильной машины / А.Л. Падалка, А.О. Тепулян, В.А. Нестеренко, В.В. Романов // Молодой ученый. – 2018. – № 17 (203). – С. 67–69.

10. Ахылова, Ж.Е. Результаты экспериментальных исследований вяления сазана. / Ж. Е. Ахылова, Н. С. Ханжаров, Б.Т. Абдижаппарова // Сб. науч. трудов Межд. науч-практ. конф. «Актуальные вопросы науки и практики». – 2022. – №2. – С. 43–51.

11. Серманизов, Б.К. Анализ процессов вяления рыбы / Б.К. Серманизов, Н.С. Ханжаров, Б.Т. Абдижаппарова, А.У. Шингисов // Казахстан-Холод 2022: Сб. докл. межд. науч-техн. конф (23 сентября 2022 г.). – Алматы: АТУ, 2022. – С.123–129.

12. Жуман, Ж.Б. Перспективы применения тепловых насосов для сушки мясных рулетов из конины. // Сб. науч. тр. Межд. научно-практ. конф. Перспективные направления развития аграрной и пищевой промышленности. – 2022. – С. 83–87.

13. Теплообменники. Процедуры испытаний для установления характеристик конденсаторов хладагента с принудительной конвекцией с воздушным охлаждением [Электронный ресурс] – <https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma?c=N0014266>.

Авторский алфавитный указатель

Асамбаев А.Ж.	15	Лапардин Н.И.	48
Абильдинова С.К.	29	Никитина В.А.	53
Аминов А.А.	39	Нургалиев Д.Н.	56
Алдажуманов Ж.К.	56	Норхужаев А.С.	90
Абдижаппарова Б.Т.	77,105	Онищенко О.Н.	29
Белецкий Э.В.	5	Овсянников В.Ю.	61
Беляев В.В.	18	Петренко Е.В.	3,5
Бусаров С.С.	33	Полторацкий М.И.	24
Бураков А.В.	45	Потапов В.А.	64
Белый Д.В.	64	Родькин Я.Э.	69
Волчок В.А.	22	Райковский Н.А.	72
Дмитриев Д.О.	24	Семенюк Д.П.	3
Друмчегло Н.С.	77,105	Смилык М.М.	3
Глотова И.А.	95	Сулин А.Б.	18,24,53,69
Грановский А.С.	100	Синицин Н.Г.	33
Ермоленко М.В.	56	Сатыбалдинова А.Е.	56
Елистратов С.Л.	56	Садвакасов Д.Х.	72
Евдокимов В.С.	72	Умаров Ш.А.	39
Жила В.И.	11	Ханжаров Н.С.	77,105
Жабалова Г.Г.	29	Цой А.П.	77,100,105
Жуман Ж.Б.	77,105	Чернов Г.И.	72
Зарыкбаева К.С.	56	Шахов С.В.	95
Зеленцов Р.М.	87	Якушенко Е.Н.	11
Зеленцов Д.М.	87		11
Камарова С.Н.	29		
Капелюховская А.А.	33		
Каримов К.Ф.	41		
Ключников А.И.	43		
Ключникова Д.В.	43		
Кудла Н.А.	45		
Ковалева П.Е.	61		
Калашников А.М.	72		
Кривошеев К.О.	83		
Короткий И.А.	87		
Корецкий Д.А.	100		

Технический редактор

Тусупова Ж.М.

Компьютерная верстка

Нұрмуха Г.Т.

За стиль и орфографию авторов редакция ответственности не несет

Сдано в набор 13.05.2024. Подписано в печать 20.05.24.

Формат 60x84 1/18. Бумага офсетная. Печать RISO.

Объем 6,7 у.п.л. Тираж 100 экз. Заказ № 358

Отпечатано в Редакционно - издательском отделе АТУ
050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100