МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

за матеріалами
XVIII Всеукраїнської науково-технічної
онлайн-конференції

«АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ»

29-30 вересня 2020 року

Одеса
Видавець Бондаренко М. О.
2020

УДК 621.31(075.8)
ББК 31.2я73
З-41

Рекомендовано до друку Вченою радою Одеської національної академії харчових технологій, протокол № 3 від 6 жовтня 2020 р.

Відповідальний редактор:

Тітлов О. С., завідувач кафедри нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики, д-р. техн. наук, професор.

За достовірність інформації відповідає автор публікації

Збірник наукових праць за матеріалами XVIII Всеукраїнської
З-41 науково-технічної онлайн-конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології» 29-30 вересня 2020 року / ред. О. С. Тітлов. – Одеса : ФОП Бондаренко М. О., 2020. – 280 с.

ISBN 978-617-7829-81-1

До збірника включені матеріали сучасних наукових досліджень, що представлені вченими України, Білорусії, Молдови, Росії, а також роботи студентів.

Розглянуто наступні напрямки досліджень: тепломасообмін; теплофізичні властивості робочих тіл енергетичного обладнання; нанотехнології в холодильній техніці; екологічні проблеми енергетики; теплові насоси. Системи опалення та кондиціювання; теплообмінні апарати; енергетичні та екологічні проблеми нафтогазової галузі; енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки; енергетичні та екологічні проблеми харчової промисловості; екологічна безпека; екологічні проблеми сучасності; раціональне використання природних ресурсів.

УДК 621.31(075.8)
ББК 31.2я73

ISBN 978-617-7829-81-1

© Одеська національна академія харчових технологій, 2020

Секція 1:

«АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ»

УДК 662.997

ENERGY INDICATORS OF OPERATION THE HEAT PUMPING SYSTEM HEATING OF THE ENERGY EFFICIENT HOUSE

Sc.D., Professor Basok B.I.; Sc.D., Senior Scientst Nedbailo O.M.; Ph.D. Bozhko I.K., Ph.D. Tkachenko M.V.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine

Objective.

The calculation justification of the feasibility of introducing an energy efficient heat pump system for heat supply at new construction sites and thermomodernization of buildings of various types and purposes that have already been built is given.

The object of experimental research is the heat pump system of heat supply to an energy efficient house [1], simplified consisting of a ground and heating circuit, as well as an intermediate circuit that connects the heat pump and the storage battery of heat.

Results.

The energy efficient house is a three-storey building with a basement floor located on the territory of the Institute of Technical Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine in Kiev with a heated area of 306 m^2 and estimated specific energy consumption for heating and hot water supply of approximately 14.8 kW/(m^2·year). The heat pump (HP) has a nominal power of 6,1 kW [2].

The ground contour consists of a horizontal ground collector - a group of parallel multi-pass and coiled heat exchangers (GTE), made of polyethylene pipes 40x3,2 mm and 32x2 mm, which are located next to the house at a depth of 2,2 m. The site of their location has an area of about 180 m^2. The coolant in the ground loop is a 30% aqueous solution of propylene glycol.

The intermediate loop is made of polypropylene pipe 40x6,7 mm with filling it with prepared water. Battery-accumulator is designed for hydraulic isolation of source circuits and heat consumers. It is a thermally insulated cylindrical tank of 300 liters capacity with coil heat exchangers inside.

The heating circuit consists of a set connected in parallel, heating systems, which includes water-heated floors of various configurations (including, so-called capillary), coils in the piers of the house, and also water-air heating devices (fan coils). The coolant in them is prepared water.

Circulation of heat carriers in each of the above circuits is carried out by pumps with the possibility of regulating their flow-rate characteristics. Hourly measurements over the course of a day in each of the circuits of the amount of heat, the volume of the heat carrier, as well as the values of its temperature in the supply and return pipelines were carried out by heat meters Sharky 773 (optionally every 10 minutes). For further analysis, the thermal power and volumetric flow were recalculated taking into account the dependence of the thermophysical properties of the coolant on its temperature change.

The calculation of the heat transfer coefficient for the heat pump (COP – Coefficient Of Performance) in the constant full load mode based on the balance of the amount of heat transferred

$$COP = Q_1/(Q_1 - Q_2) = 5{,}90/(5{,}90 - 4{,}42) = 3{,}98; \quad (1)$$

цhere Q_1 – the daily average value of the thermal power of the circuit, HP-tank, kW;
Q_2 – the daily average value of the heat output of the GTE circuit, kW.

Conclusions.

The brief analysis of the operation of the heat pump in the nominal mode showed its high energy efficiency due to the use of a low-grade heat of the ground mass as a source of low-potential heat, and low-temperature heating systems as consumers.

References

1. Басок Б.И. Технические аспекты системы энергообеспечения пассивного дома / Б.І. Басок, А.Н. Недбайло, И.К. Божко, М.В. Ткаченко // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – 2016. – Випуск 8. – С. 3 – 9.

2. Божко И.К. Экспериментальные исследования теплонасосной системы теплоснабжения с использованием грунтового коллектора / И.К. Божко, А.Н. Недбайло, М.В. Ткаченко // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – 2016. – Випуск 8. – С. 29 – 34.

УДК 536.4.033

РОЛЬ ФЛУКТУАЦІЙ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ФУНКЦІЙ В РОЗРОБЦІ МОДЕЛЕЙ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РЕЧОВИН

Железний В.П., Мотовой И.В., Глек Я.О., Ханчич Е.Ю.
Одеська національна академія харчових технологій

Проблема інформаційного забезпечення науки і техніки достовірними даними про фізико-хімічні властивості вуглеводнів, холодоагентів, теплоносіїв, нанофлюїдів і нафт залишається актуальною. З причини широкої номенклатури речовин, які використовуються в енергетиці, а також різноманіття можливих сумішей, дані про їх теплофізичні властивості не можуть бути отримані експериментальними методами. З іншого боку, методи статистичної фізики і термодинаміки не дозволяють з необхідною точністю розраховувати властивості багатоатомних вуглеводнів і тим більше таких мультікомпонентних термодинамічних систем як теплоносії, робочі тіла парокомпресійних холодильних установок, нанофлюїди, нафти або газові конденсати.

До теперішнього часу запропоновано досить багато різних феноменологічних методів до розрахунку теплофізичних властивостей речовин (ТВР), наприклад [1-2]. При цьому слід враховувати, що велика частина опублікованих методик розрахунку ТВР розроблена для індивідуальних речовин. Використання цих методів розрахунку стосовно мультікомпонентних сумішей невизначеного складу приводить до додаткових похибок, величину яких оцінити проблематично. Саме з цих причин продовжує залишатися актуальною проблема подальшого розвитку моделей для прогнозування фізико-хімічних властивостей складних термодинамічних систем.

У роботі наводиться критичний аналіз існуючих методів розрахунку теплофізичних властивостей речовин. Акцентована увага на загальному принциповому недоліку існуючих методів розрахунку ТСВ. Показано, що запропоновані методи не враховують принципової відмінності властивостей рідин від властивостей речовин в газовій і твердій фазах, а саме не враховується зміна ближнього порядку, по суті структури рідкої фази речовин в широкому діапазоні температур.

В даний час існує декілька загальних модельних представлень рідини в широкому інтервалі параметрів стану. Найчастіше використовуються кластерна і флуктуаційна модель.

Однією з сучасних моделей рідкого стану є «кластерна теорія» [3]. У її основі поміщена ідея, що рідина представляється як суміш твердих кластерів і газу. При цьому частки твердої фази (кристали, що рухаються на короткі відстані) розташовуються в хмарі газу, утворюючи кластерну структуру рідкої фази.

Повільні частки стикаються з кластерами і можуть стати їх частиною. Конфігурація кластерів динамічно безперервно змінюється і термодинамічна система знаходиться в стані термодинамічної рівноваги. Експериментальною основою кластерної моделі є наявність в

рідині ближнього порядку [4, 5]. Виходячи з цього, можна вважати, що саме кластери і їх зміна з температурою істотним чином впливають на теплофізичні властивості рідини. Запропонована кластерна модель, що узгоджується з даними рентгеноструктурних досліджень, здатна достовірно описати теплофізичні властивості простих речовин широкої області параметрів стану.

Значний інтерес також викликає флуктуаційна теорія рідин, що розвивається Мартиновим Г.А. і іншими авторами [6, 7], в рамках якої на основі одних і тих же передумов описується як регулярна область фазової діаграми, так і околиця критичної точки (де роль флуктуацій на зміну властивостей стає визначною). Дана модель дозволила з єдиних позицій пояснити чимале число експериментальних фактів. Тому, услід за В.К. Семенченко [8] вже зараз можна упевнено стверджувати, що характер зміни флуктуацій (а не сама величина флуктуацій) надає вплив на зміни термодинамічних функцій речовини. Більш того, у ряді випадків вклад флуктуацій є визначальним, причому мало не у всієї регулярної області фазової діаграми [7, 9]. Термодинамічні флуктуації можуть бути визначені на основі двох альтернативних підходів статистичної механіки (підходу Гіббса [10]) і статистичної термодинаміки (підходу Ейнштейна [11]). Останній інколи називають квазітермодинамічною теорією флуктуацій.

Для використання флуктуаційної моделі рідини для прогнозування теплофізичних властивостей речовин автори пропонують використовувати як вихідну інформацію дані з густини і в'язкості на лінії кипіння, які легко і точно визначаються у простому експерименті. Дані властивості також добре представлені в існуючих базах довідникової інформації в широкому інтервалі температур.

З метою розробки нової моделі прогнозування властивостей речовин автори пропонують аналізувати зміни таких фундаментальних властивостей рідин як флуктуації термодинамічних величин і енергію активації в'язкої течії. Теоретичним фундаментом такої концепції є висловлена В.К. Семенченко гіпотеза про те, що визначає роль зміни флуктуацій на зміну термодинамічних властивостей речовин [8].

У роботі приводиться детальний аналіз температурних залежностей флуктуацій густини $\langle\bar{\rho}\rangle$, а також енергії активації в'язкої течії - E, для різних класів речовин. Показано що температурні залежності вказаних величин в координатах $\ln(E)=F_1\ln(t)$, $\ln\langle\rho\rangle=F_2(\ln t)$ де, $t=1-T/T_c$ приведена температура, мають для більшості речовин чітко виражені три ділянки: 1 – околиця критичної точки, в якій всі речовини поводяться практично однаково (подібно); 2 - регулярна область, в якій індивідуальні властивості речовини визначаються потенціалом міжмолекулярної взаємодії; 3 - ділянка температур в широкій околиці потрійної точки, в якій спостерігаються істотні відхилення від термодинамічної подібності через зростаючу роль Ван-дер-Ваальсової взаємодії між молекулами на формування ближнього порядку в рідкій фазі. У цій області параметрів методи прогнозування в рамках розширеного закону відповідних станів навряд чи можуть бути застосовні.

Істотні відхилення від викладеного характеру зміни температурних залежностей флуктуацій і енергії активації мають асоційовані речовини і деякі ароматичні вуглеводні, схильні до формування надмолекулярних структур. Для цих речовин розробка методів прогнозування без врахування індивідуальної залежності флуктуацій термодинамічних властивостей і енергії активації неможлива.

Температурні залежності енергії активації і флуктуацій густини можуть бути описані рівняння розширеного скейлінгу

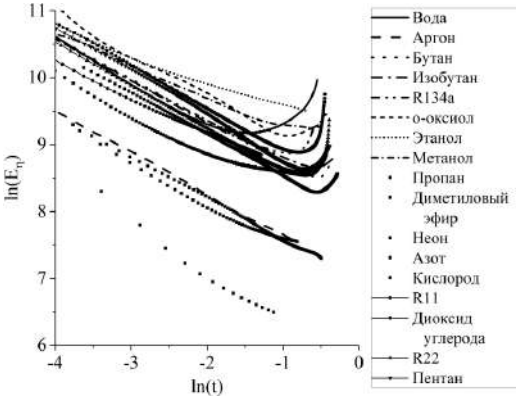
$$\ln(E)=\ln(E_0)+\nu\cdot\varphi F(t)\cdot\ln(t) \quad (1)$$

$$\ln\langle\bar{\rho}\rangle=\ln\left(\langle\bar{\rho}\rangle_0\right)+\gamma\cdot F(t)\cdot\ln(t) \quad (2)$$

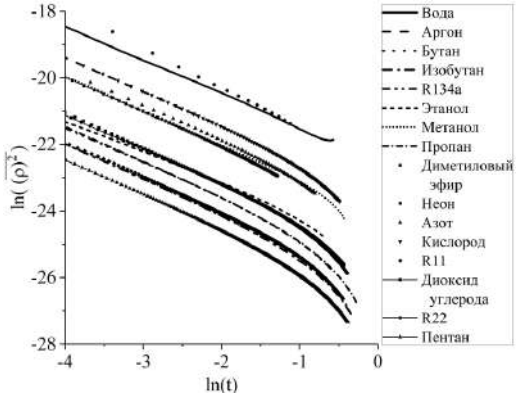
де коефіцієнти ν та γ мають смисл критичних показників для енергії активації і флуктуацій густини, *f (t) і F (t)* є кросоверними функціями, універсальними для термодинамічно подібних речовин.

У роботі аналізуються значення коефіцієнтів рівнянь (1) і (2) і аналізуються можливості використання даних кореляцій для прогнозування різних теплофізичних властивостей речовин.

Проведене дослідження дозволяє сформулювати два висновка. По-перше, існує наявність термодинамічної подібності речовин, для яких температурна залежність флуктуацій і енергії активації є еквідистантними лініями. По-друге, температурні залежності флуктуацій густини і енергії активації в'язкої течії можуть бути базисом для розробки універсальної методики прогнозування різних теплофізичних властивостей речовин і розчинів на лінії кипіння.



а)



б)

Рис.1 Залежність енергії активації (а) і флуктуації густини (б) від температури

Список використаних літературних джерел

1. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: Пер. с англ.-Л.: Химия, 1982. – 592 с.

2. Викторов М.М. Методы вычисления физико-химических величин и приведенные расчеты. - Л.: Химия, 1977. - 359 с.

3. Литовиц Т., Девис К. Структурная и сдвиговая релаксация в жидкости // Физическая акустика. Т. 2. Ч. А / Под ред. Мэзона У.М.: Мир, 1968. С. 298.

4. Eisenstein A., Gingrich N.S. The Diffraction of X-Rays by Argon in the Liquid, Vapor, and Critical Regions // Phys. Rev. 1942. V. 62. P. 261.

5. Физика простых жидкостей. Экспериментальные исследования / Под ред. Темперли Г. и др. Пер с англ. М.: Мир, 1973. С. 400.

6. Martynov G.A. Classical Statistical Mechanics. Dordrecht–Boston–London: Kluwer Acad. Publ., 1997.

7. Martynov G. A., Fluctuation theory of liquids, High Temperature, 56:3 (2018), 340–350.

8. Семенченко В.К. Избранные главы теоретической физики 2-е изд., испр. и доп., М.: Просвещение, 1966. 396 с.

9. Zhelezny V.P. The Methods of Prediction of the Properties for Substances on the Coexistence Curve Including Vicinity of the Critical Point // Proc. of the NATO Advanced Research Workshop on Nonlinear Dielectric Phenomena in Complex Liquids. – Jaszowiec-Ustron (Poland). – 2003. – P. 163-175

10. Gibbs J W Elementary Principles in Statistical Mechanics (New York: C. Scribners Sons, 1902.-207p.

11. Einstein A. Theorie der Opaleszenz von homogenen Flüssigkeiten und Flüssigkeitsgemischen in der Nähe des kritischen Zustandes Ann. Physik 33, 1275 (1910)

УДК 662.636

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПАЛИВА РОСЛИННОГО ПОХОДЖЕННЯ

Волчок В.О., к.т.н., Кравченко В.В.
Одеська національна академія харчових технологій

Впровадження палива рослинного походження на сьогоднішній день розглядається як основна альтернатива для традиційних видів пального. Для України це може розглядатись як невід`ємна складова зменшення залежності від імпорту нафти та газу. Потужні обсяги переробки рослинництва призводять до великої кількості відходів виробництва [1]. Їх подальша переробка має важливе значення серед багатьох проблем, які потребують невідкладного вирішення.

Світове виробництво енергії з поновлюваних джерел зростає і зростатиме надалі. Однак в Україні про альтернативні палива ведуться лише розмови на рівні споживачів. Організація виробництва біопалива в Україні є перспективним напрямом для зменшення енергетичної залежності [2, 3].

На базі аналітичного огляду літературних і патентних джерел сформульована мета роботи, яка полягає у експериментальному визначенні властивостей сипкого біопалива. На основі отриманих результатів досліджень стає можливим розробка технології виробництва твердого біопалива в вигляді гранул і брикетів з побічних продуктів переробки сільськогосподарської сировини. Відповідно до мети роботи та на підставі аналізу науково-технічної літератури були встановлені основні напрямки, що дозволили реалізувати кінцеву мету досліджень, а також визначити основні методологічні підходи і послідовність проведення експериментів.

Теплота згоряння біопалива у вигляді гранул, брикетів і пелет достатньо велика, а ціна значно нижче у порівнянні з традиційними видами палива. Цьому сприяє висока густина та

відсутність вологи у складі палива, що дає можливість зекономити на транспортних витратах. Не слід також забувати про екологічний аспект.

Для реалізації поставлених задач була створена експериментальна установка на основі а-калориметра, принцип дії якої засновано на теорії регулярного режиму.

Метод монотонного теплового режиму [4] ґрунтується на закономірностях наближеного аналізу нелінійного рівняння теплопровідності та дозволяє з одного досліду отримати температурну залежність досліджуваного параметра у всьому інтервалі нагрівання.

При проведенні досліджень експериментальні досліди було розділено на три групи: фізичні, хімічні та теплофізичні.

Хімічні методи досліджень полягали в експериментальному визначенні кількості золи у біопаливі. При спалюванні вуглець, водень, азот і частково кисень випаровуються і залишаються лише нелеткі оксиди.

Метод визначення коефіцієнта температуропровідності твердого тіла, в даному випадку – сипкого матеріалу, розміщеного в а-калориметрі, складається із охолодження його середовищі з постійною температурою, при цьому повинна виконуватись умова: коефіцієнт тепловіддачі $\alpha \to \infty$, що відповідає критерію Біо.

Остання обставина забезпечує рівність температур рідини і а-калориметра на його межах, що може бути реалізовано при охолодженні а-калориметра у воді.

Коефіцієнт теплопровідності сипкого матеріалу визначали за допомогою двохскладного а-калориметра з використанням залежності, запропонованою Г.М. Кондратьєвим.

В результаті проведених серій експериментів визначені коефіцієнти температуропровідності, тепловіддачі и теплопровідності для 3 видів сировини біопалива.

Інформаційні джерела

1. Листопад В. Л., Кухта В. Г. Рынок лузги подсолнечника в Украине и реализация проектов по производству твердого топлива в масложировой отрасли. Масложировой комплекс. – 2010. – №2(29). – С. 16-20.

2. Калетнік Г.М. Енергозабезпечення України та можливості за діяння потенційних джерел відтворювальної енергії // Вісник аграрної науки. – 2008. –№10. – С. 52-55.

3. Справочник. Технологии и оборудование для сжигания древесных отходов и других видов экологически чистого топлива. – 2006. – С.-Петербург. – 140 с.

4. Лабай В.Й. Тепломасообмін.– 1998. – Львів: Тріада Плюс. –256 с.

УДК 621.18-9

ADAPTATION OF MATHEMATICAL MODEL OF MEDIUM PRESSURE BOILERS PARAMETERS TO REAL OPERATING CONDITIONS

Zhitarenko V., ass., Bejan V. PhD, assoc. prof.,
Pryazovskyi State Technical University, Mariupol

In the last decade, highly efficient combined power plants based on modern cycles and processes have been actively introduced in the thermal power industry. In addition, the widespread use of microelectronics and computer control systems can further increase the efficiency of operation of both existing power plants and new ones. Increasing prices for primary energy sources and their scarcity require the development and implementation of a wide range of energy-saving measures. One of the ways of energy saving in the production of thermal energy at thermal power plants and boilers is to choose the optimal modes of operation of the equipment. The modes of operation are

largely determined by the characteristics of a particular consumer: daily, weekly and seasonal load schedules, the structure and equipment of existing energy supply systems, and the technical ability to connect to centralized networks. In addition, it is necessary to consider the circuit solutions, the characteristics of not only the power plant and other elements of the scheme, the climatic conditions of the region and much more.

The issues of mathematical, technical and economic analysis of the efficiency of combined technologies, especially in the thermal power industry, are given special attention today. Developing approaches to mathematical modeling of such technologies, optimization methods and related software allows us to choose effective solutions that ultimately lead to a decrease in the cost of production.

The solution of optimal energy problems began to be engaged from the middle of the last century, when there were large energy systems, thermal power plants, combined heat and power plants.The undisputed letters in the formation of processes of optimization in the energy sector, far ahead of their time appeared the works of Venikov and Hornstein, and a significant contribution to the development of optimization in heat power is to make the school of the Saratov Polytechnic Institute (now – SGTU) under the leadership of A. Andryushchenko. A number of works of this school have not lost their significance even now [1-9].

Object of study – boiler block of medium pressure of CHPP-1 of OJSC Maripol Metallurgical Combine named after Ilyich, which includes 4 boilers CKTI-75 / 39F-2-4 and 2 boilers TP-150-2. All boilers operate on a common steam collector of 32 atm, at the temperature of 420 ºC. Fuel is a mixture of blast furnace gas and natural gas in the ratio of 0.7-0.9 volume particles. The characteristics of the blast furnace gas are not constant: the elemental composition, humidity and dustiness of the blast furnace gas changes significantly.

Specific operating conditions of medium pressure boilers in CHPP-1 in addition to the above are:

- work of boilers No. 7-10 on individual chimneys, and two TP-150-2 - on a common pipe;
- presence in the thermal scheme of the CHPP-1 bypass turbine of the P-12 pressure and in parallel the included backup high-speed reduction and cooling installations between the steam lines of the hot steam 100 atm and 32 atm;
- on the boilers of CKTI -75 / 39F-2-4 and TP-150-2 the same direct-flow flat-burner burners (two) are installed, despite the fact that the productivity and volume of furnaces differ significantly.

Boiler No. 10 is being reconstructed by replacing all surfaces of heating, cladding, appliances and automation. This allows to determine the nature of the change in the operational characteristics of the boiler as contamination and wear of the heating surfaces.

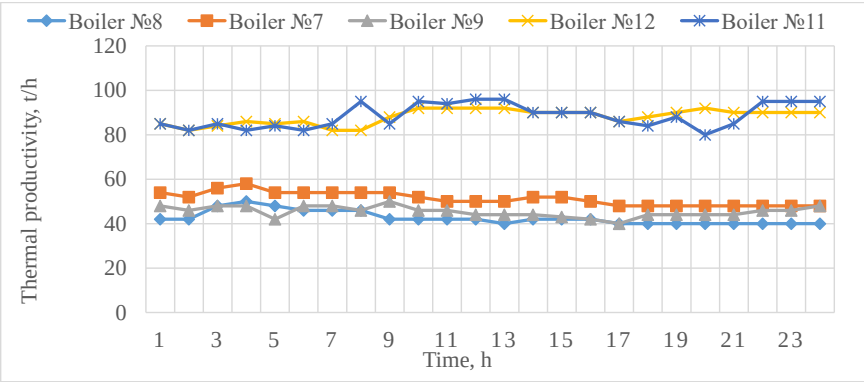


Fig. 1 – Change in boiler load during the day

Figure 1 shows the performance changes of each boiler. Characteristic of the CKTI and TP boilers is the general pattern of shifting during the day associated with shift work. The total productivity change interval of all boilers is 30 t/h, ie. it is the average life within which load redistribution between boilers is possible.

The determination of the fraction of the convective component was carried out using a non-stationary heat meter. The diagram of the non-stationary thermometer is shown in Figure 2. The non-stationary thermometer consists of a housing (3) in which a sensitive element (SE) (5) representing a 1H18N9T steel cylinder is pressed. A CA (Chromel-Alumel) thermocouple is inserted into the sensing element. The holder (1) is welded to the housing by which the thermometer is placed in the boiler furnace. The heat meter is made according to the design and recommendations given in [10].

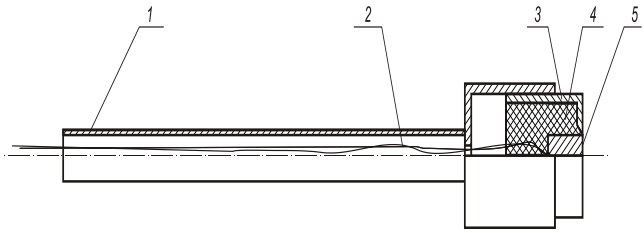


Fig. 2 – Scheme of non-stationary heat meter.

1 – holder; 2 – thermocouple outputs; 3 – hull; 4 – insulating filler; 5 – sensitive element.

The heat meter was injected into the furnace through the inspection hatches so that the end surface of the thermometer with SE was in the same plane with the screen tubes. Convective component was determined in relation to the heat fluxes falling on the sensing element with the mirror and blackened surfaces. Blackening of the surface of the SE was carried out with a mixture of soot and glue BF. Such a surface has a degree of blackness of 0.97-0.98. The polished surface of THE made of H18N9T steel has a blackness of 0.08-0.09.

The absolute value of the heat flux density was determined according to the theory of non-stationary regular heating of the SE by measuring the time interval during which the temperature of the SE increased from 100 to 150 °C. The temperature was recorded with a digital thermometer with an error of 0.5°C, time with a stopwatch.

The regular mode of change of temperature in time is linear in an arbitrary point WH for two moments of time. For SE with a degree of blackness of the surface close to 1:

$$\alpha_r + \alpha_c = \frac{(\ln\theta_1 - \ln\theta_2)}{\Delta\tau_{rc} F_m} \rho_m c_m V \psi_{rc}, \quad (1)$$

where α – the coefficient of heat transfer by radiation and convection, respectively; θ_1, θ_2 – temperature SE at the end and at the beginning of heating; $\Delta\tau$ – time of heating SE; ψ – coefficient of unevenness of the temperature field SE; ρ_m, c_m, F_m, V – density, heat capacity, heat exchange area, and volume of SE material; r and k – indices relating to heat exchange by radiation and convection.

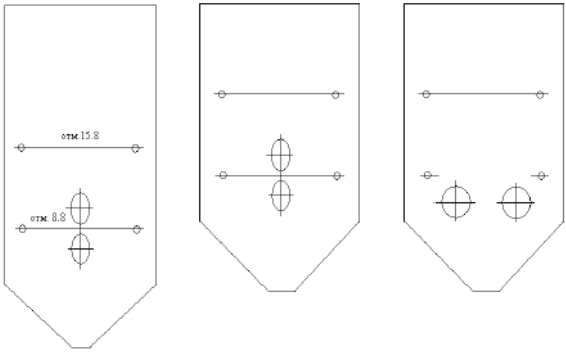
For SE with a degree of blackness of the surface close to zero:

$$\alpha_c = \frac{(\ln\theta_1 - \ln\theta_2)}{\Delta\tau_c F_m} \rho_m c_m V \psi_c \quad (2)$$

Preliminary calculations showed that at $\alpha_c \approx 0.25\alpha_{rk}$, the ratio of the coefficients of irregularity of the temperature fields is SE equal $\psi c_к \approx 0.94\psi_{rk}$.

Accordingly, with the same temperature range of heating SE, we obtain:

$$\frac{\alpha_r + \alpha_c}{\alpha_c} = \frac{\Delta\tau_c}{\Delta\tau_{rc}} \frac{\psi_{rc}}{\psi_c} \tag{3}$$



a) b) c)

Figure 3 – Schemes of measurements of heat flows on boilers:
a) – TP 150 ; b) – CKTI 75 №№ 7,9; c) – CKTI 75 №№ 8,10.

Or the fraction of the convective component in the total heat flux:

$$\frac{q_c}{q_{rc}} = 1 - \frac{\alpha_r}{\alpha_{rc}} = 1 - \frac{\Delta\tau_{rc}}{\Delta\tau_r} \frac{\psi_r}{\psi_{rc}} \tag{4}$$

In this case, it is necessary to consider the coefficient of transition from the washing of the flat surface (SE thermometer) to the washing of the cylindrical surface (screen tube). According to [10] this coefficient is about 0.7.

Finally, the calculation of the proportion of the convective component was performed by the formula:

$$\frac{q_c}{q_{rc}} = 0.7(1 - 0.94\frac{\Delta\tau_{rc}}{\Delta\tau_r}) \tag{5}$$

Figure 3 shows the points of measurement of local heat fluxes in the furnace of boilers CKTI-75 and TP-150.

For the mathematical model developed, it was important not the absolute value of the heat flow in the furnace, but the proportion of the convective component, since it was necessary to confirm the validity of the method of calculation of complex heat transfer in the furnace when combining a mixture of natural and blast furnace gases.

As expected, the maximum level of incident streams is fixed at the burner level. As the fuel burns, the level of heat flows decreases. As the heat fraction of the blast furnace gas increases, the absolute value of the local incident fluxes decreases. The average share of the convective component is at the level of 15-20%.

Conclusions

The developed mathematical model for the considered boilers of medium pressure allows to perform calculations of all parameters of heat carriers, technical and economic performance of boilers in the whole range of operating modes. According to the developed method, the proportion of convective component in the furnace was measured, which averaged 20-25%.

Tests of boilers TP-150 and CKTI-75/39F-2-4 were carried out on the main operational modes, which allowed to determine the coefficients of efficiency and pollution of convective heating surfaces. Their values were 1.2 – 1.5 times lower than recommended by regulatory methods. On the

basis of the obtained experimental coefficients of efficiency and pollution of the heating surfaces, the mathematical model was adapted to real conditions. Features of heat exchange in the furnace were taken into account by a special method developed for calculations in the flat-torch combustion of the blast-natural mixture. Analysis of the results of the calculation and tests showed sufficient convergence in most parameters. This allows you to calculate the performance of boilers in all operating modes.

Literature

1. Gornstein, V.M. Methods of optimization of modes of power systems / V.M. Gornstein, B.P. Miroshnichenko, A.V. Ponomarev et al .; ed. V.M. Hornstein. - M .: Energy, 1981. – 336 p.
2. VA Venikov, VG Zhuravlev, TA Filippova. Optimization of modes of power plants and power systems. –M .: Energoatomizdat, 1990. - 352 p.
3. Andryushchenko AI Optimization of thermal cycles and CHPP processes [Text]: [Textbook. allowance for heat power. specialties of higher education institutions] / AI Andryushchenko, AV Zmachinsky, VA Ponyatov. - M .: Higher. school, 1974. - 279 p.
4. AI Andryushchenko, RZ Aminov. Optimization of operating modes and parameters of thermal power plants / AI Andryushchenko, RZ. Aminov // M .: Higher. school, 1983. - 255 p.
5. Aminov R.Z. Vector optimization of operating modes of power plants / R.Z. Aminov. - M.: Energoatomizdat, 1994. - 304s.
6. Wenzel ES Operations research. - Moscow: Sov. radio, 1972.
7. Bellman R. Dynamic programming. - M .: In. lit., 1960.
8. Kalikhman IL Dynamic programming in examples and problems [Text] / IL Kalikhman, MA Voitenko. - M. Higher. 1979. - 215 p.
9. Zhukov, VP, Barochkin, EV, & Ulanov, DA (2009). Load distribution between turbines of a thermal power plant using the Bellman optimality principle. Bulletin of the Ivanovo State Energy University, (3), 11-14.
10. Madejski, P., Janda, T., Modliński, N., & DanielNabagło (2016). A Combustion Process Optimization and Numerical Analysis for the Low Emission Operation of Pulverized Coal-Fired Boiler.
11. Maximov A. (2008) Radiative Heat Transfer In Boiler Furnaces
12. Mehdizadeh, H., Alishah, A., & Astani, S.H. (2016). Study on performance and methods to optimize thermal oil boiler efficiency in cement industry.
13. Gómez, A., Fueyo, N., & Díez, L.I. (2008). Modelling and simulation of fluid-flow and heat transfer in the convective zone of a power-generation boiler.
14. Hashimoto, Nozomu & Watanabe, Hiroaki. (2016). Numerical analysis on effect of furnace scale on heat transfer mechanism of coal particles in pulverized coal combustion field. Fuel Processing Technology. 145. 20-30. 10.1016/j.fuproc.2016.01.024.
15. Zhang, Y., Luo, R., Dou, Y., & Zhou, Q. (2018). Combustion Characteristics and NO x Emission through a Swirling Burner with Adjustable Flaring Angle.

УДК 621.18-9

ADAPTATION OF MATHEMATICAL MODEL OF MEDIUM PRESSURE BOILERS PARAMETERS TO REAL OPERATING CONDITIONS

Zhitarenko V., PhD[(1)], assoc. prof., Bejan V. ass. prof. [(1)], Ostapenko O. PhD, ass. prof. [(2)], Yakovleva O. PhD, assoc. prof. [(2)]
[(1)] Pryazovskyi State Technical University, Mariupol
[(2)] Odessa National of Food Technologies, Odessa

In the last decade, highly efficient combined power plants based on modern cycles and processes have been actively introduced in the thermal power industry. In addition, the widespread use of microelectronics and computer control systems can further increase the efficiency of operation of both existing power plants and new ones. Increasing prices for primary energy sources and their scarcity require the development and implementation of a wide range of energy-saving measures. One of the ways of energy saving in the production of thermal energy at thermal power plants and boilers is to choose the optimal modes of operation of the equipment. The modes of operation are largely determined by the characteristics of a particular consumer: daily, weekly and seasonal load schedules, the structure and equipment of existing energy supply systems, and the technical ability to connect to centralized networks. In addition, it is necessary to consider the circuit solutions, the characteristics of not only the power plant and other elements of the scheme, the climatic conditions of the region and much more.

The issues of mathematical, technical and economic analysis of the efficiency of combined technologies, especially in the thermal power industry, are given special attention today. Developing approaches to mathematical modeling of such technologies, optimization methods and related software allows us to choose effective solutions that ultimately lead to a decrease in the cost of production.

The solution of optimal energy problems began to be engaged from the middle of the last century, when there were large energy systems, thermal power plants, combined heat and power plants.

The undisputed letters in the formation of processes of optimization in the energy sector, far ahead of their time appeared the works of Venikov and Hornstein, and a significant contribution to the development of optimization in heat power is to make the school of the Saratov Polytechnic Institute (now – SGTU) under the leadership of A. Andryushchenko. A number of works of this school have not lost their significance even now [1-9].

Object of study – boiler block of medium pressure of CHPP-1 of OJSC Maripol Metallurgical Combine named after Ilyich, which includes 4 boilers CKTI-75 / 39F-2-4 and 2 boilers TP-150-2. All boilers operate on a common steam collector of 32 atm, at the temperature of 420 ^{o}C. Fuel is a mixture of blast furnace gas and natural gas in the ratio of 0.7-0.9 volume particles. The characteristics of the blast furnace gas are not constant: the elemental composition, humidity and dustiness of the blast furnace gas changes significantly.

Specific operating conditions of medium pressure boilers in CHPP-1 in addition to the above are:

- work of boilers No. 7-10 on individual chimneys, and two TP-150-2 - on a common pipe;
- presence in the thermal scheme of the CHPP-1 bypass turbine of the P-12 pressure and in parallel the included backup high-speed reduction and cooling installations between the steam lines of the hot steam 100 atm and 32 atm;
- on the boilers of CKTI -75 / 39F-2-4 and TP-150-2 the same direct-flow flat-burner burners (two) are installed, despite the fact that the productivity and volume of furnaces differ significantly.

Boiler No. 10 is being reconstructed by replacing all surfaces of heating, cladding, appliances and automation. This allows to determine the nature of the change in the operational characteristics of the boiler as contamination and wear of the heating surfaces.

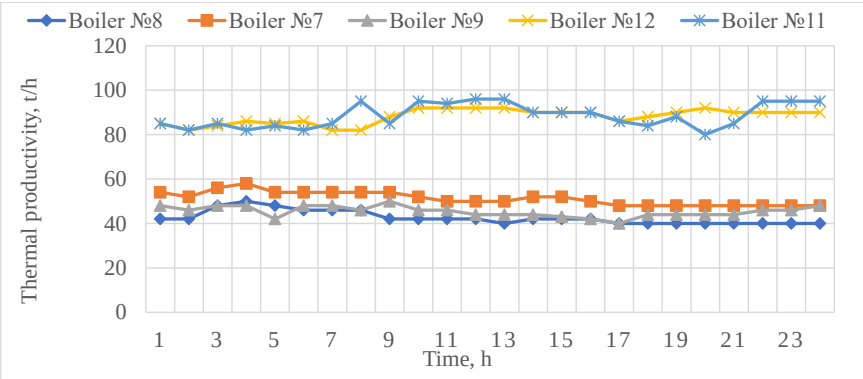


Fig. 1 – Change in boiler load during the day

Figure 1 shows the performance changes of each boiler. Characteristic of the CKTI and TP boilers is the general pattern of shifting during the day associated with shift work. The total productivity change interval of all boilers is 30 t/h, ie. it is the average life within which load redistribution between boilers is possible.

The determination of the fraction of the convective component was carried out using a non-stationary heat meter. The diagram of the non-stationary thermometer is shown in Figure 2. The non-stationary thermometer consists of a housing (3) in which a sensitive element (SE) (5) representing a 1H18N9T steel cylinder is pressed. A CA (Chromel-Alumel) thermocouple is inserted into the sensing element. The holder (1) is welded to the housing by which the thermometer is placed in the boiler furnace. The heat meter is made according to the design and recommendations given in [10].

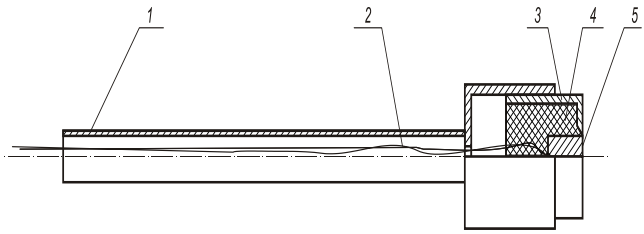


Fig. 2 – Scheme of non-stationary heat meter.

1 – holder; 2 – thermocouple outputs; 3 – hull; 4 – insulating filler; 5 – sensitive element.

The heat meter was injected into the furnace through the inspection hatches so that the end surface of the thermometer with SE was in the same plane with the screen tubes. Convective component was determined in relation to the heat fluxes falling on the sensing element with the mirror and blackened surfaces. Blackening of the surface of the SE was carried out with a mixture of soot and glue BF. Such a surface has a degree of blackness of 0.97-0.98. The polished surface of THE made of H18N9T steel has a blackness of 0.08-0.09.

The absolute value of the heat flux density was determined according to the theory of non-stationary regular heating of the SE by measuring the time interval during which the temperature of the SE increased from 100 to 150 °C. The temperature was recorded with a digital thermometer with an error of 0.5°C, time with a stopwatch.

The regular mode of change of temperature in time is linear in an arbitrary point WH for two moments of time. For SE with a degree of blackness of the surface close to 1:

$$\alpha_r + \alpha_c = \frac{(\ln\theta_1 - \ln\theta_2)}{\Delta\tau_{rc} F_m} \rho_m c_m V \psi_{rc}, \tag{1}$$

where α – the coefficient of heat transfer by radiation and convection, respectively; θ_1, θ_2 – temperature SE at the end and at the beginning of heating; $\Delta\tau$ – time of heating SE; ψ – coefficient of unevenness of the temperature field SE; ρ_m, c_m, F_m, V – density, heat capacity, heat exchange area, and volume of SE material; r and k – indices relating to heat exchange by radiation and convection.

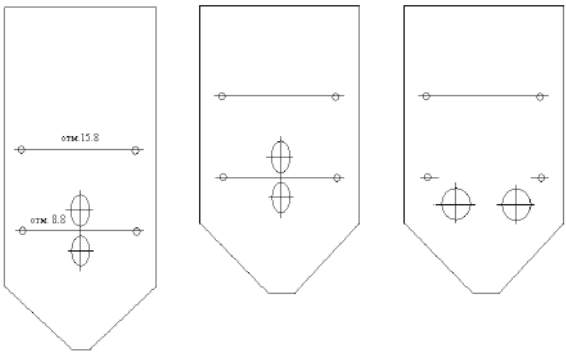
For SE with a degree of blackness of the surface close to zero:

$$\alpha_c = \frac{(\ln\theta_1 - \ln\theta_2)}{\Delta\tau_c F_m} \rho_m c_m V \psi_c \tag{2}$$

Preliminary calculations showed that at $\alpha_c \approx 0.25\alpha_{rk}$, the ratio of the coefficients of irregularity of the temperature fields is SE equal $\psi c_к \approx 0.94\psi_{rk}$.

Accordingly, with the same temperature range of heating SE, we obtain:

$$\frac{\alpha_r + \alpha_c}{\alpha_c} = \frac{\Delta\tau_c}{\Delta\tau_{rc}} \frac{\psi_{rc}}{\psi_c} \tag{3}$$



a) b) c)

Figure 3 – Schemes of measurements of heat flows on boilers:
a) – TP 150 ; b) – CKTI 75 №№ 7,9; c) – CKTI 75 №№ 8,10.

Or the fraction of the convective component in the total heat flux:

$$\frac{q_c}{q_{rc}} = 1 - \frac{\alpha_r}{\alpha_{rc}} = 1 - \frac{\Delta\tau_{rc}}{\Delta\tau_r} \frac{\psi_r}{\psi_{rc}} \tag{4}$$

In this case, it is necessary to consider the coefficient of transition from the washing of the flat surface (SE thermometer) to the washing of the cylindrical surface (screen tube). According to [10] this coefficient is about 0.7.

Finally, the calculation of the proportion of the convective component was performed by the formula:

$$\frac{q_c}{q_{rc}} = 0.7(1 - 0.94\frac{\Delta\tau_{rc}}{\Delta\tau_r}) \quad (5)$$

Figure 3 shows the points of measurement of local heat fluxes in the furnace of boilers CKTI-75 and TP-150.

For the mathematical model developed, it was important not the absolute value of the heat flow in the furnace, but the proportion of the convective component, since it was necessary to confirm the validity of the method of calculation of complex heat transfer in the furnace when combining a mixture of natural and blast furnace gases.

As expected, the maximum level of incident streams is fixed at the burner level. As the fuel burns, the level of heat flows decreases. As the heat fraction of the blast furnace gas increases, the absolute value of the local incident fluxes decreases. The average share of the convective component is at the level of 15-20%.

Conclusions

The developed mathematical model for the considered boilers of medium pressure allows to perform calculations of all parameters of heat carriers, technical and economic performance of boilers in the whole range of operating modes. According to the developed method, the proportion of convective component in the furnace was measured, which averaged 20-25%.

Tests of boilers TP-150 and CKTI-75/39F-2-4 were carried out on the main operational modes, which allowed to determine the coefficients of efficiency and pollution of convective heating surfaces. Their values were 1.2 – 1.5 times lower than recommended by regulatory methods. On the basis of the obtained experimental coefficients of efficiency and pollution of the heating surfaces, the mathematical model was adapted to real conditions. Features of heat exchange in the furnace were taken into account by a special method developed for calculations in the flat-torch combustion of the blast-natural mixture. Analysis of the results of the calculation and tests showed sufficient convergence in most parameters. This allows you to calculate the performance of boilers in all operating modes.

Literature

1. Gornstein, V.M. Methods of optimization of modes of power systems / V.M. Gornstein, B.P. Miroshnichenko, A.V. Ponomarev et al .; ed. V.M. Hornstein. - M .: Energy, 1981. – 336 p.

2. VA Venikov, VG Zhuravlev, TA Filippova. Optimization of modes of power plants and power systems. –M .: Energoatomizdat, 1990. - 352 p.

3. Andryushchenko AI Optimization of thermal cycles and CHPP processes [Text]: [Textbook. allowance for heat power. specialties of higher education institutions] / AI Andryushchenko, AV Zmachinsky, VA Ponyatov. - M .: Higher. school, 1974. - 279 p.

4. AI Andryushchenko, RZ Aminov. Optimization of operating modes and parameters of thermal power plants / AI Andryushchenko, RZ. Aminov // M .: Higher. school, 1983. - 255 p.

5. Aminov R.Z. Vector optimization of operating modes of power plants / R.Z. Aminov. - M.: Energoatomizdat, 1994. - 304s.

6. Wenzel ES Operations research. - Moscow: Sov. radio, 1972.

7. Bellman R. Dynamic programming. - M .: In. lit., 1960.

8. Kalikhman IL Dynamic programming in examples and problems [Text] / IL Kalikhman, MA Voitenko. - M. Higher. 1979. - 215 p.

9. Zhukov, VP, Barochkin, EV, & Ulanov, DA (2009). Load distribution between turbines of a thermal power plant using the Bellman optimality principle. Bulletin of the Ivanovo State Energy University, (3), 11-14.

10. Madejski, P., Janda, T., Modliński, N., & DanielNabagło (2016). A Combustion Process Optimization and Numerical Analysis for the Low Emission Operation of Pulverized Coal-Fired Boiler.

11. Maximov A. (2008) Radiative Heat Transfer In Boiler Furnaces

12. Mehdizadeh, H., Alishah, A., & Astani, S.H. (2016). Study on performance and methods to optimize thermal oil boiler efficiency in cement industry.

13. Gómez, A., Fueyo, N., & Díez, L.I. (2008). Modelling and simulation of fluid-flow and heat transfer in the convective zone of a power-generation boiler.

14. Hashimoto, Nozomu & Watanabe, Hiroaki. (2016). Numerical analysis on effect of furnace scale on heat transfer mechanism of coal particles in pulverized coal combustion field. Fuel Processing Technology. 145. 20-30. 10.1016/j.fuproc.2016.01.024.

15. Zhang, Y., Luo, R., Dou, Y., & Zhou, Q. (2018). Combustion Characteristics and NO x Emission through a Swirling Burner with Adjustable Flaring Angle.

УДК 536.24

ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ В ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЯХ

Л. Л. Васильев, доктор технических наук, профессор;
А. С. Журавлёв, кандидат технических наук; Л. П. Гракович, кандидат технических наук; М. И. Рабецкий кандидат технических наук; В. А. Олехнович; А. А. Хартоник
ГНУ «Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова
Национальной академии наук Беларуси», г. Минск, Республика Беларусь

Эффективное использование энергии является важнейшей проблемой XXI века, требующей активного принятия мер к снижению энергоемкости технологий. Системы теплоснабжения, горячего водоснабжения, кондиционирования помещений в последние десятилетия подвергаются значительным изменениям, взамен традиционных источников топлива и энергии все шире применяются возобновляемые. Сокращается потребление углеводородного топлива, снижаются потери тепла при его транспортировке от генерирующих мощностей к потребителям, при этом решаются не только экономические проблемы, но и улучшается экологическая обстановка ввиду уменьшения количества вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу. Источниками энергии могут служить солнечное излучение, воздух, грунт, водные бассейны, сточные воды.

Переход на энергосберегающие технологии, диверсификация источников энергии осуществляются при постоянном обновлении оборудования, в том числе на базе тепловых труб (ТТ) и термосифонов (ТС) – устройств с испарительно-конденсационным циклом. Тепло в них передается потоком пара из испарителя в конденсатор в виде скрытой теплоты парообразования (рис. 1). Конденсат возвращается в испаритель под действием капиллярного давления в пористом фитиле. Тепловые трубы обладают эффективной теплопроводностью до 5 000–10 000 Вт/(К·м) и по этому показателю многократно превосходят самые высокотеплопроводные материалы. Они просты в эксплуатации, для работы ТТ и ТС не требуется затрат энергии, технического обслуживания и успешно применяются в энергосберегающих технологиях в энергетике, жилищно-коммунальном секторе, строительной индустрии, пищевой промышленности и других отраслях [1–8].

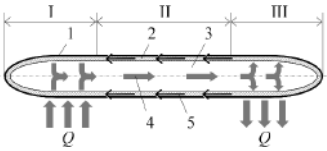


Рис. 1 – Устройство тепловой трубы: I – испаритель, II – адиабатическая зона, III – конденсатор, 1 – корпус, 2 – фитиль (капиллярно-пористая структура), 3 – паровой канал, 4 – пар, 5 – рабочая жидкость, Q – тепловой поток.

Солнечное излучение является одним из основных возобновляемых источников энергии, оно используется при прямом преобразовании в электричество, а также для подогрева воды в системах горячего водоснабжения и отопления при пониженных температурах, получения холода с целью создания комфортных условий летом. Простая водонагревательная установка состоит из коллектора солнечной энергии, бака-аккумулятора, дополнительного нагревателя воды и насоса. Для тепло- и хладоснабжения зданий предназначены более сложные комбинированные системы с сорбционной холодильной установкой, также использующей энергию солнечного излучения (рис. 2а). Основным элементом гелиоустановки является солнечный коллектор, его конструкция в значительной степени определяет эффективность и стоимость всей системы. Плоский коллектор позволяет использовать прямую и рассеянную солнечную радиацию без необходимости слежения за Солнцем. В качестве теплоприемных и теплопередающих элементов солнечных коллекторов могут применяться тепловые трубы, обеспечивающие равномерность температуры по длине приемного элемента и снижение тепловых потерь (рисунок 2б).

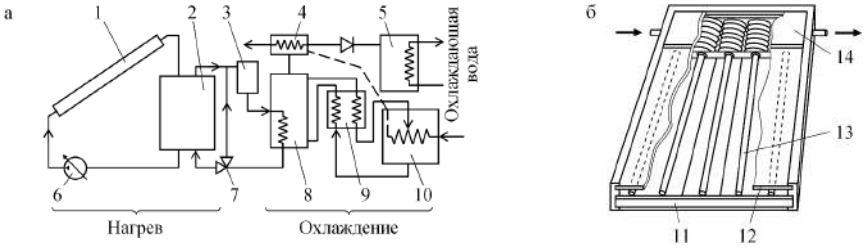


Рис. 2. Комбинированная солнечная установка для тепло- и хладоснабжения (а) и плоский коллектор солнечной энергии с тепловыми трубами (б): 1 – солнечный коллектор, 2 – бак-аккумулятор, 3 – дополнительный источник тепла, 4 – конденсатор, 5 – испаритель, 6 – жидкостный насос, 7 – вентиль, 8 – генератор, 9 – теплообменник, 10 – абсорбер, 11 – теплоизоляция, 12 – стеклянное покрытие, 13 – тепловая труба, 14 – жидкостный теплообменник.

Конвективные коллекторы с передачей тепла циркулирующей жидкостью достаточно эффективны, технологичны и не дороги, однако имеют недостатки: реверсивность теплообмена при отсутствии солнечного излучения, сложность дренажа системы. При этом коллекторы на тепловых трубах обладают следующими достоинствами: поддерживается равномерность температуры по всей длине теплоприемного элемента, что снижает потери тепла; обеспечивается высокая надежность устройства, поскольку при выходе из строя отдельных элементов передача энергии уменьшается, но не прекращается; предотвращается сброс тепла из системы при недостатке солнечного излучения из-за отсутствия теплопередачи наклонными тепловыми трубами в направлении против сил гравитации; осуществляется быстрый запуск системы ввиду низкой теплоемкости конструкции. Несмотря на несколько бóльшую стоимость по сравнению с конвективными приемниками солнечного тепла, перечисленные свойства коллекторов с ТТ обеспечивают возможность их успешного применения и создания эффективных гелиосистем.

Термосифон – вид тепловой трубы, отличающийся отсутствием транспортного пористого фитиля, поэтому обычные гладкостенные термосифоны функционируют только при расположении испарителя ниже конденсатора и чувствительны к отклонениям от вертикали. Однако кольцевые ТС и созданные в Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси пародинамические термосифоны способны передавать тепловой поток и в горизонтальном направлении.

Особенностью пародинамического термосифона (ПДТ) является конструкция конденсатора с двухфазным потоком рабочего вещества внутри него (рис. 3). Конденсирующаяся жидкость проталкивается из конденсатора в испаритель паром, в этом заключается принципиальное отличие ПДТ от других термосифонов и тепловых труб. Движущийся пар и двухфазное течение рабочей жидкости пространственно разделены (теплообменник «труба в трубе»), что позволяет избежать типичного для классических термосифонов негативного взаимодействия между противоположно направленными потоками пара и жидкости.

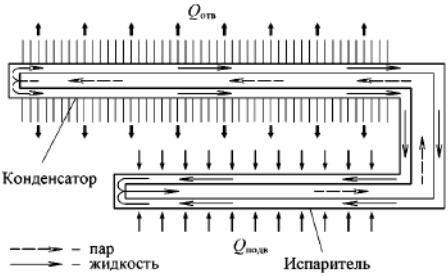


Рис. 3. Схема пародинамического термосифона.

Пародинамические термосифоны можно использовать в оборудовании для нагрева и охлаждения воздуха, предотвращения образования льда и снежного покрова на крышах зданий, тротуарах, стоянках автомобилей. Такие устройства с паровой камерой в качестве подложки к PV и PVT-панелям способны интенсивно отводить от них тепло, обеспечивая изотермичность поверхности и поддерживая температуру, близкую к температуре окружающей среды, создавая оптимальные условия для эффективной работы фотопреобразователей. Испарители ПДТ могут быть объемными либо протяженными, как на рис. 3. Устройства с протяженным испарителем целесообразно применять с рассредоточенными источниками тепла – например, их удобно монтировать для организации теплообмена в адсорберах теплового насоса (ТН) или холодильника на твердых сорбентах с приводом от альтернативных источников энергии. Солнечные адсорбционные холодильники могут быть востребованы в сельском хозяйстве (охлаждение молока на молочных фермах), жилищно-коммунальном секторе (системы кондиционирования в летнее время). Теплообменники на ТТ и ТС позволяют поддерживать интенсивный теплообмен между входящим и выходящим потоками воздуха, а охладитель сорбционного ТН конденсирует пары воды в потоке воздуха, контролируя таким образом его влажность на выходе системы кондиционирования (рис. 4).

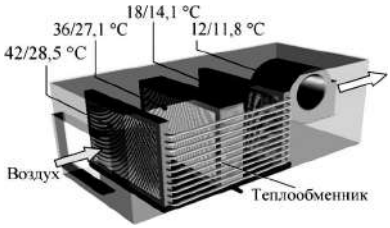


Рис. 4. Кондиционер воздуха с теплообменником-утилизатором
на основе пародинамических термосифонов.

В Институте тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси накоплен большой опыт создания и исследований тепловых труб и термосифонов разнообразных конструкций для работы в различных температурных условиях, имеются разработки оборудования на основе таких устройств, позволяющего полезно использовать энергию возобновляемых источников для технических и бытовых нужд [5–8]. Разработаны длинномерные (несколько десятков метров) вертикально располагаемые в земле тепловые трубы и термосифоны, способные извлекать и передавать тепло с минимальными потерями. Корпус таких проводников тепла изготавливается из стали, в качестве рабочей жидкости применяются пропан, пропилен. Вертикально погруженные в грунт тепловые трубы передают тепло испарителям тепловых насосов, а горизонтально расположенные принимают тепло от конденсаторов тепловых насосов и обогревают воздух в помещении.

Для обогрева теплицы ТС могут быть вертикально погружены в грунт на глубину 10–20 м и передавать его тепло испарителям ТН, а горизонтально расположенные ТТ принимать тепло от конденсаторов ТН и обогревать воздух и грунт внутри сооружения. Аналогичным образом может быть организовано теплоснабжение индивидуального жилого дома, коттеджа: тепло, извлечённое из грунта с помощью тепловых труб, служит для обогрева помещения и удовлетворения потребности в горячей воде для бытовых нужд (рис. 7).

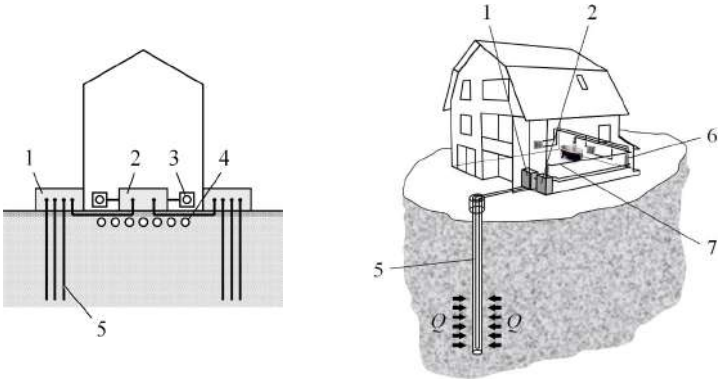


Рис. 7. Схема обогрева теплицы (а) и жилого дома (б) теплом альтернативных источников: 1, 2 – испаритель и конденсатор теплового насоса, 3–5 – тепловые трубы, 6 – трубы системы отопления, 7 – линия горячего водоснабжения

Потребителями тепла низкопотенциальных источников могут быть хлебопекарные, обжарочные и кондитерские печи. В теплообменнике (газ/воздух) на базе ПДТ используется тепловая энергия отходящих газов для нагрева чистого воздуха в камере термообработки. Горячий воздух с помощью вентилятора равномерно нагревает хлебопродукты. Обеспечиваются однородность температурного поля внутри камеры и, соответственно, высокое качество продукта.

На одном из предприятий Минской области успешно применена разработанная в Институте тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси система обогрева подсолнечного масла в обжарочной печи с помощью ПДТ для изготовления чипсов (рис. 5). Применявшаяся ранее схема нагрева предусматривала передачу тепла от термоэлектрических нагревателей (ТЭН) подсолнечному маслу через промежуточный теплоноситель – минеральное (трансформаторное) масло, что не гарантировало строгого соблюдения температурного режима. Чтобы предотвратить появление в рабочем объеме подсолнечного масла зон с пониженной температурой, ухудшающее потребительские свойства продукта, на ТЭНы подавалась избыточная мощность. Это приводило к перерасходу электроэнергии и локальным

перегревам подсолнечного масла, что противоречило санитарным нормам. Для устранения этих недостатков была произведена модернизация обжарочной печи: разработана и изготовлена система разогрева масла в на базе тепловых труб (ПДТ), смонтированная на объекте силами заказчика при консультации разработчиков. В новой системе промежуточный теплоноситель отсутствует, нагрев растительного масла осуществляется непосредственно с помощью ПДТ. Испарители термосифонов с блоком электронагревателей вынесены за пределы печи, подсолнечное масло нагревается конденсаторами ПДТ, расположенными в обжарочной ванне в непосредственном контакте с маслом. Корпуса конденсаторов выполнены биметаллическими: внутренняя поверхность медная, наружная – из «пищевой» нержавеющей стали.

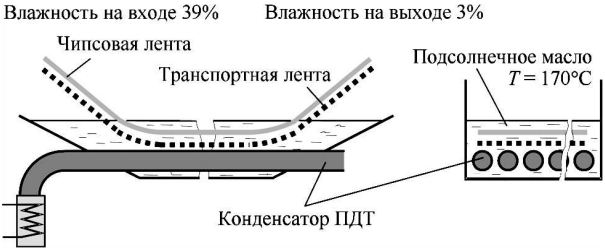


Рис. 5. Печь для обжарки продуктов питания в масле с ПДТ.

Внедрение новой системы нагрева позволило улучшить массогабаритные характеристики оборудования и до 30% снизить потребления электроэнергии; обеспечило высокую изотермичность поверхности, нагревающей масло, что гарантирует надлежащее качество выпускаемых изделий, отвечающее предъявляемым вкусовым и санитарным требованиям, сведена к минимуму концентрация канцерогенных веществ в подсолнечном масле за счет оптимизации температуры обжарки продукта – имеется возможность тонкой регулировки тепловой нагрузки нагревателя и, соответственно, температуры подсолнечного масла, что позволяет при необходимости изменять производительность используемого оборудования. Предотвращается риск выхода из строя электрического нагревателя вследствие перегрева.

Теплообменники на тепловых трубах и термосифонах позволяют эффективно утилизировать тепло возобновляемых источников энергии (солнце, грунт), а также безвозвратно теряемое при использовании различных технологических процессов. При этом уменьшается количество вредных выбросов, снижается вредное воздействие на окружающую среду.

Список использованных источников

1. Azad, E. Theoretical and experimental investigation of heat pipe solar collector / E. Azad // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2008. – Vol. 32, Issue 8. – P. 1666–1672.

2. Riffat, S. B. A novel hybrid heat pipe solar collector/CHP system / S. B. Riffat, X. Zhao // J. Renew. Energy. – 2004 – Vol. 29. – P. 2217–2233.

3. Burdo, O. G. Rotating heat pipes in devices for heat treatment of the food-stuffs / O. G. Burdo, I. V. Bezbah // Applied Thermal Engineering. – 2008. – Vol. 28. – P. 341–343.

4. Безбах, И. В. Исследование работы термосифонов при обработке дисперсных и вязких пищевых сред / И. В. Безбах, Омар Саид Ахмед, В. И. Донкоглов. // Probleme Energeticii Regionale. – 2009. – Т. 9, № 1. – С. 73–80.

5. Использование теплообменников на тепловых трубах для кондиционирования, в области пищевой промышленности и холодильной техники / Л. Л. Васильев, А. С. Журавлёв, А. В. Шаповалов, А. В. Родин // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2014. – № 3. – С. 85–90.

6. Long horizontal vapordynamic thermosyphons for renewable energy sources / L. L. Vasiliev, L. L. Vassiliev Jr., M. I. Rabetsky [et al] // Heat Transfer Engineering. – 2019. – Vol. 40, Issue 3–4. – P. 258–266.

7. Solid sorption cooler with composite sorbent bed and heat pipe thermal control / L. Vasiliev, A. Tsitovich, A. Zhuravlyov, A. Antough // Polska Energetyka Słoneczna. – 2012. – No. 1–4. – P. 12–18.

8. Vapordynamic thermosyphon – heat transfer two-phase device for wide application / L. L. Vasiliev, L. L. Vasiliev Jr., A. S. Zhuravlyov [et al] // Archives of Thermodynamics. – 2015. – Vol. 36, No. 4. – P. 65–76.

УДК 66.021.3

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОТРИМАННЯ РОСЛИННИХ ЕКСТРАКТІВ

Георгієш К.В., к.т.н.., ст.викладач
Одеська національна академія харчових технологій

Удосконалення технології екстрагування рослинної сировини з метою підвищення виходу біологічно активних речовин, якості та розширення асортименту фітопрепаратів є необхідною ланкою розвитку науково-технічних підходів до інтенсифікації процесів переносу. Для ефективної побудови інноваційних методів ведення процесу вилучення цільових компонентів, що характеризуються біологічно активними властивостями, слід врахувати досвід застосування традиційних методів і вивчити наявні фізико-математичні моделі екстрагування речовин з матеріалів рослинного походження.

Аналіз літературних даних свідчить про те, що екстракційні процеси для речовин в системах рідина-тверде тіло, які складають основу ряду найважливіших виробництв препаратів для агропромислового комплексу, мікробіологічної, хіміко-фармацевтичної та інших галузей промисловості [1,2], вимагають інноваційних підходів. У зв'язку з чим, тема удосконалення технології процесу екстрагування в умовах мікрохвильового нагрівання є актуальною на сьогоднішній день.

При вивченні процесу екстрагування необхідно вирішити комплексну задачу і врахувати гідродинамічні, теплові та масообміні процеси, що не враховано в ряді робіт по опису традиційних способів екстрагування. Рушійною силою процесу екстракції є різниця концентрацій екстрагуються речовини в рідині, що заповнює пори твердого тіла, і в основній масі екстрагенту, що знаходиться в контакті з поверхнею твердих частинок [3].

Ефективність процесу екстрагування залежить від великого числа параметрів, наприклад, від форми знаходження витягується компонента, характеру взаємодії твердого тіла з вилученими компонентом, відмінності у виборчій здатності екстрагента по відношенню до компонентів, що містяться в твердій фазі, від структури пористого матеріалу [4].

Інтенсифікація процесу вилучення при заданих умовах відбувається завдяки подрібненню твердої фази (рослинної матриці), руйнування клітинних оболонок мікрохвильовим, включення в роботу молекулярного механізму внутрішнього масопереносу, турбулізації екстрагента за рахунок явищ ударних хвиль на межі рідина-рослинний матеріал.

Технологічна схема дослідної установки для отримання екстрактів в мікрохвильовому полі представлена на рис.1. Установка є закритою системою змінного дії з можливістю регулювання швидкості подачі матеріалу за допомогою чого відбувається регулювання температури, також можливе використання режиму рециркуляції потоку.

Завантаження рослинної сировини проводиться за допомогою дозатора в робочу ємність подачі матеріалу 1, на дні якої розташований шнек 3, завдяки якому відбувається

змішування і подача матеріалу в камеру мікрохвильового нагріву 5, де суміш нагрівається до заданого рівня температури. Установка призначена для використання в діапазоні температур від 40 до 90 °С. Швидкість просування матеріалу по каналах труб регулюється електродвигуном з редуктором 2 в діапазоні від 0,1 до 0,3 м/с. На виході з камери 5 відбувається вимір температури термометром 4, в разі, якщо не було досягнуто заданого параметра, матеріал повертається в ємність для подачі 1, процес повторюється до досягнення необхідних параметрів температури. Для збору готового екстракту використовується ємність 10, перед попаданням в котру відбувається процес первинної фільтрації (відділення твердої фази) на фільтрі-відділювачі 8.

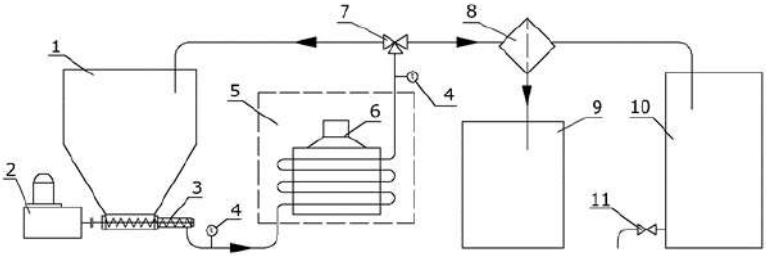


Рис. 1 – Технологічна схема дослідної установки для отримання екстрактів в мікрохвильовому полі:
1- ємність для подачі матеріалу; 2 - електродвигун з редуктором; 3 - шнек; 4 - термометр; 5 - камера мікрохвильового нагріву; 6 - магнетрон; 7 - трьох-ходовий вентиль; 8 - фільтр відділювач; 9 - ємність збору; 10 - ємність збору екстракту; 11 - зливний кран.

Камера мікрохвильового нагріву 5 являє собою закритий ізольований простір, всередині якого розташований трубопровід з радіопрозорого матеріалу, виконаного у вигляді пучка труб з ходом гарячого матеріалу перед магнітроном. Максимальний обсяг завантаження бункера розрахований на 6 л, мінімальний - 2 л. Обсяг оброблюваного матеріалу в змійовику камери 5 складе 0,3 л. Довжина змійовика 1,7 м, внутрішній діаметр 14 мм.

В камеру мікрохвильового нагріву надходить підготовлений матеріал з розчинником, де відбувається його обробка в мікрохвильовому полі, завдяки магнетрону потужністю 800 Вт. За рахунок модернізації камери мікрохвильового нагріву, а саме використання шахового розташування труб змійовика по відношенню до рупора на виході з камери нагрівання мікрохвилями відбуватиметься рівномірно між усіма пучками, а зона застою мінімізуватися за рахунок конструкції камери.

Після первинної обробки в мікрохвильовій камері 5, доцільно провести відбір проб для визначення концентрації цільового компонента. Перед визначенням концентрації отриманого екстракту необхідно провести кілька циклів фільтрування для очищення від баластних речовин.

Використання пристрою шнекового механізму в замкнутих періодичних процесах викликає перемішування дисперсних частинок матеріалу з потоком рідини, який рухається з вектором швидкості. При цьому швидкість омиває потоку матиме значення менше або більше, ніж потік дисперсних частинок, що визначається інерційною здатністю самих дисперсних частинок і призводить до збільшення коефіцієнту масопереносу вмісту клітинної сировини в екстрагент за рахунок зменшення опору мембран, плазмодесм, клітинних стінок в результату максимізація поверхні контакту сировини з екстрагентом.

Інформаційні джерела

1. Vinod Kumar. A review on efficacy of biopesticides to control the agricultural insect’s pest. International Journal of Agricultural Science Research Vol. 4(8), pp. 168-179, August 2015.

2. Azamal Husen. Role and efficacy of biopesticides, biofertilizers and biotechnology in sustainable agriculture. Focus Chrome, 2006, 6: 94-109.
3. Hu Zhuoyan. Microwave assisted extraction: the effects, mechanisms and applications / A thesis of degree of PhD. The Hong Kong, 2011. – 178 p.
4. Аксельруд Г.А., Лысянский В.М. Экстрагирование (система твердое тело - жидкость). М., 1974.

УДК 621.1.65 +621.438

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙ ЛОПАТОК ТУРБІНИ ПРИ ПЕРЕКЛАДІ ЇЇ НА ЧАСТКОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ

Корольов А.В., Михайлов М.С., Комарова-Ракова Я.О.
Одеський національний політехнічний інститут

При перекладі турбіни на часткове навантаження, тобто при маневруванні потужністю [1], змінюється кут атаки парового потоку на лопатку.

Для дослідження рівня вібрації при зміні кута входу пари на лопатку була зібрана експериментальна установка (рис.1), що представляє собою жорстко закріплену активну лопатку, навпроти якої розташоване прямокутне сопло 12×160 мм, що дозволяє продувати лопатку повітрям під кутом 0 ÷ 45 °. Повітря тиском 13,2 МПа подавалося від трьох однотипних вентиляторів Ц-10-28 з'єднаних послідовно, що дозволяє забезпечувати витрати не менше 0,81 $м^3/с$ і швидкість перед соплом - до 250 $м^3/с$. Сопло виготовлено з технічної нержавіючої сталі марки 20Х13. Рівень вібрації вимірювався вібраційним датчиком аналогічним тому, що використовувався в роботі [2]. Сигнал з датчика подавався на цифровий осцилограф INSTRUSTAR, який передавав сигнал на ноутбук.

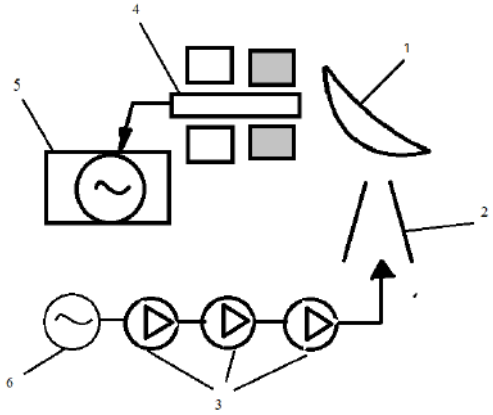


Рисунок1 Принципова схема установки для дослідження впливу кута атаки на рівень вібрації лопатки: 1 - досліджувана лопатка; 2 - сопло; 3 – послідовно з'єднані компресори; 4 - цифровий осцилограф; 5 - датчик

Лопатку закріплювали жорстко під різними кутами і потім включали компресор. Так як використовувався датчик із зовнішнім підмагнічуванням, і його було складно відкалібрувати, на графіку представлена відносна амплітуда коливань лопатки (рис. 2): при зміні кута установки лопатки.

Як і слід було очікувати, зміна кута атаки від проектного призводить до збільшення вібрації лопаток.

Інформаційні джерела

1. Матвеев А. С. Проблемы маневренности паровых турбин и паротурбинных установок. - Електронний доступ: https://portal.tpu.ru/SHARED/m/MATVEEV/education/SPT/Tab/3.2.%20Проблемы%20маневренности.pdf
2. Королёв А.В. Работа поршневых насосов на вскипающих и криогенных жидкостях: моногр. / Королёв А.В., Чжоу Х.Ю. – О.: Наука и техника, 2016. – 60 с.

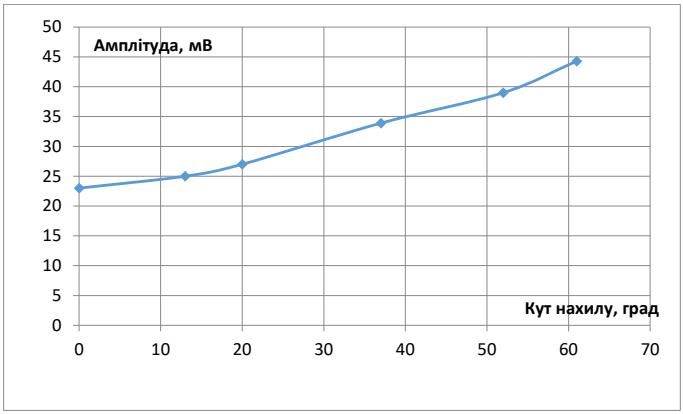


Рис. 2. Залежність відносної амплітуди вібрації лопатки при відхиленні кута атаки від проектного.

УДК 621.646

АНАЛИЗ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ДВУХ ТИПОВ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

Королев А.В[1]., Павлышин П.Я[2]
Одесский национальный политехнический университет[1]
Ровенская АЭС[2]

Трубопроводная арматура занимает важное место, устанавливая регулируемые соединения промышленного оборудования. Перед разработчиками трубопроводной арматуры стоят две различные по назначению задачи: это обеспечение минимального гидравлического сопротивления арматуры и обеспечение\допустимого пропуска арматуры, т.е. ее герметичность закрытия.

Анализ нормативных документов [1-3] и паспортов арматуры, показал, что в них отсутствуют указания на усилие закрытия арматуры. Также следует отметить, что допустимый пропуск арматуры определяют по воздуху, т.к. капиллярные силы при испытаниях на воде существенно снижают пропуск воды.

В [4] было проведено исследование герметичности запорного клапана и получено критериальное уравнение, связывающее расход, перепад давления на клапане и крутящий момент на закрытие. В общем виде оно выглядит следующим образом:

$$Q/\sqrt{\Delta P} = C \cdot M^{g} \quad (1)$$

Для запорного клапана Курганского арматурного завода (АО Икар) эта зависимость имела вид [4]:

$$Q = C \cdot \Delta P^{0,5} \cdot M^{-2,17} \quad (2)$$

Здесь Q – расход воздуха через клапан, мл/с; C – коэффициент размерный; ΔP – перепад давления на клапане, МПа; M – крутящий момент на штоке клапана, Н·м.

Исследование другой арматуры, дроссельно-регулирующего вентиль Чеховского арматурного завода, позволило установить зависимость пропуска от величины крутящего момента, которая имеет вид:

$$Q = C \cdot \Delta P^{0,5} \cdot M^{-3,54} \quad (3)$$

Легко видеть, что характер зависимости (3) имеет тот же тренд что и зависимость (2), однако здесь наблюдается более крутая зависимость с показателем степени в 1,63 раза больше.

Анализ зависимости (2-3) позволяет сделать следующие выводы. Размерный коэффициент C – влияет на подъем всех точек зависимости (2-3) вдоль оси ординат, однако, более существенную роль играет показатель g у момента крутящего. Его увеличение ведет к увеличению кривизны показательного графика и как следствие к более раннему перекрытию проходного сечения арматуры. Так арматура с большим показателем *g* требует меньшего крутящего момента на штоке для достижения допустимого пропуска, чем арматура с меньшим показателем *g*. Другими словами, арматура с большим значением коэффициента *g* имеет более качественные поверхности на седле и тарелке, поэтому на ее закрытие требуется меньшее усилие.

Представляется целесообразным расширить подобные исследования на другие типы энергетической арматуры, с целью откорректировать уравнение (1) для более точного определения условий закрытия арматуры.

Использованные источники

1. И.М. Имбрицкий, Справочник по арматуре тепловых электростанций. — М.: Энергоиздат, 1981. — 304 с.

2. ГОСТ 356-80 (СТ СЭВ 253-76) Арматура и детали трубопроводов. Давления условные пробные и рабочие. Ряды.

3. ГОСТ 9544-93 Арматура трубопроводная запорная. Нормы герметичности затворов.

4. Koroliov A. V. Experimental Research of Valve Tightness at Different Closure Forces / Koroliov A. V., Pavlyshyn P. Y., Bandurko I. V. // Ядерна та радіаційна безпека, 2018. – 4(80). – p. 21-24.

УДК 621.039.534.25: 539.319

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ОКРЕМИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕПЛООБМІННИКА АВАРІЙНОГО РОЗХОЛОДЖУВАННЯ

О.В. Корольов[1], д-р техн. наук, проф., Т. В. Пирогов[2]
[1]Одеський національний політехнічний університет, м. Одеса, Україна
[2]ДП «Державний науково-інженерний центр систем контролю та аварійного реагування», м. Київ, Україна

Результати аналізу технічної та заводської документації теплообмінника аварійного розхолоджування (ТОАР) [1], аналізу виконаних раніше робіт з оцінки технічного стану для даного типу теплообмінників, працюючих на енергоблоках діючих АЕС України, та нові вимоги чинних нормативних документів в атомній енергетиці вказують на необхідність додаткового аналізу міцності елементів теплообмінника, з врахуванням впливу від температурних та гідравлічних навантажень під час протікання аварійних ситуацій реакторної установки
ВВЕР-1000.

В той же час, визначення термонапруженого стану теплообмінника ТОАР за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ) є нетривіальним завданням. Дане твердження викликано тим, що теплообмінник ТОАР містить велику кількість теплообмінних трубок, та інших конструкційних елементів. Це призводить до того, що для побудови розрахункової моделі необхідно застосовувати велику кількість скінченних елементів. Складності при виконанні даних розрахунків можуть виникати при використанні електронних обчислювальних машин з граничними можливостями. Такі розрахунки можуть зайняти досить тривалий час, або взагалі не виконатись.

Для вирішення цієї проблеми авторами пропонується визначати термонапружений стан теплообмінника не в цілому, а лише його окремих елементів, що становлять найбільший інтерес з точки зору аналізу його міцності. Це дозволить скоротити час та розрядність виконання чисельних розрахунків. Для виконання оцінки міцності окремих елементів теплообмінника ТОАР, з метою визначення його термонапруженого стану, пропонується використовувати комбінацію аналітичних та чисельних методів виконання теплових розрахунків. Так, у результаті виконання аналітичних розрахунків визначається середнє значення температури середовищ по перерізу теплообмінника, в заданих точках його довжини. В подальшому результати, отримані аналітичним шляхом слугують як граничні умови для виконання чисельних розрахунків методом МСЕ.

Виходячи з формули різниці температур [2], що змінюються по довжині теплообмінника:

$$\Delta t = \Delta t_0 e^{-mkF} \tag{1}$$

де, $\Delta t = t_2 - t_1$ – різниця температур середовищ трубного та міжтрубного простору теплообмінника в одній точці його довжини, °С; $\Delta t_0 = t_2^{''} - t_1^{'}$ – різниця температур на кінці теплообмінника °С, де $t_1^{'}$ - початкова температура рідини, що нагрівається, $t_2^{''}$ – кінцева температура рідини, що віддає тепло; k – коефіцієнт теплопередачі; F – площа поверхні теплообміну, м^2; $m = \frac{1}{G_1 c_1} - \frac{1}{G_2 c_2}$, сек·град/дж – константа, де G_1, G_2 – масовий об’єм рідин, кг/сек, c_1, c_2 – питомі теплоємності рідин, дж/(кг·град). Ми можемо визначити середнє

значення температури середовищ по перерізу теплообмінника, в заданих точках його довжини:

$$t_1 = t_1^{'} + \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1}(t_2 - t_2^{''}), \quad (2)$$

$$t_2 = \frac{t_1^{'} - \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1} t_2^{''} + (t_2^{''} - t_1^{'}) e^{-mkF}}{1 - \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1}}, \quad (3)$$

де, t_1 – температура охолоджуючого середовища, у заданій точці довжини теплообмінника, ºС; t_2 – температура теплоносія, у заданій точці довжини теплообмінника, ºС

Як сказано раніше, отримані за допомогою формул (2) та (3) значення температури середовища трубного та міжтрубного простору теплообмінника використовуються для подальших чисельних розрахунків, виконаних за допомогою методу МСЕ. В результаті проведених теплових розрахунків ми можемо отримати дані по тепловим навантаженням в окремих елементах теплообмінника та визначити температурний розподіл по товщині стінок його елементів.

За допомогою вищезазначеної комбінації аналітичних та чисельних методів виконання теплових розрахунків визначено термонапружений стан окремих елементів теплообмінника ТОАР, які представляють найбільший інтерес з точки зору його міцності та на основі результатів проведених розрахунків зроблено висновки щодо його безпечної експлуатації під час протікання аварійних ситуацій.

Інформаційні джерела

1. Пирогов Т. В., Інюшев В. В., Куров В. О., Колядюк А. С. Аналіз проектних розрахунків на міцність теплообмінника аварійного розхолоджування на відповідність вимогам діючих нормативних документів в атомній енергетиці. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2020. № 2 (17). С. 30–38.
2. Флореа О., Смигельский О. Расчеты по процессам и аппаратам химической технологии. М.: Химия, 1971. — 450 с.

УДК 669.162.231

ЗАСТОСУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ ВИДІВ НАСАДОК РЕГЕНЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ СКЛОВАРНИХ ПЕЧЕЙ

Кошельнік О.В.[1,2], к.т.н., доцент, Гойсан С.Б. [1], аспірант, Долобовська О.В.[1], аспірант

[1]Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
[2]Харківський національний університет ім. В.Н. Каразіна

Процес формування скляних виробів є достатньо енерговитратним, оскільки приблизна кількість палива на 1 кг готової продукції складає 5000-11000 кДж. При виплавці скломаси на виході з печі температура димових газів сягає 1400-1500 °С. Тому для утилізації цієї теплоти використовуються теплообмінні апарати, що утилізують дану теплоту. Їх можна розділити на рекуперативні, а також апарати періодичної дії – регенератори. Використання теплоти вихідних газів дозволяє зменшити витрати палива, цим самим збільшити тепловий коефіцієнт корисної дії печі. При регенеративній системі повітря горіння підігрівається до температури 1000-1200 °С.

Регенератори являють собою спеціальні камери, всередині яких знаходиться насадка. Конструктивно їхнє виконання буває вертикальним або горизонтальним. На даний час найбільш поширеним типом є вертикальний регенератор внаслідок рівномірного розподілу димових газів перетину насадки і меншого аеродинамічного опору, загальний вид якого зображено на рисунку.

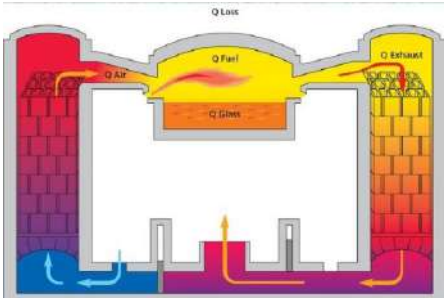


Рисунок. Секційний вертикальний регенератор ванної печі

Насадки регенераторів виконують із вогнетривких матеріалів, як правило шамот, високоглиноземіста та термостійка магнезитова цегла. Зараз виробляються високоякісні вогнетриви як аналогічні по складу вітчизняним, так і вогнетриви інших типів. При виробництві боросилікатного скла широко застосовуються корунд-цирконієві та цирконо-мулітові матеріали. Для використання в регенераторах промислових печей розроблені високостійкі періклазові, періклазоцирконієві та перікло-форстерито-цирконієв вогнетриви, які забезпечують термін служби насадок 6-8 років і можуть використовуватися при температурі 1400 -1500 °С.

Слід зазначити що на сьогоднішній час більшість із вищезазначених насадок досліджені, оптимізовані та успішно використовуються в скловарному виробництві як в Україні, так й за її межами. Проте незважаючи на це, більша частина втрат розхідної частини теплового балансу печі складають саме втрати з вихідними газами, тому слід розглядати нові можливості для зменшення цих втрат.

Одним із варіантів вирішення даної проблеми може бути застосування теплоакумулюючих елементів з фазовим переходом, в якості «наповнювача» використовуються солі різних металів. Вогнетривкі вироби з «сольової кераміки» можуть випускатися як у вигляді стандартної цегли, так у вигляді формових блоків. Ці вироби показали високу стійкість при циклічних навантаженнях. Дослідження показали, що через дію «залишкового» теплового ефекту, обумовленого фазовим переходом соляних компонентів, кількість тепла, що передається в насадці, значно збільшується. Найбільш ефективне використання насадок з таких матеріалів у зоні значних перепадів температур, тобто в верхній та нижній частинах регенератора. Слід зазначити, що цей метод дозволить збільшити кількість переданої теплоти через насадку без збільшення її габаритів, однак дане питання потребує більш глибшого вивчення як ефективних конструкційних параметрів насадки так і хімічних елементів.

УДК 66.048.5-957

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСІВ КИПІННЯ РОЗЧИНІВ У СТІКАЮЧІЙ ПЛІВЦІ В КАМЕРАХ ВИПАРНИХ АПАРАТІВ

Кошельнік О.В., к.т.н.[1,2], доцент, Павлова В.Г.[1], к.т.н., старший викладач, Долобовська О.В.[1], аспірант
[1]Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
[2]Харківський національний університет ім. В.Н. Каразіна

У металургійній хімічної, фармакологічної, харчової та інших галузях промисловості широко застосовуються процеси концентрування та випарювання. Як в Україні, так і за кордоном існують різні конструкції випарних установок, що складаються з апаратів різних типів: з природною і примусовою циркуляцією, співвісно розташованою та винесеною гріючою камерою, кипінням розчину в трубках, винесеною зоною кипіння, плівкові апарати, апарати з пластинчастою поверхнею нагріву. У кожного типу апаратів існують свої переваги і недоліки, своя область застосування.

Найбільш ефективним методом концентрування різних розчинів є їх випарювання в стікаючої плівці трубчастих або пластинчастих випарних апаратів [1, 2]. Для розширення області застосування апаратів даного типу необхідно всебічне вивчення процесів, що протікають в них, та удосконалення методики розрахунку на підставі теоретичних та експериментальних досліджень.

Незважаючи на велику кількість досліджень, присвячених експлуатації випарних апаратів, в основному розглядалися процеси кипіння або у великих об’ємах, або при повному заповненні трубок розчином, який випаровується. Кипіння розчину в плівкових апаратах здійснюється в тонкій плівці, що стікає по поверхні нагрівання. Існуючі рекомендації для розрахунків в даному випадку дають завищене значення коефіцієнта тепловіддачі [3]. Тому необхідно подальше дослідження процесів плівкової течії рідини для даних апаратів.

Випарювання в разі процесу кипіння в тонкій плівці, товщина якої порівнянна з товщиною прикордонного шару (2-8 товщини) має ряд особливостей. При цьому необхідно враховувати вплив ряду факторів:

- вплив на інтенсивність теплообміну корисної різниці температур;
- складних процесів зародження парової фази в центрах пароутворення на поверхні нагрівання, які носять імовірнісний характер;
- швидкості росту бульбашок пари, а так само частоти відриву парової фази;
- руху та спливання парових бульбашок, які відірвалися від поверхні нагрівання.

Одним з факторів, що впливають на інтенсивність тепловіддачі при кипінні в плівці рідини, є швидкість спливання парової бульбашки. При цьому рухома парова фаза турбулізує плівку, руйнує прикордонний шар, збільшуючи інтенсивність теплообмінних процесів в плівці, яка стікає. Крім того, даний параметр пов'язаний з частотою і швидкістю як пароутворення на поверхні нагрівання, так і відриву парової бульбашки. На формування плівки парової бульбашки і швидкість її спливання істотний вплив мають сили поверхневого натягу в системі «пар-рідина». Величина сил поверхневого натягу впливає на: товщину плівки, а так само режим випаровування та спливання парової фази.

До того ж значна частина розчинів, які упарюються, містять компонент, який кристалізується та істотно ускладнює тепломасообмінні процеси в плівці, та веде до інтенсивного заростання поверхонь нагріву [4]. Процес утворення накипу призводить до зниження інтенсивності теплообміну і падіння продуктивності всієї установки, що обумовлює необхідність перемикання її в режим промивки або до її зупинки для очищення.

При цьому слід зазначити, що наявність твердої фази ускладнює картину теплообміну. Здійснюючи хаотичний рух в плівці рідини, тверда фаза:

- вносить додаткову турбулізацію потоку плівки рідини;
- потрапляючи в пристінковий прикордонний шар, впливає на процеси утворення, формування і спливання парових бульбашок на поверхні теплообміну;
- змінює час, необхідний для зростання і відриву парових бульбашок;
- руйнує пристінковий прикордонний шар, що позначається на інтенсивності процесу теплообміну в цілому.

Існуючі дослідження в області конструктивного рішення показують перспективність подальших розробок плівкових апаратів, що вимагає подальшого дослідження і пошуку методів, що дозволяють розширити області застосування апаратів даного типу і знизити швидкість інкрустації на поверхні теплообміну.

Інформаційні джерела

1. Исследование процессов кипения растворов в стекающей пленке трубчатых и пластинчатых греющих камер выпарных аппаратов / Фокин В.С., Нечипоренко Д.И., Павлова В.Г., Гладкий В.Н. // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2006. – № 2 (20). – С.80-82.

2. Данилов Ю.Б. Теоретические и экспериментальные исследования теплопередачи в аппаратах со стекающей пленкой / Ю.Б. Данилов, Л.М. Ульев // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2012. – № 3. – С. 84-96.

3. РТМ 26-01-71-75. Испарители со стекающей пленкой: Методика теплового и гидромеханического расчета. // Химическое нефтеперерабатывающее машиностроение. – 1975. – № 5. – С. 4-5.

4. Фокин В.С. Влияние твердой фазы на процессы упаривания кристаллизирующихся растворов в аппаратах со стекающей пленкой / В.С. Фокин, В.Г. Павлова // Вестник Национального технического университета «ХПИ» : сб. науч. тр. – 2003. – Вып. 9, Т.2. – С. 180-183.

УДК 62-97

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛАСТИНЫ МИКРОКАНАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С ОТВЕРСТИЯМИ ЖАЛЮЗИЙНОГО ТИПА

Новицкая М.П., к.т.н., с.н.с.
Институт технической теплофизики НАН Украины

Микроканальным теплообменным аппаратам в настоящее время уделяется большое внимание из-за широкой области их применения, это бытовая техника, автомобильные радиаторы, кондиционирование, охлаждение электрических конвертеров и т.д. Кроме того, ввиду большой теплопередающей способности таких поверхностей на единицу массы, актуально их использование в разрабатываемых энергосберегающих устройствах. Улучшение тепловых и гидроаэродинамических показателей таких устройств будет приводить к энерго и материалосбережению.

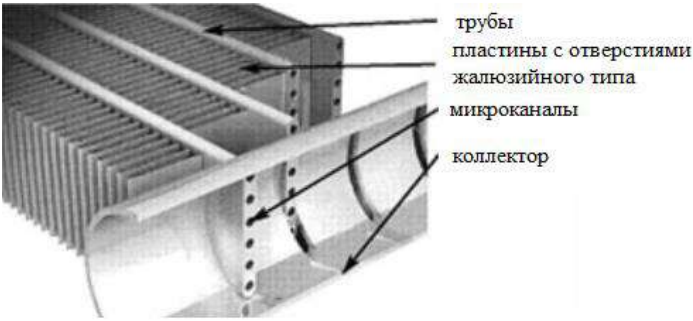


Рис. 1. Схема части теплообменника с микроканалами и пластинами с отверстиями жалюзийного типа

Пример теплообменника приведен на рис1. Он состоит из большого количества тонких пластин с отверстиями жалюзийного типа расположенных между плоскими трубами с микроканалами. Как известно улучшению теплообмена способствует оребрение поверхности. В данном устройстве эту функцию выполняют пластины с отверстиями жалюзийного типа, которые расположены между плоскими трубками.

В настоящее время в мире большое количество работ посвящено исследованиям поверхности такого типа [1-6]. Цель этих работ разработка новых методов расчета таких пластин, улучшение тепло-гидравлической эффективности теплообменника в целом, и понимания процессов, которые происходят в таких устройствах. В работе [1], например, используя технику нафталиновой сублимации авторы визуализировали течение около жалюзийных отверстий. Целью работы было оценить влияние ограждающих стенок на режим течения и теплообмена массива пластин с отверстиями жалюзийного типа. Стоит отметить, что данные получены при достаточно низких числах Рейнольдса и ламинарном режиме течения. В большинстве же технологий режим течения может быть другим и, следовательно, картина течения может отличаться от представленных данных. В работах [3,4] авторы получили теплогидравлические соотношения для подобного типа поверхности с жалюзийными отверстиями методом численного моделирования. Соотношения выведены для теплообменных аппаратов с длиной пластины от 160-240 мм. В [5] предложена простая теоретическая модель обтекания пластин с отверстиями жалюзийного типа компактных теплообменников в кондиционерах. Целью статьи было определение расположения жалюзи для получения самого высокого коэффициента теплопередачи и наименьшего падения статического давления. Детальные измерения в [6] выполнены с помощью крупномасштабной модели пластин с жалюзийным оребрением. Эксперимент проведен для одной геометрии пластин с жалюзийным оребрением с углом наклона жалюзи 27 ° и отношением шага жалюзи к углу наклона жалюзи 0,76. В работе [7] проанализировано поведение потока жидкости в щелевом микроканале при условии равномерного распределения продольной скорости на входе в канал.

Основной проблемой при моделировании теплообменников такого типа является сложность геометрии исследуемой поверхности, которая требует большого количества вычислительных ресурсов. В настоящее время в мире существует два подхода к решению данной проблемы: Первый подход, это представление оребренной части теплообменного устройства в виде пористого тела. Это может дать возможность расчета теплообменника в целом с некоторыми ограничениями. Второй подход - разбиение задачи на две части. На первом шаге детально рассчитывается аэродинамика и теплообмен одной или нескольких пластин с отверстиями жалюзийного типа и определяются коэффициенты теплоотдачи. Во второй части задачи рассматривается теплообмен только жидкого теплоносителя с

микроканалами на внешней поверхности которых устанавливаются граничные условия, определенные на первом шаге.

Первый подход частично представлен авторами работы [2]. В работе для пластин с жалюзийными отверстиями с различными вариантами геометрических размеров авторами получены коэффициенты проницаемости как функция от числа Рейнольдса.

В данной работе использовался второй подход. И составлена теплофизическая модель для детального просчета половинки одной пластины сотверстиями жалюзийного типа рис.2.

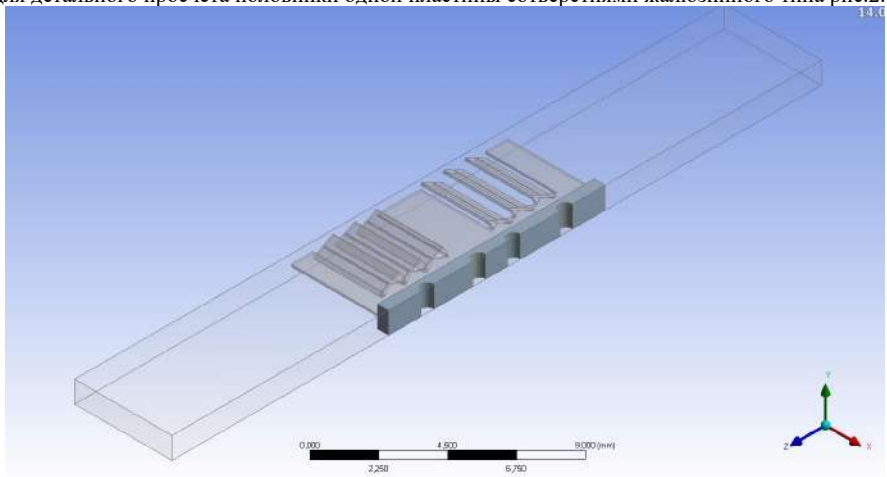


Рис.2. Расчетная область.

На рис. 2 изображена половина одного элемента пластины с отверстиями жалюзийного типа, который расположен между двумя плоскими трубками с микроканалами. Теплоноситель течет в каналах внутри микротрубок, а воздух омывает пластину с оребрением перпендикулярно.

Целью данной работы является проведение численных исследований аэро-, гидродинамики и теплообмена в межреберных плоских трубах и пластинах с жалюзийным оребрением. Расчеты были выполнены на основе системы уравнений сохранения массы, импульса, энергии. Для замыкания системы уравнений использовалась k-ε модель турбулентности, которая описывается при помощи уравнений для кинетической энергии и скорости диссипации. Основные уравнения решались при помощи метода конечных объемов. В большинстве областей сетка состояла из элементов в виде призм. Расчет уравнений Навье Стокса проводили с первым порядком точности. На верхней и боковой областях принимались условия симметрии. Материал пластины алюминий, в микроканалах течет вода, пластина омывается воздухом. На входе в расчетную область, заданы условия постоянной скорости $v_{вх}$ =1 м/с и температуры воздушного потока $T_{вх}$=25°C. На входе в элемент микроканала расход теплоносителя (вода) и его температура $T_{вод}$=10°C. Результаты расчета стационарной задачи движения воздуха и теплоносителя в элементе микроканального теплообменника приведены на рис. 3,4,5.

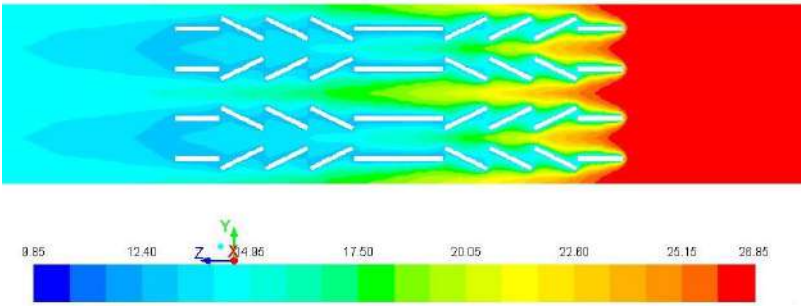


Рис. 3. Поле температур в центральном сечении пластины

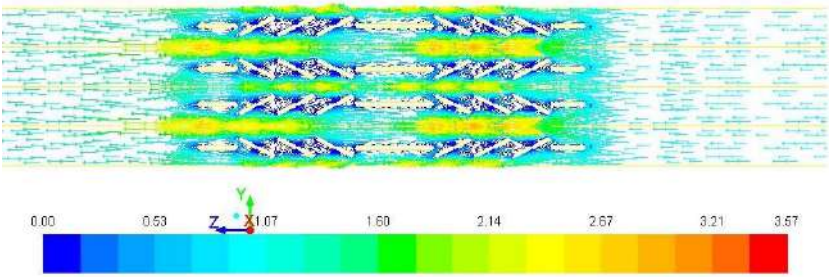


Рис. 4. Поле векторов скорости.

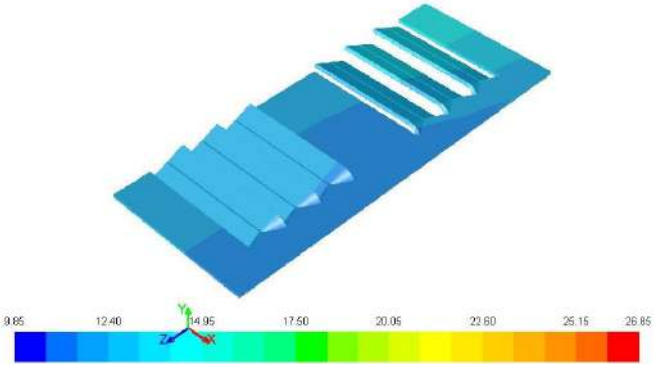


Рис. 5. – Поле температур на поверхности пластины с жалюзийным оребрением.

В результате расчетов было получено, что средний коэффициент теплоотдачи в микроканальных трубках (со стороны жидкости) α_1=11200 Вт/м^{2}К, α_2=8600 Вт/м^{2}К, α_3=8300 Вт/м^{2}К, α_4=8000 Вт/м^{2}К, а на поверхности пластины со стороны воздуха осредненный по поверхности коэффициент теплообмена составляет α=495 Вт/м^{2}К. Больший коэффициент теплоотдачи в первом микроканале по ходу движения воздуха, можно объяснить большей разницей температур между теплоносителями.

Выводы.

1. В последние десятилетия активно проводятся исследования микроканальных теплообменников.
2. На теплофизическую картину течения влияют большое количество параметров такие как температура и скорость воздуха, материал из которого изготовлен теплообменник, температура, расход теплоносителя внутри микроканалов и т.д.
3. Представленная теплофизическая модель позволяет определить коэффициенты теплоотдачи для пластин с отверстиями жалюзийного типа различных геометрических параметров.

Информационные источники

1. N.C. DeJong, A.M. Jacobi. (2003). Flow, heat transfer, and pressure drope in the near –wall region of louver-fin arrays. Experimental Thermal and Fluid science 27. 237-250. https://doi.org/10.1016/S0894-1777(02)00224-8.
2. Kim, T., Kang, H. & Lee, J. (2016). A porosity model for flow resistance calculation of heat exchanger with louvered fins. J Mech Sci Technol 30. 1943 -1948. https://doi.org/10.1007/s12206-016-0353-9
3. Deng, Jie. (2017). Improved correlations of the thermal-hydraulic performance of large size multi-louvered fin arrays for condensers of high power electronic component cooling by numerical simulation. Energy Conversion and Management. 153. 504–514. http://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.09.066.
4. Abdulkerim Okbaz, Ali Pınarbaşı, Ali Bahadır Olcay, Muharrem Hilmi Aksoy, An experimental, computational and flow visualization study on the air-side thermal and hydraulic performance of louvered fin and round tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 121, 2018, Pages 153-169, ISSN 0017-9310, https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.127
5. Takeo TANAKA, Masaaki ITOH, Mitsuo KUDOH, Akira TOMITA, Improvement of Compact Heat Exchangers with Inclined Louvered Fins, Bulletin of JSME, 1984, Volume 27, Issue 224, Pages 219-226, Released February 15, 2008, Online ISSN 1881-1426, Print ISSN 0021-3764, https://doi.org/10.1299/jsme1958.27.219
6. Marlow E Springer, Karen A Thole, Experimental design for flowfield studies of louvered fins, Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 18, Issue 3, 1998, Pages 258-269, ISSN 0894-1777, https://doi.org/10.1016/S0894-1777(98)10022-5.
7. Е. С. Малкін, А. В. Тимощенко, І. Е. Фуртат, Д. Лунковський. Математичне моделювання ізотермічної течії рідини в щілинному мікроканалі, Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. - 2009. - Вип. 13. - С. 39-44.

УДК 621.771.2

ЩОДО СПОСОБІВ ЗМІНИ СТРУКТУРИ КРАПЕЛЬНОГО ПОТОКУ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ПЛОСКОФАКЕЛЬНИХ СТРУМЕНЕВИХ ФОРСУНОК

Пересьолков О.Р., к.т.н., доцент, Круглякова О.В., к.т.н., доцент
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків

На металургійних заводах в прокатному виробництві при охолодженні листа й смуги для подачі розпиленої рідини на поверхню охолодження успішно використовуються плоскофакельні струменеві форсунки. Ці форсунки при відповідному їх компонуванні з

перекриттям зон зрошення забезпечують інтенсивне охолодження рухомої поверхні прокату шляхом досить рівномірного її зрошення потоком крапель [1]. Великі розміри вихідного отвору форсунки сприяють її високій експлуатаційній надійності.

Плоскофакельні форсунки також застосовуються при робочому тепловому профілюванні бочки валка в процесі прокатки. При цьому забезпечується висока інтенсивність охолодження поверхні в зонах надходження крапельної рідини, а при відключенні деяких форсунок – розігрів поверхні.

Плоскофакельні форсунки до того ж можуть застосовуватися в зоні вторинного охолодження злитків установок безперервного розливання сталі. Однак при їх використанні в зоні інтенсивного охолодження злитка подача розпиленої води між роликами призводить до інтенсивного локального зйому тепла й значних перепадів температур [2], що, в свою чергу, сприяє тріщиноутворенню на поверхні злитка.

На перший погляд, природним вирішенням цієї проблеми могло б стати зменшення густини зрошення, що знижує інтенсивність охолодження. Але для плоскоструменевих форсунок це не вдається реалізувати, навіть якщо зменшувати їх прохідні отвори, до того ж, при цьому знижується їх експлуатаційна надійність. Таким чином, становить інтерес відпрацювання такого способу диспергування води, при якому можливе істотне зниження густини зрошення охолоджуваної поверхні і, відповідно, зменшення інтенсивності теплозйому.

Задача збільшення зони зрошення кожного сопла на зниженні локальних питомих витрат крапельної рідини на оброблювану поверхню виникає при охолодженні прокатного валка перед шліфуванням, а також при нагріванні валка гарячою водою з метою теплового профілювання його бочки перед завалкою в прокатний стан. Тут має бути створена необхідна інтенсивність теплообміну, яка, в даному випадку, може бути забезпечена малою густиною зрошення.

Як показали дослідження [3], при розрахунку зміни температури в тілі бочки валка в зв'язаній задачі теплообміну визначальним фактором є теплопровідність матеріалу, а не значення коефіцієнта тепловіддачі α на його поверхні. Так, при значеннях $\alpha > 2$ кВт/(м^{2}К), що відповідає густині зрошення до 2 мм/с, збільшення інтенсивність тепловіддачі за рахунок підвищення питомої витрати рідини не є доцільним. Надлишок води, що надходить на поверхню, є баластовим, тому що не сприяє швидкості охолодження або прогріванню бочки валка. Однак з метою економії води як і раніше актуальним завданням залишається організація рівномірного зрошення поверхні валка з мінімально необхідної густиною зрошення крапельної рідиною.

Стосовно до розглянутих умов подачі розпиленої води на зрошувану поверхню становить інтерес експериментальне дослідження деяких конструктивних і режимних варіантів використання плоскофакельних форсунок. При цьому необхідно забезпечити їх експлуатаційну надійність, велику площу зони зрошення при невеликій питомій витраті крапельної рідини, зменшення витрати води й, тим самим, зменшення числа форсунок, що, в свою чергу, спрощує їх розміщення на колекторах.

Було розглянуто три варіанти управління структурою крапельного потоку, який продукується плоскофакельною форсункою.

Стосовно до охолодження злитка між роликами в установках безперервного розливання сталі й для інших цілей експериментально досліджувалося водо-повітряне диспергування води при внутрішньому сумішоутворенні в плоскофакельній форсунці. При цьому виявлено, що можливо досягнути десятикратного зменшення витрати води на форсунку й густини зрошення, що знижує інтенсивність охолодження злитка й знижує ймовірність зародження тріщин на поверхні злитка. Раніш було встановлено, що при малих витратах стисненого повітря має місце пульсуюча подача крапельного потоку на охолоджувальну поверхню, що, в свою чергу, також сприяє зниженню інтенсивності теплозйому [4].

При використанні водо-повітряного диспергування води необхідно також враховувати як додаткове ускладнення конструкції системи охолодження, так й експлуатаційні витрати на

використання стисненого повітря.

Також з метою більш ефективного використання плоскоструменевих форсунок при охолодженні прокатного валка перед шліфуванням і при його нагріванні перед завалкою в кліть стану досліджувалося формування зон зрошення й характеристики розподілу питомої витрати крапельної рідини, яка подається на поверхню, при взаємному перетині крапельних потоків, що продукуються двома плоскофакельними форсунками, які встановлені поруч під кутом одна до одної. Встановлено, що в цьому випадку площа зони зрошення поверхні збільшується в 4 рази, а густина зрошення знижується в 2 рази. Цей варіант може бути використаний у разі, коли немає необхідності у великій локальній густині зрошення, а потрібно розподілити крапельну рідину зрошувальною поверхнею, забезпечуючи при цьому максимальну зону зрошення від кожної форсунки.

Аналогічна задача вирішувалася при використанні кінетичної енергії плівки води й крапель після виходу їх з плоскоструменевої форсунки для додаткового дроблення при проходженні через металеву сітку. Як виявилося, при цьому зона зрошення при роботі однієї форсунки збільшується в 3 рази, а густина зрошення поверхні знижується в 2 рази. Однак остаточне рішення про можливість використання сіток для додаткового дроблення факела розпилу має прийматися лише за результатами випробування конкретної установки з урахуванням можливого проявлення ряду процесів, що взаємокомпенсуються.

Розглянуті в роботі варіанти управління структурою крапельного потоку при використанні плоскоструменевих форсунок сприяють підвищенню якості злитків, зниженню витрати води, зменшенню числа форсунок і спрощують їх розміщення на колекторах.

Інформаційні джерела

1. Переселков А. Р. Теплообмен при охлаждении высокотемпературной поверхности диспергированной водой Вестник НТУ «ХПИ». Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. №3. С. 168–170.

2. Носаченко О. В., Емельянов В. В., Акмен Р. Г., Кубрик Б. И., Переселков А. Р. Исследование теплового состояния непрерывного слитка с учетом локальных условий теплообмена в зоне вторичного охлаждения. Металлургическая и горнорудная промышленность, 1984. №3. С. 20–22.

3. Тарасенко Н. А., Переселков А. Р., Тарасенко А. Н. Численное исследование профиля прокатного валка в камере тепловой подготовки. Інтегровані технології та енергозбереження, 2018. №2. С. 61–65.

4. Переселков А. Р. Теплообмен при импульсной подаче диспергированной воды на высокотемпературную поверхность. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. №5. С. 118–120.

УДК 62-661

ВПЛИВ ФОРМИ ВОДОВУГІЛЬНОГО ПАЛИВА НА ЧАС ЗАТРИМКИ ЙОГО ЗАПАЛЮВАННЯ

Степовик М.С. студент гр. 4 ЕТТ- 32, Буличов В.В. к.т.н., доц., Коломієць О.В. к.т.н.
ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»

Одним з найважливіших, але найменш вивчених, при моделюванні горіння частинки водо вугільного палива (ВВП) залишається фактор впливу її форми на умови і характеристики запалювання. Експериментально встановлено, що при формуванні водовугільній суспензії утворюються частинки різної геометричної форми. Як правило, всі вони представляють собою насичені вологою неправильні багатогранники, число і розмір граней яких змінюється випадковим чином. Можна припустити, що деформація частки при подрібненні вугілля і зрив

внаслідок впливу аеродинамічних сил водяної плівки з її поверхні призводять до різних конфігурацій ВВП. Є підстави для припущення, що форма частинки може впливати на динаміку запалення палива.

В реальних умовах паливопідготовки технічно складно сформувати одну конфігурацію частинок ВВП і організація певного режиму горіння можлива тільки в рамках уявлень про конкретну форму частинки ВВП.

Метою роботи було за допомогою математичної моделі описаної в [1] визначити вплив форми ВВП на час затримки його запалювання. Найбільш характерними варіантами геометрії частинок є сфера та куб. Їх використано при моделюванні задач запалювання палива в даній роботі.

В результаті чисельного моделювання встановлено час затримки запалювання для частинок двох конфігурацій залежно від температури навколишнього середовища при різних характерних розмірах δ (рис. 1).

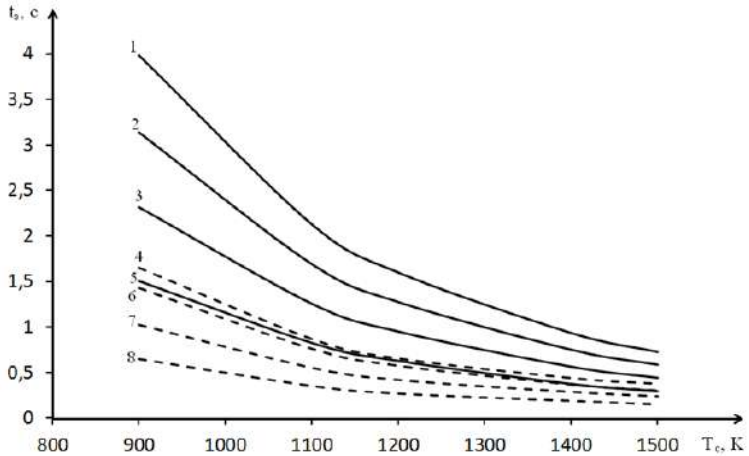


Рис. 1 – Залежність часу затримки запалювання від температури навколишнього середовища для частинок розміром δ: 1-δ=$1\cdot10^{-3}$м; 2-δ=$0.8\cdot10^{-3}$м; 3- δ=$0.6\cdot10^{-3}$м; 5- δ=$0.4\cdot10^{-3}$м; – кубічна частинка частица. 4-δ=$1\cdot10^{-3}$м; 6-δ=$0.8\cdot10^{-3}$м; 7- δ=$0.6\cdot10^{-3}$м; 8- δ=$0.4\cdot10^{-3}$м; – сферична частинка.

Помітно збільшення часу затримки запалення з ростом характерного розміру частки. Можна відзначити значну відмінність в часі затримки займання для однакових за характерними розмірами частинок сферичної і кубічної форми. Так кубічна частка розміром $L = 4 \cdot 10^{-3}$ м, в середовищі з температурою T_c = 900 К, запалюється майже в 2,5 рази повільніше, ніж така ж сама за розмірами сферична часточка. Отримані залежності можна пояснити більш високою здатністю сфери акумулювати теплову енергію. Відповідно зростання температури поверхні сферичної частинки відбувається значно швидше, ніж кубічної.

На рисунку 2 представлені залежності температури поверхні частинки ВВП від часу процесу займання. Для кожної з частинок характерною є зміна кута нахилу кривої в точці ($T_и$; $t_и$), яка характеризує момент часу завершення процесу видалення вологи. Так як теплопровідність «сухого» пористого вуглецевого каркасу істотно нижче, ніж вихідного ВВП, то зростання температури до критичної позначки відбувається значно швидше.

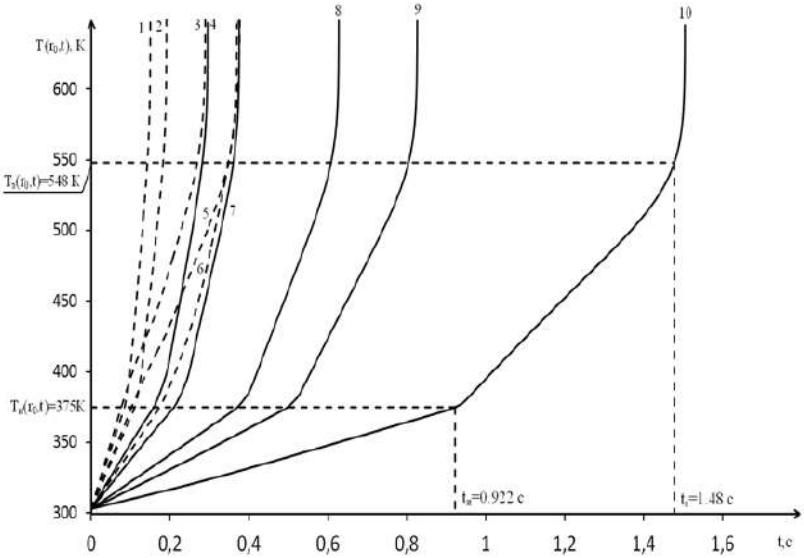


Рис. 2 – Залежність температури поверхні частинки Т (r_0; t) від часу процесу запалювання $t_з$ для частинок різних конфігурацій з характерним розміром $\delta=0.4\cdot10^{-3}$ м,
1-Тс=1500К; 2-Тс=1400К; 3-Тс=1200К; 5-Тс=1100К; 6-Тс=900К; – сферическая частица.
4-Тс=1500К; 7-Тс=1400К; 8-Тс=1200К; 9-Тс=1100К; 10-Тс=900К; –кубічна частинка.

З метою визначення граничних випадків займання палива також було виконано порівняння часів затримки запалювання частинок ВУТ в середовищі з Тс = 900К різних конфігурацій в рамках трьох варіантів температурою уявлень про співвідношень геометричних розмірів в системі «сфера-куб». На рисунку 3 представлено таке порівняння. Очевидно, що в будь-якій конфігурації кубічна частка запалюється значно повільніше, ніж сферична.

Встановлені закономірності добре ілюструють те, що форма частинки грає одну з визначальних ролей у реалізації займання ВВП. При аналізі умов і характеристик запалювання ВВП, враховуючи реальне різноманіття можливих форм частинок палива, доцільно оцінку часу затримки запалювання проводити з використанням двох моделей часточки у формі куба і сфери. У цьому випадку одна оцінка буде верхньою межею, інша нижньою. Для переважної більшості можливих інших конфігурацій значення $t_з$, швидше за все, будуть в діапазоні обмеженому значеннями для куба і сфери. У міру зростання розмірів частинок цей діапазон буде збільшуватися.

Інформаційні джерела

1. Глінін М.К. Дослідження процесу тепломасопереносу при запалюванні частинки водовугільного палива за допомогою математичного моделювання / Глінін М. К., Коломієць О.В., Буличов В.В.//Комп'ютерне моделювання в хімії та технологіях і системах сталого розвитку – КМХТ-2019: Зб. наук. статей Сьомої міжнар. наук.-практ. конф. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019 – С. 77 – 83.

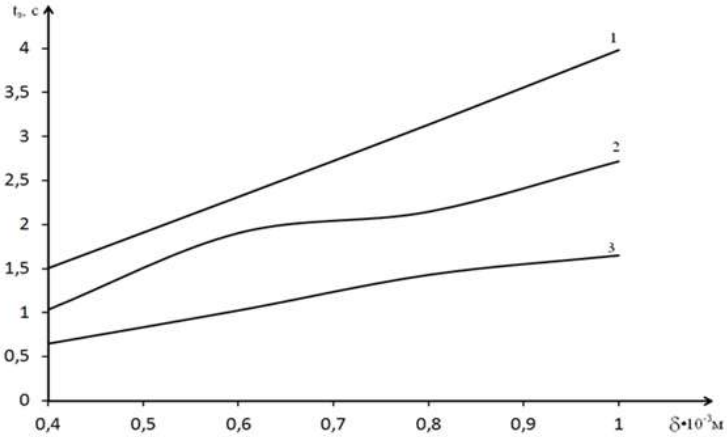


Рис. 3 – Залежність часу затримки запалювання частинок ВВП (у різних конфігураціях) від характерного розміру, при температурі зовнішнього середовища.1-часточка в вигляд куба, що описує сферу;2-часточка в вигляді, вписаного в сферу, куба; 3-часточка в вигляді сфери

УДК 633.15:631.36

КОЭФФИЦИЕНТЫ ВЛАГО- И ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ПЛОТНОМ СЛОЕ ДИСПЕРСНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ПРОЦЕССАХ СУШКИ

Альтман Э.И., к.т.н., доцент, Георгиеш Е.В., к.т.н., ст. преподаватель, Мукминов И.И., аспирант
Одесская национальная академия пищевых технологий

Исследование коэффициентов переноса влаги и теплоты в различных материалах является одним из этапов системного подхода к изучению процессов сушки. Сведения об этих коэффициентах, характеризующих материал как объект сушки, необходимы при расчетах распределений влагосодержаний и температур в теле по аналитическим зависимостям, потоков влаги и теплоты, переносимых с помощью различных механизмов, при обобщении данных по кинетике сушки. Для определения указанных характеристик разработаны как расчетные, так и экспериментальные методы. Влажный дисперсный материал является гетерогенной многокомпонентной системой, содержащей твердый компонент (частицы), влагу в различных состояниях, газ (воздух). При расчетных и экспериментальных исследованиях определяют эффективные коэффициенты переноса, характеризующие слой влажного материала как квазигомогенную среду. Такие коэффициенты зависят не только от свойств материала, влагосодержания, температуры, но и от структурных характеристик слоя, его порозности.

А.В. Лыков на основе модели капиллярно-пористого тела, как системы цилиндрических каналов, связанных между собой, получил теоретические зависимости для коэффициентов капиллярного переноса жидкой и парообразной влаги в изотермических и неизотермических условиях [1]. Аналитические формулы для коэффициентов массопроводности и диффузии влаги, изотермической массоемкости для модельного тела, состоящего из сферических частиц, приведены в [2]. В [3] для разных вариантов структур

получены выражения для коэффициента диффузии влаги при изотермической сушке, которые представлены в виде суммы двух составляющих, учитывающих перенос жидкости и пара. В [4, 5] анализируется влияние реальной структуры тела на коэффициенты переноса. В [6] введен эмпирический коэффициент сопротивления, зависящий от гидравлического радиуса, функции распределения пор, их формы.

Аналитические зависимости для расчета коэффициентов массопереноса не отражают всего многообразия факторов, влияющих на перемещение влаги в теле. В них рассматриваются идеализированные структуры, учитываются лишь некоторые из имеющихся механизмов переноса, к ним применяется гипотеза аддитивности без учета взаимного влияния. Эти зависимости содержат ряд величин, сведения о которых крайне ограничены или либо отсутствуют (например, краевой угол смачивания, функция распределения пор). Поэтому такие формулы используются в большинстве случаев не для расчетов коэффициентов переноса, а лишь для качественной оценки их зависимости от температуры, давления, свойств компонентов. В связи с этим первостепенное значение приобретают экспериментальные методы определения этих коэффициентов.

Для реализации данной методики разработаны экспериментальные установки, позволяющие из двух парных опытов находить λ, a_m, δ и их зависимость от температуры и влагосодержания при кондуктивной, конвективной и кондуктивно-конвективной сушке плотного слоя дисперсных материалов при различных режимных параметрах (температурах греющей поверхности, температурах и влажностях сушильного агента, начальных влагосодержаниях образца) [131-133]. Из этих же опытов получают сведения о кинетике сушки.

Схема одной из таких установок представлена на рис. 1. Она содержит замкнутую аэродинамическую трубу, в рабочем участке которой устанавливается измерительная кассета с исследуемым материалом. Кассета снабжена электронагревателем, мощность которого может регулироваться. Для создания одномерных полей влагосодержаний и температур в слое боковые поверхности кассеты выполнены из влагонепроницаемого материала и теплоизолированы. Установка снабжена приборами и устройствами для измерения во время опыта следующих величин: веса кассеты, температуры поверхности, на которой размещен исследуемый материал, температуры слоя в различных сечениях по высоте и на его свободной поверхности, температуры и относительной влажности воздуха над свободной поверхностью слоя, расхода воздуха (измеряется только при конвективно-кондуктивной сушке). При кондуктивной сушке теплота к слою подводится только от электронагревателя кассеты, циркуляция воздуха в трубе отсутствует. При комбинированной сушке теплота подводится и от электронагревателя кассеты, и от продуваемого над кассетой воздуха, подогретого электронагревателем 2. Процесс сушки разбивают на небольшие промежутки времени, в течение которых влагосодержание изменяется незначительно ($\Delta u \approx 0{,}005$ кг/кг). По результатам измерений рассчитывают средние по высоте влагосодержание и температуру слоя, скорости сушки и нагрева, характерный перепад температур. Подставляя эти величины, полученные при одинаковых текущих влагосодержаниях образцов в обоих опытах, в формулы (5.5-5.7), вычисляют λ, a_m, δ, относя их к значениям $\bar{u}$, $\bar{t}$ в данном промежутке времени. Данные, полученные для разных промежутков времени, позволяют определить изменение коэффициентов переноса в процессе сушки, обусловленное изменением влагосодержания и температуры слоя. Вариант графической обработки данных приведен на рис. 5.2.

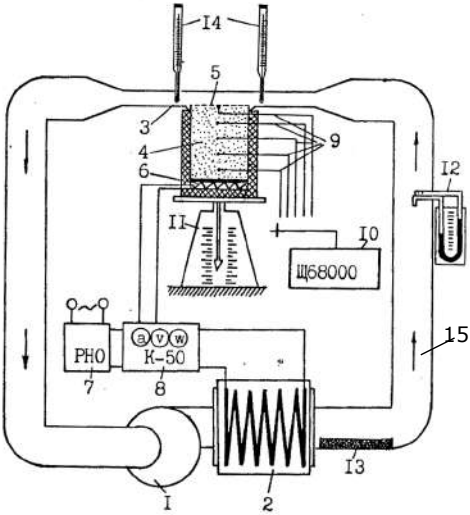


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для комплексного определения коэффициентов переноса слоя дисперсных материалов при различных способах подвода теплоты.
1 – вентилятор, 2 – калорифер, 3 – рабочий участок, 4 – измерительная кассета, 5 – влагопроницаемое покрытие, 6 – электронагреватель, 7 – регулятор напряжения, 8 – измерительный комплект, 9 – термопары, 10 – вольтамперметр, 11 – весы, 12 – трубка Пито с микроманометром, 13 – емкость с силикагелем, 14 – термометры, 15 – аэродинамическая труба.

Способ и устройство для определения коэффициентов тепло- и влагопереноса в капиллярно-пористых телах при интенсивных процессах сушки, в которых существенна роль фильтрационного переноса, предложены в [7]. Погрешность определения коэффициентов переноса по разработанной методике зависит от влагосодержания и температуры образца и составляет 9-17% при определении a_m, 2-4 % при определении δ. Максимальные погрешности относятся к областям среднеинтегральных температур выше 70 °С и влагосодержаний ниже 0,06 кг/кг. Наибольший вклад в суммарную погрешность вносят погрешности определения среднеинтегрального влагосодержания, скорости сушки и нагрева, а также показателей степени в формулах, аппроксимирующих распределения влагосодержаний и температур. Режимные условия парных опытов следует выбирать так, чтобы параметры, от которых наиболее существенно зависят коэффициенты переноса, различались незначительно. Для исследованных условий таким параметром является температура.

Результаты экспериментов, проведенных при различных влагосодержаниях и температурах для дисперсных материалов разных фракций, позволили установить влияние указанных факторов на эффективные коэффициенты переноса.

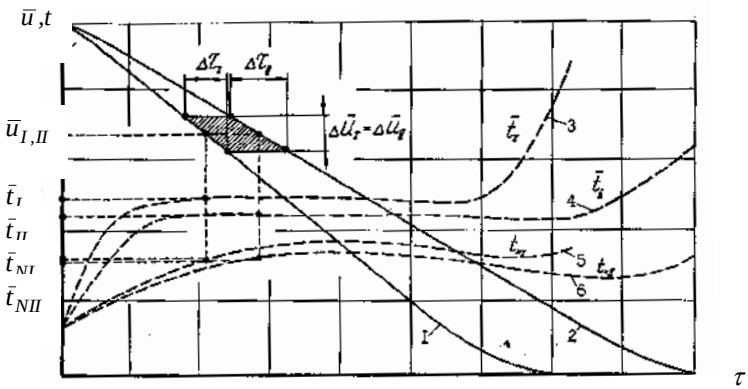


Рис. 2 Кривые кинетики сушки (1,2) и нагрева (3,4,5,6) в парных опытах.

Информационные источники

1. Лыков А.В. Тепломассообмен. Справочник. – М.: Энергия, 1978. – 479с.
2. Чураев Н.В. Коэффициенты изотермического массопереноса пористого тела, сложенного из сферических частиц. – Инж.–физ. журнал 1972, 23, № 5, с.807-813.
3. Evans A.A., Keey R.B. Definitions and variation of diffusion coefficients when drying capillaryporous materials. – Chem. Eng. J., 1975, 10, 2, p.135-144.
4. Куц П.С. Метод определения коэффициента диффузии влаги по температурному коэффициенту сушки. – В кн.: Процессы переноса тепла и массы при сушке различных материалов. Минск, 1974, с.16-19.
5. Krisher O., Sommer E. Kapillare Flüssigkeitsleitung in porign stoffen bei Trocknungs und befeuchlungsvorgangen. – Chem. – Ing. – Tec., 1971, 43, 17, s.967-974.
6. Eckert E.R., Faghri M. A general analysis of moisture migration caused by temperature differences in an unsaturated porous medium. – Int. J. Heat and Mass Transfer, 1980, 23, 12, p.1613-1623.
7. Sommer E. Beitrag zur Trage der kapillaren Flüssigkeits- bewegung in porigen stiffen bei Be- und Entfeuchtungsvorgängen. – Darmstadt, 1971.-197s.
8. Корнараки В.В., Календерьян В.А., Мельник Н.С. Способ определения коэффициентов тепло- и массопереноса дисперсных материалов при сушке и устройство для его осуществления. А.С. СССР № 1120230, БИ, 1984, №39.

UDC 66.045.13: 635.621.3

A SOIL REGENERATOR WITH A GRANULAR NOZZLE FOR GREENHOUSES

I. Boshkova, dr. of techn sc, prof., I. Mukminov, graduate student.
Odessa National Academy of Food Technologies

The need to develop energy-efficient methods for heating and cooling the premises increases every year.

The efforts of many researchers are aimed at finding effective solar energy batteries to heat the premises under conditions of a significant daily temperature difference. It is advisable to use a dense layer of granular materials as an accumulating body. Due to the developed heat exchange

surface, which is the cumulative surface of all particles in the apparatus, the heat exchange intensity increases significantly. A regenerator for maintaining the required temperature level in greenhouses is one of the applications of using a regenerative device with a granular nozzle in the form of a dense layer, for which the source of heat is solar radiation. The temperature in a greenhouse should be on average from +16 to +25 degrees, and at night – should fall not more than by 5–8 degrees. The temperatures below and above the norm are undesirable for plants. It is known that the air in greenhouses in the spring period in the regions with moderate climate is intensively heated from solar radiation during the day time, and is significantly cooled at night due to temperature changes. This determines the rationality of the development of a regenerator that can accumulate heat during the day and use it to heat the internal volume of a greenhouse at night. The relevance of the research is determined by the need to save energy resources for heating premises, in particular, greenhouses. The development of effective soil regenerators requires a calculation procedure, which is used to obtain the data on the basic geometric characteristics of the regenerator and physical conditions of its operation.

The layout of the soil regenerator in a greenhouse is presented in Fig. 1

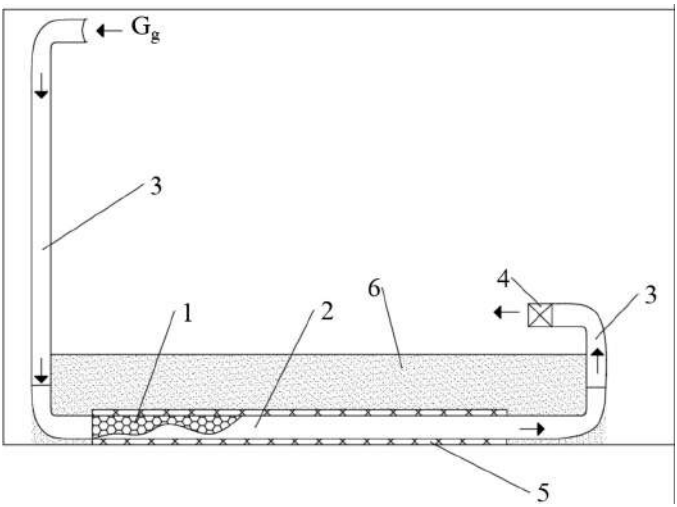


Fig. 1. The layout of a soil regenerator in a greenhouse: 1 – granular material, 2 – heat exchange channel, 3 – air duct, 4 – exhaust fan, 5 – insulation, 6 – soil in a greenhouse

In the development of the regenerator's schematic solution, it was taken into consideration that the highest temperature in a greenhouse was at the top. That is why the air intake should be carried out under the roof of a greenhouse. During the heating period, the air is pumped by fan 4 through duct 3 into heat exchange channel 2 with granular material 1, heating it. To reduce heat losses, the heat exchange channel is covered by insulation 5. The heat exchange channel is located under the soil of greenhouse 6. During the cooling period, the heat from the heated granular material is transmitted to the air passing through the channel. Heated air arrives into the inner volume of a greenhouse, heating it.

The procedure for calculating the regenerator for the period of excess air heat accumulation in a greenhouse in the daytime was developed. The procedure is meant to carry out thermal design calculations of the soil regenerator. Calculations make it possible to determine the length of the regenerator channels, their number, and the weight of loaded material, as well as the duration of its effective operation at night, for the specified greenhouse dimensions and climatic conditions.

The developed procedure makes it possible to carry out thermal design calculations of the soil

regenerator. Calculations allow determining the length of the regenerator channels, their number and weight of loaded material, as well as the duration of its effective operation at night for the assigned dimensions of a greenhouse and climatic conditions. The procedure was tested on a greenhouse with an area of 18 m^2, located in the warm continental climate zone, for April as the basic month for calculations. The method is based on empirical formula (2) to determine the intercomponent heat exchange factor. Calculations showed that the soil generator with 5 channels of square cross-section with the side of 0.4 m must have a length of 5.75 m, which allows placing it along the length of a greenhouse. The weight of rubble makes up 1,265 kg. The amount of accumulated heat Q_J=46.68 MJ enables maintaining the temperature in a greenhouse at the level not lower than 16 °C for 2.6 hours at the temperature of the environment of 7 °C. At the higher temperatures of the environment, the duration of regenerator operation in the cooling period will be increased until full compensation of heat losses. The limitation of calculations is that they are of an estimating nature, as the cooling and heating processes in a greenhouse, ambient air, and the layer of material occur in non-stationary modes. The non-stationarity of the processes is taken into consideration by the introduction of average by period air temperatures and granular material. To clarify the procedure, it is possible to include dependences for the calculation of the non-stationary process of heating and cooling separate particles in a layer.

The heat design calculations of the regenerator with the channels of square cross-sections, filled with rubble with equivalent dimensions of particles of 3.5 cm, was performed. It was found that at the average heat flow in day time Q_c=2,160 W, airflow rate in one channel G_g=0.066, kg/s, air filtration rate w_f=0.34, m/s, average intercomponent heat exchange factor α_{av}=17 W/(m^2K), length of the channel L=5.75 m. The amount of heat accumulated by a layer of rubble is Q_J=46.68 MJ. For the considered greenhouse with the area of heat transfer surface, F=70.4 m^2 at an average temperature of the environment at night t_1=7 °C and the average temperature on the greenhouse surface t_2=16 °C, accumulated heat can be consumed not less than for τ_n=9209 s. At an increase in the temperature of the environment during the regenerator operation, the duration of the regenerator operation will increase.

Information sources

1. Bartzanas, T. Influence of the Heating Method on Greenhouse Microclimate and Energy Consumption. / M. Tchamitchian, C. Kittas // Biosystems Engineering. – 2005. – Vol. 91, Iss. 4. – P. 487–499.

2. Taki, M. Abbas Rohani, Mostafa Rahmati-Joneidabad. Solar thermal simulation and applications in greenhouse / A. Rohani, M. Rahmati-Joneidabad // Information processing in Agriculture. – 2018. – Vol. 5, Iss. 1. – P. 83-113.

3. Mesmoudi, K. Experimental study of the energy balance of unheated greenhouse under hot and arid climates: Study for the night period of winter season / A. Soudani, B. Zitouni, P. Bournet, L. Serir // Journal of the Association of Arab Universities for Basic and Applied Sciences. – 2010. – Vol. 9, Iss. 1. – 27–37.

UDC 66.04-035.2

THE DRYING OF GRAIN MATERIALS USING A MICROWAVE ELECTROMAGNETIC FIELD

Volgusheva N.V., PhD, ass. prof., Diachenko T.V., PhD, ass. prof.
Odessa national academy of food technologies

Thermal treatment of materials of plant origin is determining for the majority of technological processes, specifically, drying, sterilizing and bio-stimulation. The energy crisis and increasing

demand for products with enhanced quality necessitated improvement of traditional technologies and development of the new ones. In this direction, methods that utilize energy of a microwave electromagnetic field (MW EMF) have long proved to be highly effective [1]. Application of microwave heating is considered advisable for the modernization of a range of technological schemes of production [2–5]. However, an incomplete knowledge about effects of a microwave field on plant materials does not make it possible to accept efficient microwave technologies.

Studying the processes of interaction between a microwave electromagnetic field and materials of plant origin, as well as determining treatment conditions, are important objectives for the development of performance-effective and energy-rational technologies.

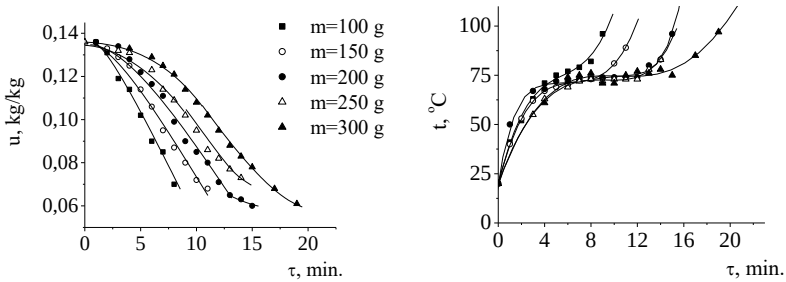
The aim of present research was to study the effects of a microwave field on the drying. This would enable the creation of new energy-saving and highly-efficient technologies, which would make it possible to exploit the features of microwave energy conversion into internal energy of the material. To achieve the set aim, the following tasks have to be solved:

– to explore the features of the process of drying a layer of grain under different conditions for the removal of evaporated moisture;

– to estimate energy efficiency of converting microwave energy into internal energy of the material.

When studying the drying in a microwave field, we used grains of buckwheat and wheat. The initial moisture content of grain changed from 20 % to 22 %; initial temperature ranged from 17 to 26 °C; weight – from 0.05 up to 1.2 kg; layer thickness ranged from 0.008 to 0.07 m; the surface area of the sample open to remove moisture – from $8\cdot10^{-3}$ to $94\cdot10^{-3}$ m^2. Power of the magnetron ranged from 80 to 800 Watts.

Figure 1 shows typical experimental moisture content and temperature dependences on the drying duration in a microwave field at different loading mass.



a *b*

Fig. 1. Kinetics of wheat grain drying in a microwave field at different loading mass: *a* – change in the moisture content; *b* – temperature change

The drying process can be divided into periods, characteristic of colloidal capillary-porous solids at other heat supply techniques: warmup (zero), continuous (first) and falling (second) drying rate. The nature of a temperature change in the first period varied depending on the mass of the load (Fig. 3) and the supplied power. At values of specific power up to q=450 W/kg, the temperature remained largely unchanged. With an increase in the specific power, the temperature grew; at values q>600 W/kg, its change was essential. The period of the falling drying rate was determined by a change in the moisture content curve: the curve became flat. The temperature always increases over this period. The described pattern was typical for all materials.

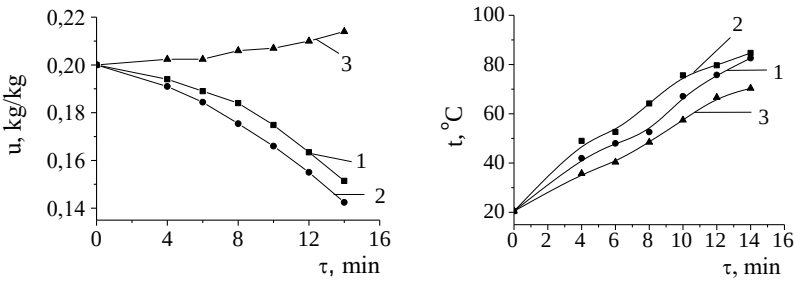
Research results showed that the rate of MW drying without overheating the grain is (0.8–6.2)$\cdot10^{-4}$ s^{-1}, which is much higher than the values obtained using other techniques of heat supply. Thus, for grain, the conductive drying rate was $0.3\cdot10^{-5}$ s^{-1}, that of the conductive-convective – to

$0.2 \cdot 10^{-4}$ s^{-1}. The possibility to significantly intensify the process testifies to the prospects of applying a microwave field in order to dry the grain crops. Experiments have shown that under the optimal mode the rate of microwave drying with a simultaneous blowing a grain layer with air was $12.7 \cdot 10^{-4}$ s^{-1}; in this case, specific energy cost per a kilogram of evaporated moisture amounted to 5.65 MJ/kg.

In the process of MW heating of damp grain, overpressure inside the layer starts to rise. The excess pressure at the layer's surface is zero, and it is maximal in the center. A total pressure gradient arises in the layer, which is the driving force of filtration transfer. In order to detect the effect of increasing pressure in the grain layer, we devised the following technique. We placed a container with a layer of buckwheat of height 11 cm in a microwave chamber, and measured excess pressure in the center using a U-shaped kerosene manometer. The choice of kerosene was due to the fact that it did not absorb microwave energy. An exponential increase in the pressure occurred when temperature exceeded 70 ^{o}C. In this case, the layer's thickness was 0.1 m. Maximally possible overpressure inside the layer was equal to 640 Pa. When this magnitude was reached, we observed a spontaneous instantaneous pressure relief.

The specificity of microwave heating is in the volumetric character of material's absorption of microwave energy. Microwave energy flux density is maximum in the surface layers, while advancing deep into the material the flow is weakened in line with the exponential law. Therefore, of particular interest for the evaluation of non-uniformity of temperature and moisture content was the kinetics of the layer-wise drying. To this end, we fabricated an experimental cell, which consisted of three layers separated by radiotransparent nets. The weight of each layer was 0.1 kg, thickness was 0.009 m, diameter – 0.135 m, the surface area open to remove steam was $14.3 \cdot 10^{-3}$ m^2. In the course of the experiment we determined a change in the moisture content and temperature of buckwheat over the drying process for the height of a layer. Only the upper surface of the sample was open to absorb MW energy and remove the steam, with the side and lower surfaces being heat- and moisture insulated. The curves of layer-wise drying kinetics are shown in Fig. 4, which demonstrate that the drying proceeded most intensively in the middle layer. In this experiment, the layer's mass was m= 0.1 kg, thickness l=0.009 m, P=160 W. Moisture release rate in the upper layer was somewhat weaker (Fig. 4, *a*). This is related to the fact that the temperature of the upper layer was slightly lower than that of the second (Fig. 4, *b*). Another feature was discovered: the third layer's moisture content increased over time, reaching 0.215 kg/kg (the initial moisture content is 0.2 kg/kg). Therefore, the moisture from the upper layers of the material penetrated down, apparently due to the thermal diffusion mechanism and the force of gravity.

Noteworthy is the following feature – despite the growing moisture content in the bottom layer, that is, an increase in the share of polar dielectric ("receiver" of microwave radiation) in this volume of the material, its temperature remains below temperature of the second and third layers. Experiments on cell, consisting of four layers, showed that the lower (fourth) layer also had the lowest temperature and the highest moisture content, which, as is the case for the previous experiment with three layers, increased over time.



a *b*

Fig. 2. Kinetics of the layer-wise drying of buckwheat in a microwave field: *a* – change in the moisture content; *b* – temperature change; 1 – upper layer; 2 – middle layer; 3 – bottom layer

Thus, the moisture content of the lower layer increases regardless of the thickness of the sample. The reason for lowering the temperature of the sample at the boundary between the layer and the base of the chamber is the transfer of heat by the conductivity of experimental cell. This irregularity was not observed when using a netted cell that freely passed the steam in all directions. In this case, temperature of the material's layers differed by no more than 4 °C, the humidity – by 0.007 g/kg. Comparing data on the drying kinetics derived at the cell with solid and radiotransparent netted bottom confirmed the importance of rational organization of steam removal. Thus, in the first case the average moisture content of the sample decreased from 0.2 kg/kg to 0.17 kg/kg in 14 minutes, in the second – in 7.5 min. Uneven distribution of temperature and moisture content occurs under conditions when steam removal through the bottom and side surfaces is difficult.

Information sources

1. Brodie, G. Microwave and Radio-Frequency Technologies in Agriculture. An Introduction for Agriculturalists and Engineers. [Text] / G. Brodie, M. V. Jacob, P. Farrell; edited by M. Golachowska.Warsaw/Berlin: Published by De Gruyter, 2015. – 396 p.
2. Jayasanka, S. M. D. H. The significance of microwaves in the environment and its effect on plants [Text] / S. M. D. H. Jayasanka, T. Asaeda // Environmental Reviews. – 2014. – V. 22, №3.– P. 220–228.
3. Li1, Y. Intermittent microwave drying of wheat[Text] / Y. Li1, T. Zhang1, C. W. Chunqing // Zhang Journal of Experimental Biology and Agricultural Sciences. – 2014. –V. 2, №1.– P. 32–36.
4. Puligundla, P. Potentials of Microwave Heating Technology for Select Food Processing Applications – a Brief Overview and Update [Text] / P. Puligundla, S. A. Abdullah, W. Choi, S. Jun, S. E. Oh, S. Ko // Food Process Technolgy. – 2013. –V. 4, №11. – P. 2–9.
5. Hoogenboom, R. MicrowaveAssisted Chemistry: a Closer Look at Heating Efficiency [Text] / R. Hoogenboom, T. Wilms, T. Erdmenger, U.S.Schubert // Heating Efficiency in Microwave–Assisted Chemistry. – 2009. –V. 62. – P. 236–243.

UDC 621.365/ 620.92

A MICROWAVE DEVICE FOR THE TREATMENT OF PLANT MATERIALS

Volgusheva N.V., PhD, ass. prof., Potapov M.D., PhD, ass. prof.
Odessa national academy of food technologies

The treatment of plant-based materials is important for the agro-industrial complex. In particular, pre-sowing treatment of seeds is applied to accelerate the appearance of shoots and reduce the plant disease incidence. As a result, the harvest is increased. In traditional technologies, seeds before sowing are warmed, calibrated, soaked in solutions of micronutrients, pelleted, etc. The pre-sowing treatment process is rather lengthy, requires huge material consumption and is not always effective. The pre-sowing seed treatment in the microwave field for biostimulation is simple, energy-efficient and lasts only a few minutes compared to traditional methods. Microwave biostimulation of seeds is associated with an increase in the transport properties of plant tissue due to the development of high-pressure gradients in closed micro volumes of microfibrils of cell walls and pores [1]. The influence on cell walls leads to an increase in the translocation of nutrients and improves seed sowing qualities. Effective use of the voluminous nature of microwave heating can be obtained by preparing a plant substrate for tree-destroying fungi. Plant material after the MW treatment is not only

disinfected but also improves its nutritional properties due to the break of cellulose fibers [2]. Unlike traditional pasteurization and sterilization technologies, the energy consumption and duration of the process of the MW substrate preparation are significantly reduced.

We have tested the microwave device (Fig. 1) of continuous operation for the thermal treatment of plant materials, which was developed and designed to implement microwave technologies in the industry.

Fig. 1. Microwave device for thermal treatment of bulk materials

The purpose of the tests was to assess the effectiveness of the microwave device by the indicators of quality of the obtained material and energy consumption determined by the efficiency of the conversion of microwave energy into the internal energy of the material.

The effects of microwave treatment of a straw substrate for tree-destroying fungi were studied. The treatment quality was determined by the yield of Oyster (Pleurotus) mushrooms, grown on the obtained substrate. Microwave treatment was carried out in various modes, which differed in the value of specific power. When analyzing the effectiveness of microwave treatment, the results were compared with the data obtained during the application of the traditional technology of straw sterilization. It was shown that the harvest of Oyster mushrooms increased by 11 %. It was found that under the optimal mode, specific power was $q_v=8.68\cdot10^5$ W/m^3, final temperature was t=96 ºC, duration of treatment was 180 s. Based on the thermal calculations, the values of the microwave chamber efficiency η_c were calculated; under the optimal mode, η_c=62 %. The influence of the microwave treatment on the sowing characteristics of seed wheat grain was studied. The effectiveness of the microwave treatment was determined by the values of laboratory germination and seed germination energy. Under the optimal mode, the output power of magnetrons was ΣP_{out}=0.6 kW, the grain consumption was $G=2.1\cdot10^{-2}$ kg/s. The study of the microwave device operation showed that for this design, in order to ensure stable and uniform movement of the material along the product pipeline, it is necessary to maintain the movement speed that is not higher than 0.5 m/min. It is recommended to apply the tested microwave device of continuous operation on specialized farms.

The results of microwave testing show that microwave treatment is more effective than traditional sterilization (Table 1). Energy consumption under the optimal mode of microwave treatment is five times lower, in addition, the treatment duration for small volumes is significantly lower, as sterilization involves keeping within three hours.

The data of Table 1 show that the increase in temperature up to 96–96.5 °C leads to an increase in the weight of mushrooms, which is supposedly associated with the scattering of pulp and an increase in nutritional qualities for oyster mushroom. This assumption is supported by research [2]. The CT mode is the treatment of straw in the chamber-sterilizer using the traditional technology according to the modes set for this treatment (the temperature at sterilization reaches 120 °C, the pressure is 1.5 atmospheres). The duration of sterilization takes about 3 hours, which is much longer than the time of microwave treatment. Control K is the mode, in which heat treatment was not carried

out, straw was soaked in hot water and after pressing was inoculated with mycelium. Mode 4 can be considered optimal because it gives almost the maximum possible yield of mushrooms, and specific energy consumption was minimal, in addition, the maximum efficiency of the chamber was reached.

Table 1 – The number of mushrooms grown on the substrate after the treatment in the MW field Initial humidity W=73 %

No.	q_v, W/m^3	Final temperature, °C	Result (yield per unit, kg)	Q_m, MJ/kg	η_c, %
1	$7.24 \cdot 10^5$	72	2.35	0.38	48
2	$7.64 \cdot 10^5$	77	2.86	0.31	52
3	$8.12 \cdot 10^5$	92	3.64	0.25	60
4	$8.36 \cdot 10^5$	96	3.88	0.23	62
5	$8.68 \cdot 10^5$	96.5	3.90	0.23	59
6	$12.2 \cdot 10^5$	123	3.61	0.25	57
CT	–	120	3.50	1.15	–
K	–	20	0.350	–	–

Testing the developed device under different treatment modes solves the problem of switching to the practical application of microwave technologies. Developed microwave device of continuous operation can be used in the established optimal modes for thermal treatment of bulk materials in the technologies of biostimulation and preparation of substrate for tree-destroying fungi. In the future, it is advisable to test the microwave device for the sterilization of combined feed. In this case, the developed device can get wider use.

Information sources

1. Kalinin L. G., Boshkova I. L. Physical model of the response of the plant tissue to a microwave electromagnetic field // Biophysics. 2003. Vol. 48, №1. P. 111–113.

2. Московский М.Н., Фридрих Р.А., Гуляев А.А. Структурный анализ поверхности соломы, обработанной СВЧ излучением // Вестн. ДГТУ. 2010. Т.10, №5 (48). С. 648–654.

UDC 66.045.13: 635.621.3

STUDYING THE HEAT EXCHANGE OF A DENSE LAYER OF GRANULAR MATERIAL WITH THE AIRFLOW

Solodka A.V., PhD, Senior Lecturer, Bondarenko O., graduate student.
Odessa national academy of food technologies

An experimental plant simulating the actual heat exchange channel of the regenerator was designed and manufactured for the research. The plant provides heating of a dense layer of material and makes it possible to measure air temperature at the inlet and outlet of the channel, the temperature of the material at selected control points, and the flow rate. The channel was filled with granular material when it was mounted in an upright position, for which the possibility of channel disconnecting from the duct is envisaged. Mesh plugs with rubber seals are provided to fix the layer in the channel. The circuit of the experimental plant is shown in Fig. 1.

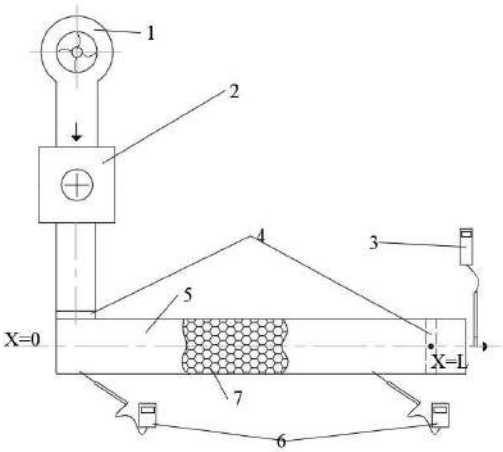


Fig. 1. Circuit of the experimental plant for studying heat exchange between the air and a dense layer of granular material: 1 – fan, 2 – heater, 3 – anemometer, 4 – mesh, 5 – heat exchange channel, 6 – temperature sensors, 7 – a layer of granular material

The procedure of the experiment involved the following. The assigned air temperature was set on the regulator, the fan 1 and the heater 2 were turned on. The air consumption was regulated by a gate valve at the inlet of the fan. The mesh plugs 4 at the ends of the channel allowed fixing material in the form of a dense layer, evenly distributed by cross-section. Anemometer 3 was used to measure air velocity. The maximum length of the layer was 0.6 m, the diameter of the channel was 0.1 m. Temperature measurements were carried out at the interval of 30 s. The air temperature at the inlet ranged from 30 °C to 50 °C. The weight of the material was determined before filling. When using claydite, the weight of the layer was 2.0 kg and 1.7 kg, with the use of rubble, the weight was 6.4 kg and 5.4 kg. At the same time, the length of channel *L*, filled with granular material, corresponded to 0.6 m for a larger weight of claydite and rubble, and 0.52 m for a smaller weight. During the experiment, the temperatures of the air and particles were determined at the level of $x=L$.

Based on the obtained results, the influence of heating duration, the weight of filling, input temperatures, and gas medium consumption on the temperature of the solid and gas components was analyzed. The obtained data were used to compute transferred heat Q and mean heat output factors.

The developed and tested calculation procedure is the basis of the creation of a soil regenerator, realizing the idea of heat accumulation by a layer of particles in the daytime and its use to heat the air in a greenhouse at night. The necessary component of the procedure of thermal design calculation of a soil regenerator with a fixed dense layer is the dependence for calculation of heat output factor. It was not possible to find in literary sources the dependence applicable to the explored particular case of heat exchange between a fixed dense layer and a gas flow. That is why the ultimate goal of the experiments was to obtain an empirical dependence for the intercomponent heat exchange factor. The duration of each experiment was determined by the condition of reaching a stationary mode, in which the temperature of the layer of material at all control points was set constant in time. The obtained empirical data determined the mean heat output factor:

$$\alpha_{\text{av}} = \frac{Q}{F_{\text{int}} \cdot \Delta t_{\log}}, \tag{1}$$

where F_{int} is the area of the surface of particles taking part in intercomponent heat exchange, Δt_{log} is the logarithmic mean pressure between the temperatures of gas medium and particles. The area of the intercomponent heat exchange surface is the area of the surface of all particles in the heat exchange channel. As a result of generalization of the experimental data, using Origin 9 program, we obtained the dependence in a dimensionless form for calculation of intercomponent heat exchange factor that is average by channel length (2):

$$Nu = \left(0{,}39 - \frac{4{,}83}{1+10^{-1{,}63\cdot\left(0{,}23-\frac{G_g\cdot c_{p.g}\cdot\tau}{m\cdot c_s}\right)}} + \frac{5{,}37}{1+10^{-1{,}32\cdot\left(1{,}47-\frac{G_g\cdot c_{p.g}\cdot\tau}{m\cdot c_s}\right)}} \right) \cdot \mathrm{Re}^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}^{0{,}43}, \qquad (2)$$

where $c_{p.g}$ is the thermal capacity of the air, c_s is the thermal capacity of particles, m is the weight of loaded material, τ is the time, Nusselt number $Nu = \frac{\alpha_{av}\cdot\varphi\cdot d_e}{\lambda_g}$, φ is the coefficient of particles' shape, determined according to recommendations [1], Reynolds number $\mathrm{Re} = \frac{w_f\cdot d_e}{\nu_g}$ includes filtration rate w_f, that is, air velocity in relation to the hollow cross-section of the channel. The equivalent diameter of particles d_e, was chosen as determining because this magnitude determines the gas flow distribution between particles and heat exchange intensity.

The dependence allows calculating α_{av} at assigned moment τ during heat exchange between gas medium and granular material in the channel. Conditions of application of dependence (2) are the following: granular material – rubble and claydite with thermal capacity c_s=750 J/(kg·K) for rubble and c_s=840 J/(kg·K) for claydite, the gas temperature at the inlet of the device $t'_s = 30-50\,^{\circ}\mathrm{C}$, consumption G_g=0.010–0.06 kg/s. The relative error of the formula is 12.5 %.

Information sources

1. Solodka, A., Volgusheva, N., Boshkova, I., Titlov, A., Rozhentsev, A. (2017). Investigation of heat exchange in a blown dense layer of granular materials. East-Europ. J. of Enterprise Technology, 5, 8 (89), 58-64.
2. Adeyanju, A., Manohar, K. (2009). Theoretical and Experimental Investigation of Heat Transfer in Packed Beds. Research Journal of Applied Sciences, Vol. 4(5), 166–177.

УДК 697:621.577

ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНА ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ ТИПУ «ПОВІТРЯ-ПОВІТРЯ» ДЛЯ ОПАЛЕННЯ ЖИТЛОВОГО БУДИНКУ (М. ОДЕСА)

Квасницький В.А., Зубкова З.С., Хлієва О.Я.
Одеська національна академія харчових технологій

Енергозбереження - одна з основних завдань, що вирішуються світовою спільнотою в даний час. В Україні основою реалізації енергетичної стратегії є з одного боку підвищення ефективності використання традиційних енергетичних ресурсів - газу, вугілля, нафти, гідроенергії, ядерного палива, з іншого - зниження залежності від імпорту енергоносіїв. При цьому впровадження відновлювальних джерел енергії в різні галузі промисловості та

комунально-побутовий сектор є одним з пріоритетних напрямом.

Робота присвячена актуальні темі енергозбереження та зниження викидів парникових газів в комунально-побутовому секторі України.

Метою роботи є: економічне та еколого-енергетичне обґрунтування доцільності впровадження теплових насосів у систему опалення приватного будинку в кліматичних умовах Одеської області.

В роботі виконано розрахунок параметрів роботи парокомпресійного теплового насосу типу повітря-повітря для опалення житлового будинку в кліматичних умовах Одеської області. Потужність системи опалення прийнята рівною 5 кВт при температурі навколишнього середовища для розрахунку систем опалення в м. Одеса мінус 21 °С. Було розраховано орієнтовна потужність системи опалення по місяцях опалювального періоду, побудований цикл теплового насосу у T-S діаграмі для холодоагенту R32 за допомогою бази даних RefProp [1] визначено параметри стану R32 в вузлових точках циклу по місяцях, розраховано енергетичні параметри роботи теплового насосу по місяцях. Загальне енергоспоживання тепловим насосом за опалювальний сезон склало 2058,5 кВт·год.

Для обґрунтування доцільності використання теплового насосу у системі опалення житлового будинку було виконано розрахунок витрат природного газу на роботу опалювального газового котла – базовий варіант порівняння**.** Сумарне споживання природного газу за опалювальний період склало 1172 м^3.

В роботі запропоновано виконати порівняння теплового насосу у системі опалення з газовим котлом на основі аналізу викидів парникових газів за життєвий цикл цих об’єктів [2, 3].

Всі необхідні для розрахунків данні (які отримано у попередніх розрахунках) наведено в таблиці 1.

При виконанні розрахунків розглядалися прямі викиди парникових газів, які потрапляють в атмосферу в процесі експлуатації газового котла (викиди при згорянні природного газу) та теплового насосу (викиди від витоку холодоагенту). І не прямі викиди, пов'язані з капітальними витратами на створення обладнання, а також пов'язані зі споживання електроенергії тепловим насосом. Також враховувалася еквіваленту емісія, пов’язана з людською працею при експлуатації обладнання. Емісія парникових газів при утилізації обладнання в даному розрахунку не враховувалася. Однакові для порівнювальних систем викиди парникових газів (наприклад, енергоспоживання циркуляційним насосом) в розрахунках не враховувалося.

Розрахунок питомих викидів парникових газів при спалюванні природного газу та виробництві електроенергії в Україні для двох порівнювальних систем опалення показав суттєву перевагу теплового насосу на фоні опалювального котла на природному газі: величина ПЕЕПГ для теплового насосу склала 67369 кг$CO_{2\text{-экв}}$ зі опалювальний період, для газового котла 77715 кг $CO_{2\text{екв.}}$

Розрахований річний економічний ефект виявив, що і з економічної точки зору тепловий насос також виграє, хоча з дуже незначною різницею.

Таблиця 1 - Вхідні данні для розрахунків повної еквівалентної емісії парникових газів (ПЕЕПГ) різних способів опалення будинку

Параметр	Газовий котел	Тепловий насос
Капітальні затрати на обладнання, грн.	39884	63360
Трудовитрати монтаж, люд.-год./рік	400	112
Строк експлуатації обладнання, рік	25	25
Трудовитрати на обслуговування обладнання, люд.-год./рік	5	20
Емісія парникових газів при згорянні природного газу, кг CO_2-екв./сезон	2260	-

Річне споживання електроенергії тепловим насосом, кВт/рік	-	2058,5
Витоки холодоагенту з системи, кг/год	-	0,9
Потенціал глобального потеплення холодоагенту, кг CO_2-экв/кг холодоагенту (GWP)	-	675

Аналіз повної еквівалентної емісії парникових газів аналізованого устаткування показав, що хоча тепловий насос ї виграє у порівнянні з газовим котлом, але ефект не такий суттєвий, як очікувалося. Отриманий результат можна пояснити через використання в ньому холодоагенту з відносно високим потенціалом глобального потепління – R32.

На сьогоднішній день законодавство поступово відмовляється від холодоагентів з високими потенціалами глобального потепління (Кігалійска поправка до Монреальського протоколу, 2016 р.). Таким чином, на основі виконаного в роботі аналізу можна запропонувати використання R600a (ізобутан) в якості робочого тіла у теплових насосах наступного покоління. Розрахунок повної еквівалентної емісії парникових газів при роботі теплового насосу з ізобутаном довів, що він більш екологічний та доцільний з точки зору зменшення вкладу в глобальне потеплення. Однак проблемою його широкого впровадження в практику є горючість та обмеження на рівні законодавства використання в теплових насосах великої потужності. Але останні тенденції у Європійському законодавстві спрямовані на впровадження горючих робочих тіл у холодильне обладнання та теплові насоси з метою вирішення питань енергозбереження та зниження викидів парникових газів.

Інформаційні джерела

1. REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0 / E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden. - Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 2007.

2. Chen, G., Zhelezny, V., Khliyeva, O., Shestopalov, K., Ierin, V. (2017). Ecological and energy efficiency analysis of ejector and vapor compression air conditioners. International Journal of Refrigeration, 74, 127-135.

3. Khliyeva O. New indicator for life cycle greenhouse gases emission assessment of household refrigerating appliances // Environmental Problems. 2019. Vol. 4 (1). P. 39-44.

УДК 621.039: 533.6

ВИКОРИСТАННЯ МЕТАЛОГІДРИДНИХ АКУМУЛЯТОРІВ У СКЛАДІ АВТОНОМНИХ СИСТЕМ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НА БАЗІ ПАЛИВНИХ КОМІРОК

Чорна Н.А., канд. техн. наук, доцент
Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків

Метою роботи є розробка науково-технічних рішень, що забезпечують підвищення надійності енергозабезпечення автономних систем та зменшення екологічного навантаження на оточуюче середовище за рахунок використання водневих технологій акумулювання енергії. Запропонована альтернативна схема гарантованого електро- та теплопостачання автономного будинку без використання привізного палива, в склад якої входять: вітрогенератор, електролізер, металогідридний акумулятор водню, газобалонна система зберігання газів та модуль паливних комірок (рис. 1).

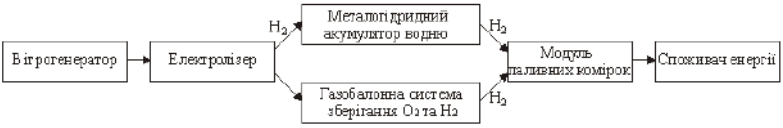


Рис. 1 – Вітроенергетична установка з системою отримання, акумулювання водню та генерування електроенергії

Перевагою такої схеми є її замкнутість, оскільки водень для живлення паливної комірки виробляється на місці, при цьому металогідридна система здатна забезпечити проведення процесів поглинання та його виділення водню за рахунок наявних в системі ресурсів гарячої та холодної води. За допомогою методики розрахунку отримано сукупність оптимальних технічних рішень для визначення ефективних режимів роботи автономної системи енергозабезпечення для подачі водню до паливної комірки виходячи з графіків електричного навантаження конкретного споживача. На підставі проведеного дослідження розроблено технологічну схему автономної системи енергозабезпечення на базі паливних комірок, обґрунтовано підхід до створення металогідридної системи акумулювання водню та його подачі до паливних комірок. Розроблено алгоритм розрахунку, який дозволяє розрахувати річний баланс енергії конкретного споживача та підібрати необхідне обладнання для реалізації схеми виходячи з річного графіка теплового та електричного навантаження [1-3].

Таким чином, застосування технології перетворення енергії первинних джерел шляхом створення вітроводневого енерготехнологічного комплексу із застосуванням електролізної установки та металогідридної системи акумулювання водню дозволить вирішити проблему згладжування нерівномірності надходження енергії від поновлюваних джерел.

Література

1. Chorna, N.A., & Hanchyn, V.V. (2018). Modeling Heat and Mass Exchange Processes in Metal-hydride Installations. *Journal of Mechanical Engineering*. *21*(4), 63–70. https://doi.org/10.15407/pmach2018.04.063.

2. Matsevytyi, Y.M., Chorna, N.A. (2019). Development of a Perspective Metal Hydride Energy Accumulation System Based on Fuel Cells for Wind Energetics. *Journal of Mechanical Engineering*. *22*(4), 48–52. https://doi.org/10.15407/pmach2019.04.048.

3. Чорна, Н.А., Ганчин, В.В. (2019). Використання математичного моделювання для вдосконалення масогабаритних показників металогідридних установок. *Математичні методи та фізико-механічні поля. 62(3)*, 159-167. http://journals.iapmm.lviv.ua/ojs/index.php/MMPMF/article/view/3231.

УДК 621. 396.6.032.42

КОАКСІАЛЬНІ ТЕПЛОВІ ТРУБИ, ПРИЗНАЧЕНІ ДЛЯ МЕТРОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Шаповал А.А[1]., , доцент, к.т.н., Панов Є.М[1]., професор, доктор техн. наук, Шаповал І.В,[2] науковий співробітник
1-НТУУ "Київський політехнічний ін-тут ім. Ігоря Сікорського, м. Київ
2-Ін-тут проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАН України, м. Київ
ash48@ukr.net

Одним із перспективних напрямів нових розробок в ІПМ НАН України ім. І.М. Францевича та в НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського стала практична реаліза-ція можливостей ефективного застосування теплових труб у метрологічній тех-ніці. Важливими задачами не тільки вітчизняної, а й світової метрології є розроб-ки прецизійних «нуль»-термостатів, основними технічними вимогами до яких є забезпечення надвисокої точності підтримання «нульових» значень температури робочих середовищ термостатів, у всіх місцях їх робочого об'єму, з однаковими значеннями температури 0 °С.

Попередні досліди із застосуванням теплових труб у «нуль»-термостатах підтвердили доцільність і перспективність робіт у даному напрямку. За замовле-нням провідних вітчизняних і зарубіжних метрологічних організацій було проведено ряд розробок та досліджень, результатом яких стало створення «нуль»-термостатів нового покоління, створених на основі коаксіальних теплових труб низькотемпературного діапазону.

У робочому стані циліндричний вузол «нуль»-термостата розташовується вертикально. Робоча рідина термостата, знаходячись всередині коаксіального циліндра (теплової труби) у стані «рідина-пара», забезпечує однакову температуру по всій висоті металевого корпусу. Таким чином ліквідовується певна різниця температур по висоті циліндричної частини термостата, забезпечуючи тим самим необхідні параметри ізотермічності робочого простору, в якому знаходяться робочі елементи (термопари чи термодатчики, зокрема).

Загальний вигляд основних робочих дільниць «теплотрубних» термостатів та їх вузлів, виготовлених із корозійностійкої сталі, у вигляді теплових труб ци-ліндричної форми, представлено на рис. 1-3.

Дослідження і випробування розробленої і виготовленої в ІПМ НАН України робочої дільниці «нуль»-термостата (рис. 1-3) у філіалі Харківського інституту метрології , підтвердили високі показники дієвості і ефективності нового метрологічного пристрою. Застосування теплової труби у якості своєрідного «термосу з льодом» для забезпечення нульових температур у робочих точках термостатів дозволило на порядок підвищити рівень термостатування пристроїв, завдяки високій ізотермічності робочих середовищ «нуль» термосів по їх висоті і об'ємам.

Рис. 1 – Робочі дільниці (загальний вигляд) прецизійних термостатів, розроблених та створених в ІПМ ім. І.М. Францевича на основі коаксіальних теплових труб з волокнистими капілярними структурами (діапазон температур: мінус 70…+ 70 °С)

Рис. 2 – Елементи і деталі робочих дільниць теплотрубних «нуль»-термостатів, розроблених в ІПМ ім. І.М. Францевича на основі коаксіальних теплових труб (поверхні елементів вкрито металевими пористими матеріалами)

Рис. 3 – Робочі дільниці прецизійних «нуль»-термостатів, розроблених в ІПМ ім.І.М. Францевича, у стані поставки

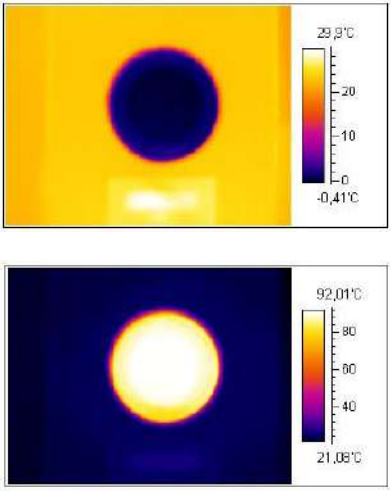


Рис. 4 – Результати випробувань теплотрубних «нуль»-термостатів, проведених у філіалі Харківського Інституту метрології

Таким чином, в результаті робіт, виконаних в ІПМ ім. Францевича НАН України (м. Київ), з участю авторів, розроблено нові конструкції прецизійних термостатів, призначених для фізичного та промислового обладнання, при функціонуванні якого існують високі вимоги щодо підтримки стабільних значень нульових температур.

УДК 621.577:536

СИСТЕМА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ «ТЭЦ-ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ НА ДИОКСИДЕ УГЛЕРОДА»

Шит М.Л., к.т.н., доцент-исследователь, Журавлев А.А., к.т.н.
Институт энергетики Молдовы

Статья относится к области экологических проблем энергетики с использованием тепловых насосов в системах централизованного теплоснабжения, затрагивает вопросы рационального использования природных ресурсов. Известна работа [1], в которой из централизованной системы теплоснабжения через теплообменник в котел-потребителя подается теплоноситель постоянной или переменной температуры. Тепловая энергия поступает к одному и тому же котлу-потребителю: от котлов, работающих на различных видах топлива, от солнечных коллекторов, от тепловых насосов и от вторичных источников тепла. В [2] изучается комбинированная система отопления, состоящая из парокомпрессионного теплового насоса (ПК) и теплоэлектростанции (ТЭЦ).

В данной работе было отмечено, что для всех режимов раздельной работы парокомпрессионного теплового насоса и котла высокая температура низкопотенциального источника позволяет снизить компрессионную работу в ПК и снизить потребление электроэнергии, повысить коэффициент преобразование энергии и снижение расхода обычного топлива. В [3] предложена схема встраивания теплонасосной установки в систему отопления и горячего водоснабжения. Предлагается использовать тепловой насос на R134a. В статье предлагается использовать охлаждение части воды из обратной сети и снизить расход прямой воды из сети за счет тепла, отбираемого из воды обратной сети. Хорошо известны работы Новосибирской теплотехнической школы [4,5], в которой предлагается использовать, как абсорбционные тепловые насосы, так и парокомпрессионные тепловые насосы. Проблемы, связанные с работой системы горячего водоснабжения, в данных работах не рассматриваются. Среди работ западных авторов отметим [6], в которой методом математического моделирования исследуется система отопления с центральным тепловым насосом (ЦТН) и вспомогательными ПК, размещенными у потребителей. В статье изучается модель, в которой вычисляют температуры сетевой воды, потери теплоты и значения СОР в системе. На этой модели были исследованы низкотемпературная система отопления (тип «горячий пол») и система горячего водоснабжения. В [7] были рассмотрены структурные схемы систем отопления с низкопотенциальными источниками тепла (СОНПИТ) в виде воздуха, подземных и морских вод, а также комбинация трех СОНПИТ. В [8] представлен обзор литературы по современным европейским системам, использующим тепловые насосы в системах теплоснабжения. Известны системы, где используется обратная вода для тепловых насосов, установленных в сетях ТЭС для нагрева воды потребителю, например, [9]. В [12] представлено большое количество статей западных ученых, связанных с использованием тепловых насосов, связанных с ТЭТ, в блочных системах отопления. В [13] описана система «теплый пол» и использование морской воды и наружного воздуха в качестве НПИТ.

Особенностью рассмотренных выше систем, разработанных на Западе, является то, что температура в системе горячего водоснабжения всегда выше, чем температура прямой сетевой воды. Чтобы соответствовать требованиям к энергоэффективности и обогреву зданий, национальное законодательство всех стран ЕС поощряет более экологичные варианты обогрева и охлаждения.

Один из них - тепловой насос с технологиями абсорбционного теплового насоса и сетевой воды из сети в качестве НПИТ для тепловых насосов. К системам, рассматриваемым в этой статье, близки системы, в которых тепловой насос использует в качестве источника

тепла обратную сетевую воду и, в то же время, наружный воздух. В [14] рассмотрены системы теплоснабжения городов с тепловыми насосами в Европе среди которых упоминаются трубопроводы обратной сетевой воды. Указывается на то, что выбор технологии теплового насоса для интеграции в сети централизованного теплоснабжения сложен и многокритериален. В странах ЕС нет единого способа создания систем централизованного теплоснабжения на основе тепловых насосов. В [14] представлено большое количество возможных сценариев и технологических решений из технического треугольника, которые дают очень широкий спектр применений и возможностей автономного отопления на основе теплового насоса. Технический треугольник - это инструмент, способный определять двунаправленную взаимозависимость технологии теплового насоса, источников тепла для тепловых насосов и профилей потребности в тепле. Технический треугольник обеспечивает богатый технологический анализ систем с тепловыми насосами, возобновляемыми источниками энергии и накоплением тепловой энергии снизу-вверх [14].

Нами рассматривается, применение ТНУ в системе теплоснабжения с ТЭЦ с возможностью присоединения к ТЭЦ новых потребителей или с условием переводы половины потребителей на теплонасосное теплоснабжение с использованием части теплоты обратной сетевой воды после систем отопления и теплоты наружного воздуха.

При этом рассматриваются два варианта:

1) когда новые потребители не подключаются (часть теплота ОСВ с первой половины отапливаемого объекта передается второму через ТН);

2) когда подключается новый потребитель и часть теплоты старого потребителя через ТН передается новому потребителю.

В первом случае тепловая нагрузка (расчетная, отопления без учета ГВС) составляет 72% от старой, а во втором 122% от старой тепловой нагрузки, дома, у которого отбирают теплоту ОСВ**.** В первом случае уменьшается выработка как тепловой, так и электрической энергии на ТЭЦ, а во втором в режимах при включенных ПРК электрическая мощность практически не изменяется, и ТН получает ЭЭ по импорту, а при отключенных ПРК и работе ТЭЦ по тепловому графику увеличивается выработка и отпуск как тепловой, так и электрической энергии ТЭЦ, а также возрастает и удельная выработка электроэнергии ТЭЦ на тепловом потреблении, а ТН в этом случае может получать часть дополнительной ЭЭ, вырабатываемой ТЭЦ . Разумеется, вместо наружного воздуха возможно использовать другие источники низкопотенциальной теплоты (НПТ). Но их использование выходит за рамки настоящего исследования. В [9] рассматривается тепловая сеть с графиком 40/20, где параллельно включены ТНУ для подготовки горячей воды.

На Западе отдают себе отчет о снижении прибылей генерирующих компаний из-за внедрения тепловых насосов, но отмечают важность этих работ из-за наличия социального и экологического эффектов, а также экономии у потребителя [9-11, 16-18]. При этом очевидно создание дополнительных рабочих мест на разработку, изготовление и внедрение систем генерации возобновляемой энергии и переход существующих генерирующих компаний в «интегрированные» с преобразователями ВИЭ.

Является совершенно очевидным, что «механическое» снижение температуры обратной сетевой воды для использования ее теплоты в тепловых насосах энергетически неэффективно, несмотря на снижение расхода электроэнергии для сетевых насосов и незначительное увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Альтернативой может являться использование части теплоты обратной сетевой воды совместно с теплотой наружного воздуха, тепловыми выбросами промышленных предприятий и т.п.

Применение локальных ТНУ в схемах теплоснабжения, имеющих в качестве источника ТЭЦ, является неоднозначным как с энергетической, так и особенно с экономической точки зрения и требует ряда предварительных пояснений.

Первое. Во всех случаях необходимо очень четко указать граничные условия работы систем теплоснабжения, включая как источники, так и потребителей, до и после планируемой

реконструкции с установкой локальных ТНУ. В частности, очень важно, как меняется расчетная тепловая нагрузка как локальной системы, в которую включается ТНУ, так и основного источника (ТЭЦ или районной котельной). От этого зависит изменение режима работы и источника, и тепловых сетей. Например, если мы рассматриваем установку локальных ТНУ с вытеснением части существовавшей ранее тепловой нагрузки основного источника, то для последнего будет иметь место не только экономия топлива, но и ряд негативных эффектов: сокращение отпуска теплоты потребителям с потерей платежей за эту непоставленную энергию, уменьшение выработки и реализации электроэнергии на тепловом потреблении (вследствие сокращения отпуска тепла, на базе которого осуществляется эта выработка). Поэтому при расчете эффектов необходимо исходить из двух возможных вариантов. Или, по первому из них, нужно предполагать, что проект является небольшим, локальным с точки зрения источника и при уменьшении теплопотребления данным абонентом режимы работы источника практически не поменяются, за исключением уменьшения отпускаемой им тепловой энергии на относительно малую величину (в этом случае эффекты для источника можно считать при неизменных параметрах его работы для каждого временного интервала в течение года). Или, по второму варианту, необходимо считать, что все объекты, подключенные к системе теплоснабжения, подвергаются реконструкции или модернизации аналогично рассматриваемой локальной системе, и только в таком случае эффекты, связанные с изменением режима работы источника в части изменения таких величин, как удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, расходы сетевой воды, тепловые потери в сетях, могут быть учтены достаточно точно. Именно такой второй подход и используется в данной работе, то есть предполагается, что все объекты теплоснабжения, подключенные к системе, реконструируются с использованием локальных ТНУ, одновременно, и что перестройка имеющихся тепловых сетей не требуется. То есть, вместо множества локальных систем рассматривается эквивалентная режиму при их параллельной работе единая модельная система теплоснабжения, подключенная к ТЭЦ, и рассчитываются параметры каждого характерного режима ее работы, необходимого для последующего анализа. Пример такой схемы приведен на рис.1, причем ТНУ в ней в виде обобщенного испарителя (I) и обобщенного конденсатора/газоохладителя (НР) показаны условно.

Мы рассматриваем два варианта использования обратной сетевой воды после систем отопления абонентов: первый вариант, когда ее теплота используется для теплового насоса, испаритель которого установленного в тепловой сети после здания в отопительный сезон при условии использования для отопления части теплоты обратной сетевой воды путем ее охлаждения на некоторую величину (в неотопительный сезон этот тепловой насос использует теплоту окружающего воздуха для приготовления горячей воды); второй вариант, когда испаритель теплового насоса установлен в трубопроводе обратной сетевой воды после подмешивающего насоса. Способ использования теплового насоса для целей ГВС остается тем же, что в первом варианте.

Целью представленной статьи является повышение энергоэффективности комбинированных систем теплоснабжения с тепловыми насосами на диоксиде углерода в качестве хладагента. Эта цель достигается путем использования схем, при которых одна часть здания (или все здание) отапливается централизованно от ТЭЦ, а другая часть (или другое здание) отапливается от теплового насоса, установленного в отдельном тепловом пункте здания, получающего тепло от обратной сетевой воды, выходящей из здания.

Схема системы «ТЭЦ - локальные тепловые насосы» для системы теплоснабжения (СТС) с качественным законом терморегулирования (по второму варианту) представлена на рис. 1. Теплообменник системы ГВС подключен к сети по параллельной схеме.

В схеме одновременно используются тепло обратной сетевой воды сети одной части здания и тепло наружного воздуха для обогрева другой части здания в отопительный период, а горячая вода вырабатывается ТЭЦ. В межсезонье все здание получает тепло для ГВС от теплового насоса. Очевидно, что предложенная схема эффективна, когда в тепловом насосе параллельно используются два испарителя: один использует температуру обратной воды,

другой - тепло наружного воздуха и / или тепло от других источников тепла (в последнем случае потребуется больше испарителей). Схема подключения теплового насоса к системе теплоснабжения (СТС) с качественным законом регулирования теплового режима зданий представлена на рис. 1.

Экономическая эффективность для потребителя достигается за счет экономии затрат на энергию в результате замены (частично или полностью) источника тепла. Более того, этой экономии должно быть достаточно, чтобы компенсировать все инвестиции, потраченные на изменение энергоснабжения в приемлемые сроки. Для условий Республики Молдова при существующих ценах на энергоносители простой срок окупаемости капитальных затрат может составить 3,5 года.

Выводы

1. Схема системы теплоснабжения с ТЭЦ и тепловыми насосами, в которой тепловые насосы получают тепло из обратной воды сети теплоснабжения и из окружающего воздуха, экономят электроэнергию, природный газ и деньги при оплате счетов потребителями.
2. Внутренний теплообменник, газоохладитель теплового насоса, испаритель теплового насоса, теплообменники промежуточного контура должны быть выполнены с переменной поверхностью теплообмена.
5. Практическая реализация предложенной системы по предложенной схеме может быть рентабельной для новых потребителей тепла, подключенных к ТЭЦ или котельным, также приводит к снижению дополнительного расхода топлива у источника теплоты, необходимого для теплоснабжения. вновь подключенных потребителей, но это требует более детальных методик и более детальных экономических расчетов.

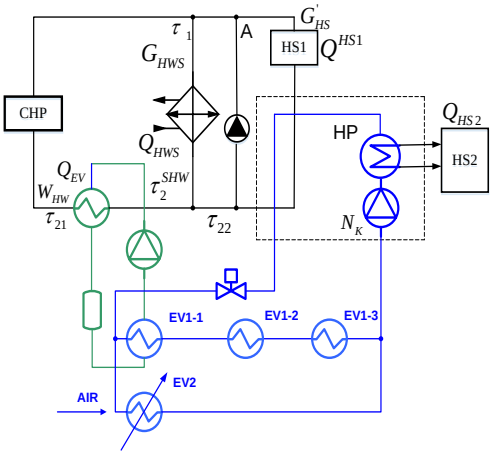


Рис.1. Схема теплоснабжения «ТЭЦ-ТН» с повышенным SCOP ТНУ.

Литература

[1] *A.A.Redko, A.M. Taradai, V.V. Chernokriluik., T.S. Esin* Kombinirovannie sistemi teplosnabjenia s vozobnovliaemimi istochnikami tepla. [Parameters of a Heat Supply System at a Lower Temperature Chart], Enegrosberejenie, energe-tika, energoaudit [Energy saving, energetics, energy audit]. 199(29)2014, p.42-46. http://eee.khpi.edu.ua/article/view/33556/30109 , accessed 19.02.2020

[2] *L.A. Ogurechnikov* Resursosberegaiuschaia kombinirovannaia sistema teplosnabjenia.

[Resources saving combined heat supply system]. https://vodapol.ru/Arts/Resursosberegayushaya_sistema.php , accessed 19.02.2020.

[3] R.A. Musabekov, Abilidinova S.K., Rasmuhametova A.S. Effektivnosti system centralizovannogo teplosnabjenia v usloviah sovmestnogo ispolizovania teolovih nasosov. [Efficiency of district heating systems under conditions of joint usage of heat pumps]. Vestnik AUES [Herald of AUEC] Almaty: AUEC, 2017.- №1(36). - p.5-19.

[4] *G.V.Nozdrenko* Komplexnii exergeticheskii analiz energoblokov TES s novimi technologiami [Comlex ezergetic analysis of CHP with new technologies] Novosibirsc, 2009.

[5] *A.A. Frantseva* Optimizatsionnie issledovania TETS s gazosetevimi podogrevateliami. [Optimization studies of thermal power plants with a gas network heater and freon thermotransformers]. Novosibirsk, 2015. https://нгту.рф/files/dissertations/dissertaciya_franceva_142916052027.pdf (accessed 21.03.2020).

[6] *P.A. Østergaard, A.N.Andersen* Booster heat pumps and central heat pumps in district heating. Applied Energy 184 (2016) 1374–1388.

[7] *H. Pieper, T. Ommen, B. Elmegaard, W.B.Markussen* Assessment of a combination of three heat sources for heat pumps to supply district heating. Energy 176 (2019) 156-170.

[8] *M.A.Sayegh, P.Jadwiszczak, B.P.Axcell, E.Niemierka, K.Brys, H.Jouhara* Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating. Energy & Buildings 166 (2018) 122–144.

[9] *A.V.Ovsiannik, I.I. Matsko, O.L. Rychter, S.O.Bobovich* Perspektivi primennenia teplonasosnih tehnologii d teplofikatsionnom kompexe goroda Gomelia [Prospects for the use of heat pump technologies in the heating complex of the city of Gomel]. https://elib.gstu.by/bitstream/handle/220612/10175/%D0%9E%D0%B2%D1%81%D1%8F%D0%BD%D0%BD%D0%B8%D0%BA%2C%20%D0%90.%20%D0%90.%20%D0%9F%D0%B5%D1%80%D1%81%D0%BF%D0%B5%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%B2%D1%8B...pdf?sequence=1&isAllowed=y (accessed 21.03.2020).

[10] *R.U. Rony, H.Yang, S. Krishnan, J.Song* Recent Advances in Transcritical CO2 (R744) Heat Pump System: A Review. Energies 2019, 12, 457; doi:10.3390/en12030457.

[11] *Ma Yitai, Liu Zhongyan, Tian Hua* A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. Energy. 55 (2013), p.156-172.

[12] *T.S. Ommen* (2015). *Heat Pumps in CHP Systems: High-efficiency Energy System Utilising Combined Heat and Power and Heat Pumps*. DTU Mechanical Engineering. DCAMM Special Report, No. S187.

[13] *P.A.Østergaard, A.N.Andersen* Economic feasibility of booster heat pumps in heat pump-based district heating systems. Energy 155(2018), 921-929.

[14] *T. Ommen, W.B. Markussen, B. Elmegaard* Heat pumps in combined heat and power systems, Energy 76 (2014) 989–1010. https://doi.org.1016/j.energy. 2014.09.016 .

[15] *N.V. Tatarinova, D.M. Suvorov, A.G. Shempelev* Approaches to building computational mathematical models based on the flow and power characteristics of cogeneration steam turbine stages and compartments. International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM 2017). St. Petersburg, Russia, 2017, pp. 1-6.

[16] *E.A.Groll, J.H. Kim* 2007. Review of recent advances toward transcritical CO2 cycle technology. *HVAC&R Research*, 13(3):499-520.

УДК 620.98

ЗАСТОСУВАННЯ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Волчок В.О., к.т.н., ст. викладач, Власов О.К., студент
Одеська національна академія харчових технологій

Система теплопостачання є необхідною умовою створення в приміщенні будь-якого призначення комфортного мікроклімату. Вона забезпечує опалення і подачу гарячої води і в залежності від виду джерела теплоти базується на техніко-економічних обґрунтуваннях. При проектуванні автономних систем теплопостачання житлових будинків слід враховувати заборону встановлення вбудованих котельних. Одним з ефективних способів вирішення проблеми є використання у якості джерела теплової енергії сонячного випромінювання. Ця ідея привела до створення пристроїв для перетворення сонячної енергії в теплоту і в електрику.

Серед відомих поновлюваних джерел енергії геліотермальний напрямок зазначив найбільшу динаміку зростання. Цей факт відзначається як в країнах ЄС, так і в Україні в рамках енергетичної стратегії розвитку [1]. На фоні зростання цін на традиційні джерела тепла і забруднення навколишнього середовища використання альтернативної енергії стає все більш актуальним.

Існує три основних способи перетворення сонячної енергії:

- безпосередньо в електроенергію;
- приведення в дію парових і газотурбінних установок;
- в низькопотенційну теплову енергію.

У першому способі пряме перетворення сонячного випромінювання в електричний струм відбувається за допомогою напівпровідникових фотоелементів - сонячних батарей. У другому - нагрівання теплоносія в сонячному колекторі до високої температури і використання пари, що утворилася, для обертання турбогенератора, який виробляє електроенергію.

Останній спосіб викликає найбільшу зацікавленість серед побутових споживачів в плані організації гарячого водопостачання приміщень і є найбільш перспективним для України за наявним потенціалом сонячної енергії.

Середньомісячний рівень надходження сонячної радіації в Україні досить високий. Наприклад, для Одеської, Миколаївської та Херсонської областей цей показник має найвищу величину 3,55 кВтг/м^2 в день [2]. На узбережжі Чорного і Азовського морів фіксується 2300-2400 годин на рік сонячного сяйва. Потік сонячного випромінювання на горизонтальну поверхню в літню пору року сягає 800-1000 Вт/м^2. Для південних областей України величина середньомісячної річної сонячної радіації становить 160-170 кВт, що відповідає інтенсивності випромінювання близько 440 Вт/м^2.

Виробництво електроенергії за допомогою сонячних напівпровідникових фотоелектричних батарей пов'язане з порівняно високою вартістю генерованої енергії. Придбання найбільш прийнятного сонячна колектора може окупитися протягом 11 років, чото перевищує гарантійний строк від виробника в 10 років. Цінова ефективність перетворення сонячної енергії в низькопотенційну теплову енергію вища за фотоелектричну.

Системи гарячого водопостачання на базі сонячних водонагрівальних установок відрізняються сферою застосування, конструкцією і кількістю використовуваних сонячних колекторів, способом циркуляції і видом теплоносія, способом подачі нагрітої води споживачеві.

За різними оцінками застосування енергоустановок на сонячній енергії для нагріву води дозволить знизити споживання електроенергії до 60% [2, 3]. Найбільш дешевим, простим і в

той же час малоефективним способом використання сонячної енергії є нагрів води в каналах плоского металевого колектора. Плоскі колектори більш ефективні в теплу пору року, проти в зимовий час їх ефективність значно зніжується за причини досить високих тепловтрат.

Більш дорогі пристрої з вакуумними скляними трубками коаксіальної конструкції дають можливість застосування у цілорічному режимі роботи в будь-яких кліматичних зонах. У коаксіальних вакуумних трубках прямого нагріву вода нагрівається при безпосередньому контакті з внутрішньою тепло-поглинаючої стінкою. За рахунок зменшення густини води переміщується у верхню частину колектора.

Кожна з систем може мати пасивну (природну) або активну (примусову) циркуляцію теплоносія. Застосування пасивної циркуляції теплоносія передбачає розташування бака-накопичувача води вище колектора, з якого нагрітий теплоносій піднімається вгору. Доцільно застосовувати таку систему при малій продуктивності по нагрітій воді.

Принцип роботи активної циркуляції полягає в застосуванні циркуляційного насосу для нагрітої води. При цьому можливе використання проміжного теплоносія. Посередником може служити теплоносій, нагрітий до температури 70-80 °С і циркулюючій по мідній трубці змійовика.

У якості теплоносія можливо використовувати воду чи антифриз. Це дозволяє довести температуру води, призначеної для гарячого водопостачання, до 60 °С. З метою виключити електрохімічну корозію металевого бака всередину поміщений магнієвий анод, який утворює більш активну гальванічну пару мідь – магній, ніж мідь – сталь.

Привабливість цих агрегатів полягає в можливості встановлення баку-акумулятора. При цьому нагрів може відбуватися з додатковим підключенням до електричної мережі або газової магістралі на випадок зниження температури нижче встановленої.

Конструкція баку-акумулятора не відрізняється складністю. Це цілий герметичний резервуар (не менше 100 л), всередині якого розташовано змійовик з мідної трубки. Зовні бак покритий теплоізоляційним шаром, що не дає воді в ємності швидко остигати. На той випадок, коли необхідно забезпечувати миттєву подачу гарячої води, бак оснащений патрубком для приєднання зворотної рециркуляційної лінії.

Конструктивні особливості коаксіальних вакуумних трубок мають додаткову перевагу перед іншими типами сонячних колекторів. Воно пов'язане з тим, що протягом дня велика частина сонячної енергії надходить при зміні кута нахилу сонячних променів і світлової активності. Завдяки своїй циліндричної формі трубки вловлюють розсіяне теплове випромінювання. Розташування вакуумних трубок дозволяє зменшити цей вплив зміни площі опромінюваної поверхні і підтримувати температуру нагрітої води не нижче комфортного рівня. У теплу пору року раціональним вирішенням є організація окремого теплового контуру, який використовується виключно для потреб гарячого водопостачання.

Аналіз можливих варіантів використання сонячної енергії для гарячого водопостачання свідчить про те, що це лише можливість зекономити паливні і електроресурси, а не повна альтернатива традиційним джерелам тепла. Від правильності вибору сонячної теплової системи залежить ефективна робота системи гарячого водопостачання приміщень. Використання сонячних колекторів забезпечує альтернативу традиційному нагрівання води для побутового споживання з використанням водонагрівача, потенційно знижуючи витрати енергії.

Інформаційні джерела

1. https://www.atmosfera.ua/ru/stati-geliosistemy/solar-insulation-ukraine/. Переглянуто: 07.09.2020.

2. Кравченко В. П., Кравченко Є. В., Бондар І. В. Інструментальне визначення інсоляції в районі м. Одеси. Енергетика: економіка, технології, екологія. - 2016. - №1. - С. 20–27.

3. Кувшинов Ю.Я., Самарин О.Д. Основы обеспечения микроклимата зданий : учеб. пос. Москва : Изд-во Ассоциации строительных вузов. - 2012. -197 с.

УДК 663.551.63:662.76+631.86

БУРЯКОВА ВІНАСА ЯК СИРОВИНА ДЛЯ ОТРИМАННЯ БІОГАЗУ ТА ДОБРИВ

Іванова Т.С.[1], к.б.н., наук. співроб., Кулічкова Г.І.[1], аспірантка, Сивак В.О.[2], студентка, Володько О.І.[1], пров. інж., Лукашевич К.М.[1], наук. співроб., Циганков С.П.[1], д.т.н., ст. наук. співроб.

[1] – Державна установа «Інститут харчової біотехнології та геноміки Національної академії наук України»

[2] – Навчально-науковий центр «Інститут біології та медицини» Київського національного університету імені Тараса Шевченка

Наразі існує значна проблема із відходом виробництва біоетанолу – буряковою вінасою, рідиною темного кольору з кислим pH та високим вмістом летких речовин з неприємним запахом. Вінаса утворюється як нижня фракція в дистиляційних колонах на спиртових заводах [1]. Стічні води вінаси скидаються на поля фільтрації, під які використовують родючі землі, що призводить до забруднення поверхневих водойм та повітря, погіршує якість життя населення та призводить до збитків у сфері туризму. В Україні у 2019 році було вироблено 50 тис. тон біоетанолу із бурякової меляси, при цьому утворилося більше півмільйна тонн забруднених органічними речовинами рідинних відходів – бурякової барди (вінаси).

Коли вінаса без попередньої обробки використовується для удобрення та зволоження рослин на полях, значно збільшується хімічне споживання кисню (ХПК) ґрунтових вод, а також відбувається забруднення іонами з вінаси водних ресурсів [2]. Водночас, дигестат після метанового ферментування має менший вміст ХПК, фенольних речовин і нітратів, але при цьому може бути джерелом калію, магнію, фосфору та застосовуватися на полях як добриво. Органічні добрива, що утворюються при метановому бродінні, забезпечують додатковий приріст врожайності в середньому на 20 % в порівнянні з незбродженим гноєм, це пояснюється мінералізуванням джерел азоту та фосфору, при цьому підвищується їх засвоєння рослинами [3]. Після метанового бродіння у біошламі також знижується здатність до проростання насіння бур'янів [4]. Важливим аспектом є те, що при метановому ферментуванні інтенсивно розкладаються речовини, які мають сильний запах, такі як леткі жирні кислоти та феноли. Крім того, біошлам після ферментування добре зберігається та позитивно впливає на утворення гумусу, завдяки чому в період тривалої засухи ґрунти довше зберігають вологу [4].

Анаеробне ферментування – одна з найперспективніших технологій очищення стічних вод етанолу, оскільки одержаний біогаз може використовуватися як джерело енергії на заводі з виробництва етанолу [5]. Біогаз – це форма відновлюваного палива та джерела енергії, горюча газова суміш, що утворюється при анаеробному ферментуванні біомаси бактеріями [6]. Вінаса містить органічні речовини такі як оцтова, молочна кислота, гліцерин, які легко розкладаються при анаеробному ферментуванні [7]. Поряд з цим, використання вінаси для метанової ферментації вимагає додавання ко-субстрату через низьке співвідношення C/N, невисокий вміст макро- і мікроелементів [8], а також через високий вміст солей калію, сульфатів та присутність фенольних компонентів [9]. Метою роботи було дослідження потенціалу бурякової вінаси для створення технології перероблення цих відходів виробництва біоетанолу в біогаз та добрива.

Бурякова вінаса була надана із ДП "Гайсінський спиртовий завод" (м. Гайсин, Вінницька обл.) та зберігалася у замороженому вигляді. Як ко-субстрат та джерело культур посівного матеріалу для анаеробного ферментування застосовували коров'ячий гній. Вологість сировини визначали висушуванням наважки 5 г при температурі 105 ºС у сушильній шафі до постійної маси [10, 11]. Зольність субстратів визначали шляхом спалювання наважки

2 г у муфельній печі при температурі 600-900 ºС до повного озолення із наступним визначенням кількості неспаленого залишку [10, 12]. Вміст органічних сухих речовин визначали за різницею вмісту сухих речовин та зольності. Достовірність відмінності показників різних субстратів у повторностях оцінювали за t-критерієм Стьюдента.

Органічні сухі речовини – це компонент біомаси, який зумовлює біогазовий потенціал при анаеробному ферментуванні. Відповідно до проведеного дослідження (див. рис.), середні показники вмісту органічних сухих речовин у коров'ячому гною були на 1,51 % менші, ніж у буряковій вінасі (10,96 ± 0,02 %) і статистично відрізнялися, $p < 0,05$. Наявність води є необхідною умовою для ферментування субстратів, в той же час якщо вміст сухих речовин субстрату є дуже низьким (4-7 %), то процес отримання біогазу може виявитися економічно не доцільним [13].

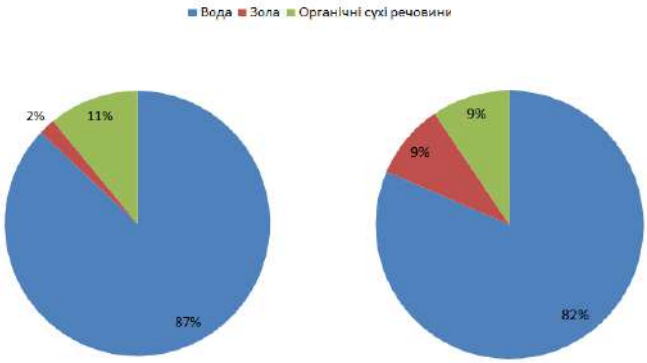


Рис. Усереднені показники вмісту вологості, зольності та органічних сухих речовин у буряковій вінасі (зліва) та у коров'ячому гною (справа)

Збалансований склад мінеральних речовин є одним із параметрів, що забезпечує стабільність процесу анаеробного ферментування, тому використовують взаємодоповнюючі ко-субстрати або додають підживлення у вигляді комплексу лімітувальних мікро- та макроелементів [14]. Іншим важливим параметром при ферментуванні є співвідношення Карбону до Нітрогену. Так як бурякова вінаса має значний вміст загального Нітрогену, що може може викликати інгібування метаноутворюючих бактерій, то для створення оптимального співвідношення Карбону до Нітрогену в сировині для виробництва біогазу додавали ко-субстрат, коров'ячий гній. Ферментування моносубстрату з коров'ячого гною – це тривалий процес, при якому вихід біогазу є невеликим [15]. В той же час, при ферментуванні бурякової вінаси з коров'ячим гноєм вихід біогазу збільшується у порівнянні з використанням одного з цих субстратів [15].

За попередніми даними, розрахованими для використання на підприємстві з виробництва біоетанолу, при вхідних компонентах бурякової вінаси 500 т/добу та ко-субстрату 30 т/добу вихід цільових продуктів складає 2 500 нм^3/добу біогазу та 510 т/добу дигестату. Біогаз може використовуватись на потреби заводу для отримання технологічної пари та електроенергії, а надлишок електроенергії – продаватися у електромережу. Таким чином, виробництво біогазу має потенціал для вирішення як енергетичних проблем, так і екологічних, оскільки залишки після процесу виробництва біогазу безпечні для навколишнього середовища і можуть використовуватися як добрива.

Інформаційні джерела

1. Reis C.E.R., Bento H.B.S., Alves Th.M., Carvalho A.K.F., Castro H.F. Vinasse treatment within the sugarcane-ethanol industry using ozone combined with anaerobic and aerobic microbial processes // Environments. – 2019. – Vol. 6. – doi: 10.3390/environments6010005

2. Moraes B.S., Junqueira T.L., Pavanello L.G., Cavalett O., Mantelatto P.E., Bonomi A., Zaiat M. Anaerobic digestion of vinasse from sugarcane biorefineries in Brazil from energy, environmental, and economic perspectives: Profit or expense? // Appl. Energy. – 2014. – Vol. 113. – P. 825–835.

3. Гелетуха Г.Г., Кобзарь С.Г. Современные технологии анаеробного сбраживания биомассы (Обзор) // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2002. – № 4. – С. 3-8.

4. Басок Б.И., Матвеев Ю.Б., Кужель Л.Н., Коломейко Д.А. Когенерационные технологии использования биогаза // Наукові праці. – 2009. – Вип. 98, Т. 111. – С. 7-12.

5. Sawatdeenarunat Ch, Wangnai Ch, Songkasiri W, Panichnumsin P, Saritpongteeraka K, Boonsawang P, et al. Biogas production from industrial effluents (p. 779-816) // Biomass, Biofuels, Biochemicals (ed. A. Pandey). – 2019. – Vol. Biofuels: Alternative feedstocks and conversion processes for the production of liquid and gaseous biofuels (ed. A. Pandey, Ch. Larroche, C.-G. Dussap, E. Gnansounou, S.K. Khanal, S. Ricke), 2nd edition. – Elsevier: Academic Press. – 886 p.

6. Abderezzak B, Khelidj B, Kellaci A, Tahar Abbes M. The smart use of biogas: Decision support tool. AASRI Procedia 2012; 2: 156-62.

7. Syaichurrozi B.I., Sumardiono S. Kinetic model of biogas yield production from vinasse at various initial pH: Comparison between modified Gompertz model and first order kinetic model // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2014. – Vol. 7, Iss. 13. – P. 2798-2805.

8. Moraes B.S., Triolo J.M., Lecona V.P., Zaiat M., Sommer S.G. Biogas production within the bioethanol production chain: Use of co-substrates for anaerobic digestion of sugar beet vinasse. Bioresource Technology 2015; 190: 227-34.

9. Gonzalez L.M.L., Reyes I.P., Romero O.R. Anaerobic co-digestion of sugarcane press mud with vinasse on methane yield // Waste Management. – 2017. – Vol. 68. – P. 139-145.

10. Нечаев А.П., Траубенберг С. Е., Кочеткова А.А. Пищевая химия. – СПб.: ГИОРД, 2007.- С. 119-120.

11. ГОСТ 29143-91 (ИСО 712-85) Зерно и зернопродукты. Определение влажности (рабочий контрольний метод). – [Введ. 1992-10-01]. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2004. – 7 с. – (Стандарти на методи контролю).

12. ДСТУ ISO 2171:2009 Зернові, бобові та продукти їх помелу. Визначення загальної золи методом озолювання. – [Введ. 2011-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 11 с. – (Стандарти на методи контролю).

13. Abbasi T., Tauseef S.M., Abbasi S.A. Biogas Energy. Springer Briefs in Environmental Science, Springer-Verlag, NY, 2012; pp. 169.

14. Nguyen D, Nitayavardhana S, Sawatdeenarunat Ch, Surendra KC, Khanal SK. In: Pandey A, Ed. Biogas production by anaerobic digestion: Status and perspectives. Biomass, Biofuels, Biochemicals, Academic Press, Elsevier 2019; 763-78.

15. Polishchuk V., Lobodko M., Bobyr M. Research of biogas methane fermentation of after alcohol bard // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2017. – Vol. 19, Iss. 3. – P. 57-64.

УДК 620.92

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТРАБОТАННЫХ УГОЛЬНЫХ ШАХТ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ «МАГНЕГАЗА»

Комарова-Ракова Я. О., Королев А.В.
Одесский национальный политехнический университет

Технология получения магнегаза была впервые представлена американским ученым Р. М. Сантилли. Идея получения магнегаза состоит в использовании графитовых стержней, формирующих электрическую дугу в воде [1]. В этих исследованиях, магнегаз получали на чистой воде [2]. На базе кафедры АЭС Одесского политехнического университета была создана экспериментальная установка по производству этого газа из водно-угольной смеси. Было показано, что получать магнегаз таким способом гораздо эффективней, чем на чистой воде, так выход газа увеличивается примерно в два раза. Результаты эксперимента представлены на рисунке 1 [3].

В Украине, на сегодняшний день, имеются отработанные угольные шахты, добыча угля в которых стандартными методами не целесообразна. Такие шахты затапливаются водой для предотвращения взрыва метана. Авторами было предложено получать магнегаз на отработанных угольных шахтах в ночное время, когда потребление электроэнергии наименьшее (см. рис. 2). Таким образом, можно решать вторую задачу - выравнивать графики нагрузок потребления. На данное предложение была подана заявка в патентное ведомство Украины.

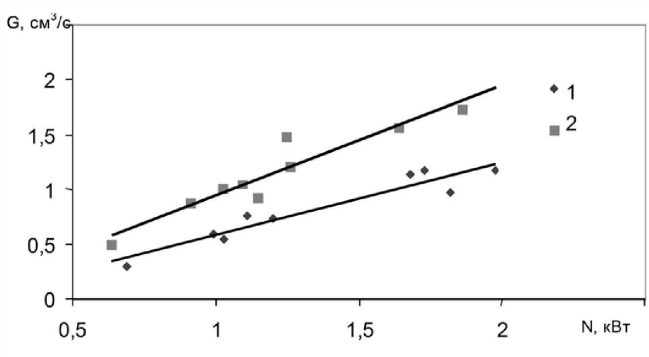


Рис. 1. Зависимость выхода магнегаза в чистой воде (1) и в водно-угольной смеси (2).

На рис. 2 показана реализация получения магнегаза в отработанных угольных шахтах. Насос (1) через трубопровод (2) подключен к гидранту (3), размывающего угольные пласты высокоскоростной струей воды. Графитовые электроды (4), служащих для образования электрической дуги, закрепленные в токопроводящем устройстве (5). Изменять расстояние между электродами позволяет устройство (6) и (7). Для предотвращения попадания в насос (1) угля устанавливается фильтр (8), так как устройство должно размещается под уровнем воды.

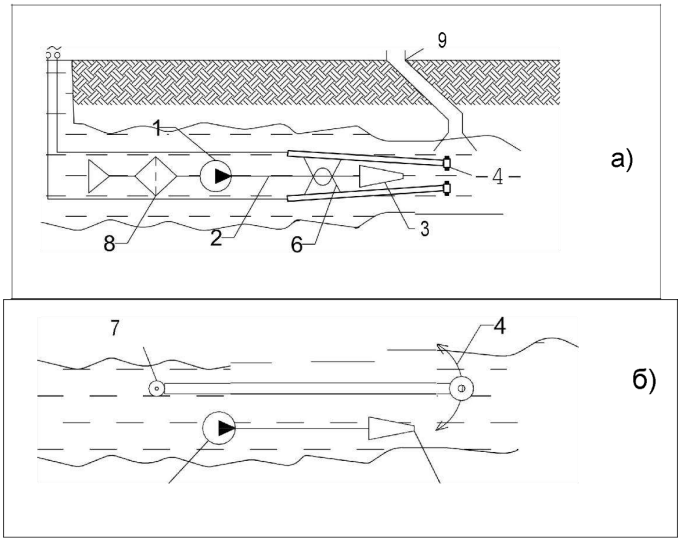


Рис 2. Принципиальная схема получения магнегаза в отработанных угольных шахтах

На электроды (4) подается электрический ток и между электродами возникает электрическая дуга, которая приводит расщепления воды, угольной суспензии и графитовых электродов на атомы, которые затем объединяются в «магнегаз» состоящий из CO и H_{22}. Затем «магнегаз» через специальную шахту собирается в газгольдер (9).

После того как газ будет собран в газгольдеры его можно сжигать на тепловых станциях в пиковых нагрузках или на газотурбинных установках. Так же этот газ может использоваться в качестве топлива для машин.

Список литературы

1. A study of the energy efficiency of hadronic reactor of molekular type [Электронный ресурс]/ R. M. Santilli and A. K. Aringazin, 2001. – Режим доступа: www.usemagnegas.com Structure and combustion of magnegases™ [Электронный ресурс]/ R. M. Santilli and

УДК 504.062.2

ЗМЕНШЕННЯ НЕГАТИВНОГО ВПЛИВУ НА ДОВКІЛЛЯ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ВІТРОДВИГУНА КОЛИВАЛЬНОГО РУХУ

Медвідь А. М. аспірант, Панченко В. О. канд. техн. наук
Сумський державний університет

Світовий попит на електричну енергію постійно підвищується. Збільшення виробництва електроенергії відбувається за рахунок підвищення ефективності вже існуючих електричних станцій та будівництво нових. На сьогоднішній день будуються електростанції, що використовують як традиційні, так і відновлювані джерела енергії. Це пов'язано з тим, що попит на електричну енергію перевищує її виробництво відновлюваними джерелами енергії. При цьому відновлювані джерела енергії активно розвиваються, збільшуючи свої потужності та ефективність. Це беззаперечно створює конкуренцію традиційним електростанціям. Одним з видів відновлюваної енергетики, що активно розвивається, є вітроенергетика. Використання енергії вітру можливе не тільки на території суші, а й частково в прибережних морських зонах, що розширює можливості з будівництва нових потужностей.

Одним з найбільш перспективних джерел для отримання електричної енергії є енергія вітру. Вітроенергетика розвивається досить швидко, збільшуючи свою потужність та ефективність. Але при цьому існує можливість максимально знизити негативний вплив виробництва на навколишнє середовище.

Зниження собівартості енергії, виробленої вітрогенераторами (див. рис. 1), є передумовою до пошуку нових методів перетворення енергії вітру в електричну та інші види енергії і проектування нових вітрогенераторів.

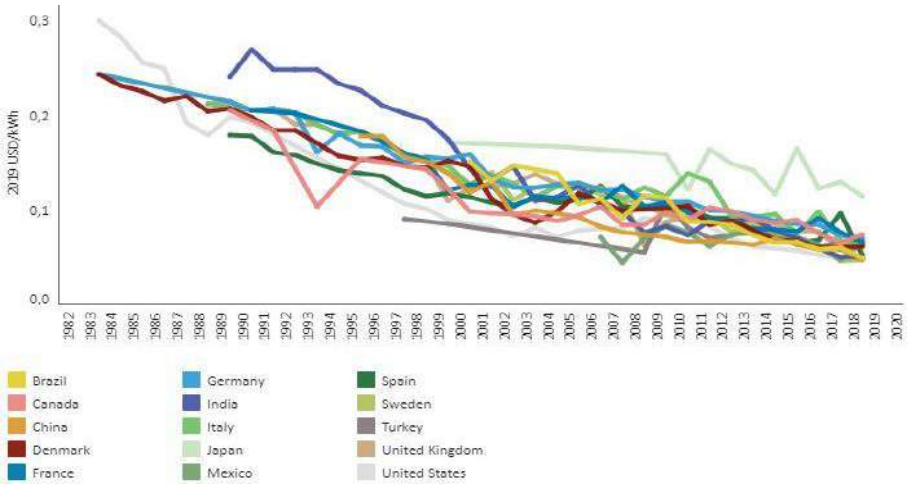


Рис. 1 – Вартість вітрової електроенергії у світі [1]

Рис. 1 показує, що вартість електроенергії, виробленої з відновлюваних джерел енергії, а саме з енергії вітру, з кожним роком знижується. Це пов'язано з будівництвом нових вітрових парків, підвищенням ефективності існуючих та розвитком новітніх технологій. Зокрема, використання новітніх матеріалів для виробництва лопаток робочих органів

вітродвигунів знижує їх вагу та спрощує монтаж. Розробка більш досконалих редукторів-генераторів дозволяє отримати максимальну потужність, а застосування мастильних матеріалів з покращеними властивостями підвищує інтервал між сервісними обслуговуваннями, та подовжує термін експлуатації вітрогенератора в цілому

2019 рік став рекордним для національного відновлюваного сектору. Відповідно до річних показників Україна приєдналась до світового «Гігаватного клубу» країн, встановлена потужність яких перевищує 1000 МВт. Також було введено в експлуатацію 637,1 МВт потужностей, таким чином сумарна потужність вітроенергетичного сектору України досягла 1170 МВт. Таким чином, за кількістю встановлених потужностей вітроенергетика є другою в країні серед відновлюваних джерел енергії [2].

Сучасна вітроенергетика базується на використанні вітрогенераторів двох основних видів – горизонтально-осьові пропелерні вітрогенератори з горизонтальною віссю обертання (рис. 2) та вертикально-осьові вітрогенератори з вертикальною віссю обертання (рис.3). Ротори останніх виконуються на зразок вертикально розташованих лопатей або в спеціальному виконанні – ротори Дар'є. Дані вітрогенератори найбільш розповсюджені, та є традиційними установками, що використовують підйомну силу крила для обертання робочого колеса. Розташування традиційних вітрових генераторів в Україні зосереджується на територіях з максимальною середньорічною швидкістю вітру. Вітрові парки експлуатують горизонтально – осьові вітрогенератори (рис.2).

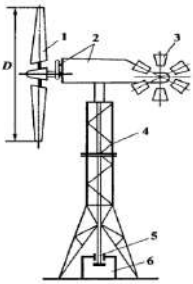


Рис. 2 – Вітрогенератор з горизонтальною віссю обертання

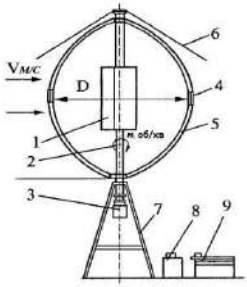


Рис. 3 – Вітрогенератор з вертикальною віссю обертання

Основою робочого процесу вітрогенераторів з горизонтальною віссю обертання є використання робочих коліс з лопатями, які приводяться в рух підйомною силою крила. На сьогодні вивчення теорії крила досягла майже 99%, що вказує на майже повністю досліджений робочий процес даних робочих коліс. Необхідною умовою ефективного використання вітрогенераторів з лопатевим робочим колесом є висока швидкість вітру а саме 12 – 15 м/с. Суттєвим недоліком горизонтально – осьових вітрогенераторів є їх орієнтація на набігаючий потік повітря, що ускладнює їх конструкцію.

Робочий процес вітрогенераторів з вертикальною віссю обертання також використовує під ємну силу крила. Але через особливості розташування робочого колеса відносно потоку повітря робочий процес є складним та досліджується й сьогодні. Дослідження робочого процесу проводилося у Сумському державному університеті [7, 8]. Отримані результати вказують на рівень ефективності, який майже не поступається горизонтально осьовим, було розроблено незамкнені типи профілю лопаті – «криловидний незамкнений», та створена гіпотеза для дослідження направляючого апарату. Їхньою перевагою є нижчі робочі швидкості

3 – 8 м/с. та постійна орієнтація на набігаючий потік повітря. При цьому вітродвигуни з вертикальною віссю обертання мають суттєвий недолік пов'язаний із самопуском, що впливає на складність та вартість конструкції.

Збільшення потужності вітрових двигунів досягається за рахунок збільшення їх геометричних параметрів, але при цьому максимально допустимі розміри їх обмежуються умовами міцності. Це вносить складнощі як у виробництво вітродвигунів, що потребує нового обладнання, та нових матеріалів, так і збільшує використання ресурсів на виробництво. Експлуатація таких установок вимагає особливих умов та запобіжних пристроїв для створення безпечних умов роботи вітрогенератора. Їх утилізація, в свою чергу, також має свої складнощі. Тоді як робочі частини підлягають переробці, то фундаменти, які були збудовані для їх встановлення, вітрогенераторів створюють перешкоди на місцевості, як при проектуванні нових вітрогенераторів, так при їхньому знесенні в цілому.

Розглянувши основні переваги та недоліки традиційних вітродвигунів, можемо зазначити, що енергія низьких швидкостей повітря (1 – 8 м/с) майже не використовується, оскільки за таких умов знижується ефективність роботи традиційних вітрогенераторів, отже, їх будівництво є економічно необґрунтованим. Тому існує перспектива розробки нового механізму перетворення енергії низьких швидкостей повітря. Новий механізм повинен мати якнайменше рухомих частин, що дасть змогу мінімізувати затрати на експлуатацію та ремонт установки.

Рис. 4 – Середньорічна швидкість вітру [2]

На більшості території України швидкість вітру є недостатньою для будівництва вітрових парків (див. рис. 4). Але за наявності корисної енергії вітру є потреба в розробці механізму, який буде перетворювати енергію малих швидкостей повітря в електричну; а також буде ефективно використовуватись в різних місцевостях, матиме максимально просту конструктивну схему та може бути встановлений без використання дорогих фундаментів.

В світі вже ведуться роботи по створенню таких вітрогенераторів. Аналізуючи новітні розробки, можемо відзначити іспанських вчених, інженери компанії WortexBladeless на чолі з

DavidVillarreal, які запропонували перетворювати коливання удобообтічних тіл в потоці повітря, в електричну енергію [6]. Коливання тіла в потоці повітря викликані утворенням та відривом вихорів, що супроводжується нерівномірним розподілом тиску по поверхні циліндра, відривом пограничного шару та утворенням доріжки Кармана [3]. Конструкція складається з циліндра, закріпленого на пружному стержні, який затиснутий в основі, та коливаючись, спонукає до переміщення генератора, який перетворює енергію коливань в електричну енергію. При використанні п'єзоелектричних перетворювачів [4] вартість генератора є занадто великою та нерентабельною, використання генераторів запропонованих компанією WortexBladeless ускладнює виробництво та підвищує вартість генератора [5]. Для підвищення ефективності генератора, запропоновано використовувати спеціальний пристрій який підвищує частоту коливань циліндра. Пристрій складається з магнітів набраних у дві пари кілець, для максимальної ефективності складених особливим чином, одною полярністю один до одного для максимальної відштовхувальної дії. Цей пристрій збільшує використання магнітів, та створює хаотичну траєкторію руху, що негативно впливає на перетворення енергії. Недоліком є складний та надто дорогий механізм перетворення енергії та використання пружних елементів на основі гумових складових, інформація щодо використання за умов зміни клімату поки що неприведена. Скоріш за все різкі перепади температури навколишнього середовища призведуть до використання гумових виробів вищого класу, що в свою чергу підвищить собівартість. Тому даний тип вітродвигуна потребує вдосконалення, даного принципу перетворення енергії для використання відомих генераторів, чи перетворювачів енергії.

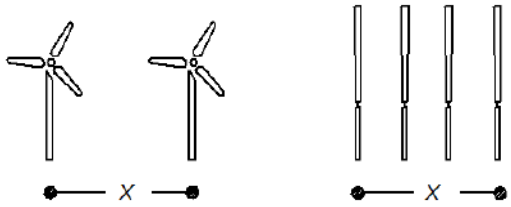


Рис. 5 – Взаємне розташування лопатевих вітрогенераторів та вітрогенераторів коливального руху.

Перевагою даного вітряка є його постійна орієнтованість на набігаючий потік повітря та низькі робочі швидкості повітря. Зменшення рухомих частин тертя підвищує його надійність. Однією з головних переваг вітродвигуна коливального руху є його взаємне розташування, що дозволяє їх встановлювати ближче один до одного ніж лопатеві. Дослідження тандемом розташованих циліндрів [9] вказують, що утворення вихорів можливе, тобто місце для встановлення вітрогенераторів коливального руху ще може бути зменшеним. Для підтвердження використання тандемом розташованих циліндрів необхідно більш детально дослідити їх обтікання та вплив зміни напрямку потоку повітря на картину обтікання Лопатеві вітрогенератори потребують більшої території для розташування, що обумовлено робочим процесом, який унеможливлює встановлення одного генератора за іншим, так як енергія вітру зменшується, турбулентність за робочим колесом максимальна, то сусідній генератор не працюватиме. Також однією з умов розташування є геометричні розміри, при яких вітрогенератор повинен повернутися на набігаючий потік повітря та не зачепити сусідній. Це все зменшує використання корисної енергії вітру.

При зменшенні швидкості вітру нижче від робочої зменшується ефективність вітрогенератора обертального руху. Збільшення швидкості повітря понад норму супроводжується значним лобовим опором усього вітряка, та підвищенням обертів робочого

колеса, що потребує гальмівних механізмів. На вітрогенератор коливального руху впливає тільки зростання швидкості повітря, в результаті чого настає його зупинка, вихроутворення переходить у турбулентний слід, та на поверхню циліндра діє тільки сила лобового опору. Таким чином відбувається саморегулювання коливаннь циліндра.

Метою розробки нового вітродвигуна коливального руху є використання вітрових потоків низьких швидкостей. За основу необхідно прийняти мінімальні затрати на виробництво, максимально спростити механізм перетворення енергії коливань в електричну енергію. Це приведе до скорочення виробничих циклів, максимально уніфікує робочі органи з масовим виробництвом, знизить витрати ресурсів та знизить до мінімуму сервісне обслуговування вітрогенератора.

Необхідно максимально близько підійти до проектування перетворення енергії таким чином, щоб це дало змогу використовувати існуючі види генераторів. Необхідно максимально наблизитись до використання роторних генераторів, які на сьогоднішній день є максимально дослідженими та розповсюдженими. Створення умов для утворення максимально ефективної траєкторії руху циліндра, наблизить до використання «кривошипно шатунної групи» для перетворення коливального руху в обертальний. Можливе також використання лінійного генератора, який буде перетворювати коливальний рух у зворотно поступальний. Для максимального переміщення штока генератора необхідно створити траєкторію руху з максимальною амплітудою. Використання траєкторії руху робочого органу коливального вітрогенератора з максимальною амплітудою є передумовою для створення високоефективного пристрою з перетворення енергії коливань в енергію рідини чи стисненого повітря.

Однією з важливих умов експлуатації такого вітрогенератора є мінімальний вплив на довкілля. Цього можна досягти завдяки максимальну спрощенню кріплення вітрогенератора до земної поверхні а саме мінімізувати розміри фундаменту. Крім того використання вітродвигуна коливального руху потребує меншої площі земельної ділянки, яка відводиться для його встановлення. При цьому сторонній шум від коливань циліндра мінімальний, не шкодить тваринам та завдяки своїм розмірам не заважає польотам птахів.

Таким чином можна зробити висновок, що створення нової високоефективної конструкції вітрового двигуна з робочим органом коливального руху є шляхом підвищення використання відновлюваної енергії вітру та зменшення негативного впливу на екологію.

Список літератури

1. The International Renewable Energy Agency (IRENA) https://www.irena.org/ [Електронний ресурс]
2. Ж: «Вітроенергетичний сектор України 2019» УВЕА лютий 2020 режим доступу: http://uwea.com.ua/ru/ [Електронний ресурс]
3. Tech startup «Vortex Bladeless» https://vortexbladeless.com/[Електронний ресурс]:
4. Патент WO 2014/135551A1 world intellectual property organization «ELECTRICAL ENERGY GENERATOR AND METHOD FOR GENERATING ELECTRICAL ENERGY»YANEZ VILLARREAL, David Jesus. Applicant: DEUTECNO, S.L. [ES/ES]; Pont de Molins, 21, Esq. Izq. 3° D, E-28038 Madrid (ES), International Application number: PTC/EP2014/054194.
5. Патент US 2017 / 0284365 A1 United States «Electrical power generator and an electrical power generation method» David Jesus, Applicant: Vortex bladeless, S. L., Madrid (ES), International Application number: 15/506,650
6. Патент US 2013/0119826A1 United States «Vortex resonance windturbine» David Jesus,), International Application number: 31/811,788
7. Волков М.І. Аеродинаміка ортогональних вітродвигунів. Навчальний посібник. – Суми: ВВП «Мрія-1» ЛТД, 1996. – 120с.

8. Липовий В. М. «Підвищення енергетичних показників ортогональних вітродвигунів для використання вітрових потоків малої потужності»: канд. техн. наук: 05.05.17 Липовий Віталій Миколайович. – С., 2015. - 130с.
9. «Альбом течений жидкости и газа» М. Ван-Дайк. Издательство «Мир». 1986.
2. A. K. Aringazin, 2001. – Режим доступа: www.usemagnegas.com
3. Комарова-Ракова Я.О. Исследования возможности получения «магнегаза» из водно-угольной смеси/ Королёв А. В., Комарова-Ракова Я.О. // Ядерна енергетика та довкілля №2 (8), 2016 – с. 64-66.

УДК 621.311.245

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ВЕТРОВЫХ ПОТОКОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Бошков Л.З., к.т.н., доцент, Филипенко А.А., аспирант
Одесская национальная академия пищевых технологий

Энергия ветра — это косвенная форма солнечной энергии, являющаяся следствием разности температур в атмосфере земли. Специалисты уверены, что ветряные турбины скоро будут усовершенствованы и станут эффективными. Ветер является необычным энергоносителем, неистощимым, но который имеет множество сложных и слабо предсказуемых физических параметров для каждого отдельно взятого географического места. Ветроэнергетическая техника в сравнении с другими источниками энергии обладает очевидными преимуществами. Среди них: отсутствие затрат на добычу и транспортировку топлива; низкие удельные трудозатраты на сооружение ветроэнергетических установок (ВЭУ) – эти затраты на порядок меньше, чем для тепловых и атомных станций, широкий технологический диапазон прямого использования энергии ВЭУ (в частности, автономность и работа в централизованных сетях, совместимость с другими источниками энергии); короткие сроки ввода мощностей в эксплуатацию; отсутствие вредного воздействия на окружающую среду (в этом отношении ветротехника уступает лишь гелиосистемам). В качестве главного экологического недостатка отмечают генерацию ветроэлектростанциями инфразвукового шума, вызывающего постоянное угнетенное состояние, чувство дискомфорта и беспокойства. Территории, где размещаются ветроэлектростанции, оказываются малопригодными для проживания [1, 2].

Кинетическая энергия, переносимая потоком ветра в единицу времени через площадь в 1 м 2 (удельная мощность потока), пропорциональна кубу скорости ветра. Ветровое колесо, размещенное в свободном потоке воздуха, может в лучшем случае теоретически преобразовать в мощность на его валу 16/27=0,59 (критерий Бетца) мощности потока воздуха, проходящего через площадь сечения, обметаемого ветровым колесом. В действительности КПД ниже и достигает для лучших ветровых колес примерно 0,45. Это означает, например, что ветровое колесо с длиной лопасти 10 м при скорости ветра 10 м/с может иметь мощность на валу в лучшем случае 85 кВт. Ветер дует почти всегда неравномерно. Значит, и, генератор будет работать неравномерно, отдавая то большую, то меньшую мощность, ток будет вырабатываться переменной частотой, а то и полностью прекратится, и притом, возможно, как раз тогда, когда потребность в нем будет наибольшей. В итоге любой ветроагрегат работает на максимальной мощности либо малую часть времени, а в остальное время он либо работает на пониженной мощности, либо просто стоит.

В большинстве регионов Украины среднегодовая скорость ветра не превышает 5 м/с[1, 3], в связи с чем привычные ветрогенераторы с горизонтальной осью вращения практически не применимы — их стартовая скорость начинается с 3-6 м/с, и получить от их работы

существенное количество энергии не удастся. Однако на сегодняшний день все больше производителей ветрогенераторов предлагают т. н. роторные установки, или ветрогенераторы с вертикальной осью вращения. Принципиальное отличие состоит в том, что вертикальному генератору достаточно 1 м/с чтобы начать вырабатывать электричество. Развитие этого направления снимает ограничения по использованию энергии ветра в целях электроснабжения. Наиболее прогрессивная технология — сочетание в одном устройстве генераторов двух видов — вертикального ветрогенератора и солнечных батарей. Дополняя друг друга, совместно они гарантируют производство достаточного количества электроэнергии на любых территориях и в любых климатических условиях.

Ветроэнергетика является нерегулируемым источником энергии. Выработка ветроэлектростанции зависит от силы ветра — фактора, отличающегося большим непостоянством. Соответственно, выдача электроэнергии с ветрогенератора в энергосистему отличается большой неравномерностью как в суточном, так и в недельном, месячном, годовом и многолетнем разрезах. Учитывая, что энергосистема сама имеет неоднородности нагрузки (пики и провалы энергопотребления), регулировать которые ветроэнергетика, естественно, не может, введение значительной доли ветроэнергетики в энергосистему способствует её дестабилизации. Данная особенность ветроэнергетики существенно удорожает получаемую от них электроэнергию. Энергосистемы с большой неохотой подключают ветрогенераторы к энергосетям.

Изменения скоростей ветра, а соответственно и колебания энергии ветра, по величине и по времени обусловливают применение в практике как буферных, так и ёмкостных аккумуляторов энергии. Буферные аккумуляторы способны запасать и отдавать потребителю накопленную энергию в короткие промежутки времени, исчисляемые секундами, минутами и до одного часа. Емкостные аккумуляторы способны запасать и отдавать потребителю накопленную энергию в течение продолжительного времени – от 1 до нескольких часов. По принципу действия применяемые в ветротехнике аккумуляторы можно подразделить на следующие типы: механические, электрические, гидравлические, тепловые, пневматические и водородные. Механические аккумуляторы запасают избыток энергии и отдают при её недостатке с помощью механизмов, как-то: маховика, пружины, подъёмника и т. д. Эти механизмы отдают накопленную энергию рабочей машине либо сейчас же, как маховик, либо в определённые моменты времени, как пружина. Как только скорость ветра снижается, снижаются обороты ветродвигателя, диск продолжает вращаться с теми оборотами, которые он развил к этому моменту, и муфтой вращает генератор уже за счёт той энергии, которую он накопил в момент возрастания скорости ветра. Таким образом, генератор работает непосредственно от ветродвигателя, или от инерционного аккумулятора. Частота переключений муфты зависит от длительности порывов ветра. В результате ветроустановка выдаёт до некоторой степени ровную энергию, несмотря на пульсирующий характер ветра. Это и есть тип буферного инерционного аккумулятора. Основным недостатком инерционных аккумуляторов является потеря на трение воздуха. Что же касается потерь на трение в подшипниках, то, при хорошем их выполнении и правильной смазке, эти потери представляют очень малый процент от потерь на трение воздуха. С целью снижения потерь на трение воздуха, заключают вращающийся диск в герметически закрывающийся кожух, в котором делается некоторое разрежение.

К механическим аккумуляторам относятся также упругие аккумуляторы, в которых для запасания энергии используются упругие свойства тел. Примером простейшего буферного аккумулятора являются резиновые амортизаторы, применяемые в авиации для шасси самолётов. Электрические аккумуляторы – устройства, позволяющие накоплять и сохранять электрическую энергию в виде постоянного тока для расходования её по графику потребления. Элемент электрического аккумулятора состоит из сосуда, наполненного разведённой серной кислотой, и опущенных в него электродов – свинцовых пластинок.

Число ампер-часов, которое аккумулятор может отдавать в сеть, называют ёмкостью аккумулятора. Ёмкость зависит от числа и размеров пластин каждого элемента и от силы

разрядного тока при одинаковых размерах пластин. Опыт показывает, что чем медленнее происходит разрядка, тем ёмкость аккумулятора оказывается больше, т. е. тем большее число ампер-часов может он развить, пока напряжение каждого элемента не упадёт с 2.05 до 1,8 вольт. Например, если аккумуляторная батарея способна при разрядке давать 70 ампер в течение 3 часов, то она обладает при этом ёмкостью в 210 ампер-часов. При силе тока этой же батареи только в 28 ампер, для её разрядки потребуется не 3, а 10 часов, т. е. её ёмкость при этих условиях возрастает до 28x10=280 ампер-часов. Коэффициентом полезного действия аккумулятора называют отношение работы, получаемой при полной разрядке, к работе, затраченной при заряде. Величина этого коэффициента колеблется в пределах от 70 до 80%. Электрические аккумуляторы работают только на постоянном токе. Поэтому в сетях переменного тока перед зарядкой переменный ток преобразовывают в постоянный, а при разрядке постоянный ток аккумулятора трансформируется в переменный ток сети. Такая двойная трансформация снижает коэффициент полезного действия аккумуляторной батареи и увеличивает капитальные затраты установки. Гидроаккумулятор представляет силовую установку, где энергия ветра или другая какая-либо энергия преобразуется в потенциальную энергию в виде поднятой на некоторую высоту воды, которая при своём обратном падении может совершать работу. Например, ветродвигатель расположен в наиболее высокой точке, в открытом для ветра месте и работает на генератор. Получаемый от ветроэлектроустановки электрический ток, приводит в движение электродвигатель с центробежным насосом, подающим воду по трубопроводу в напорный бассейн. При отсутствии ветра вода по этому же трубопроводу поступает в турбину, которая приводит в движение генератор. Наиболее серьёзным сооружением гидроаккумуляторной установки является напорный бассейн для запаса воды.

Водородный аккумулятор. Большой интерес для практического использования представляет водородный способ аккумулирования. Российский ученый Г. А. Уфимцев в 1918 г. предложил аккумулировать энергию ветра путём электрического разложения воды па кислород и водород. Кислород идёт для промышленных целей, а водород для сжигания в двигателе внутреннего сгорания. Так как водород можно запасать в баллонах, то представляется возможность аккумулировать энергию в виде горючего водорода, который, по мере необходимости, должен быть израсходован на работу теплового двигателя. Самый распространенный в настоящее время метод электролиза воды основан на реакции: электроэнергия + $2H_2O \rightarrow 2H_2 + O_2$. Электролиз может осуществляться в жидкой фазе при низкой температуре. Работают установки низкотемпературного электролиза воды мощностью до 3 МВт. Электролитические ванны оборудованы никелевыми электродами, в воду добавляются соли калия. КПД процесса электролиза достигает 85%. Для широкого распространения производства водорода электролизом необходима дешевая электроэнергия, которую можно получать от нетрадиционных источников, а также с ТЭС и АЭС в часы провала нагрузки. Водород является оптимальным сырьем для топливных элементов, в которых электрический ток генерируется из химической энергии потребляемых компонентов, минуя тепловую энергию. Прямое преобразование химической энергии в электрическую происходит в топливных элементах без потерь, связанных с необходимостью отдавать часть подведенной теплоты в окружающую среду по второму закону термодинамики, поэтому топливные элементы имеют высокий КПД. При их работе практически не загрязняется окружающая среда. По принципу действия работа топливного элемента противоположна электролизу воды.

Электричество является чрезвычайно универсальной формой энергии, но имеет один большой недостаток: аккумуляторные батареи могут сохранять большое количество энергии, но это занимает несколько часов для их зарядки. Конденсаторы, с другой стороны, заряжаются почти мгновенно, но могут хранить небольшое количество энергии. В нашем электроприводном будущем, когда будет нужно аккумулировать и быстро расходовать большое количество электроэнергии, вполне вероятно, мы обратимся к суперконденсаторам, которые сочетают в себе лучшее от обычных батарей и конденсаторов.

Информационные источники

1. Безруких П.П. Ветроэнергетика: справ. и метод. пособ.: / П.П. Безруких. – М.: ИД ЭНЕРГИЯ, 2010. – 320 с.

2. N. Neuberger, E. Nolle, Г. Пивняк, А. Бешта. Состояние и перспективы развития ветроэнергетики. Материалы XVIII международной конференции „Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика” 09.2011, Одесса, Украина.

3. Oleksii B. Ivanov, Fedir P. Shkrabets, Jan Zawilak. Electrical generators driven by renewable energy systems. Wroclaw University of Technology,Wroclaw – 2011. – 169 p.

УДК 662.99

ВОЗДУШНАЯ КОМПРЕССОРНАЯ ТЕПЛОВАЯ УСТАНОВКА (ВКТУ)

Хлебников И., Одесса

В статье «Передовые климатические технологии: ваш друг тепловой насос GENERAL», на сайте: http://zoom.cnews.ru/publication/item/31881, сообщается о том, что, ещё в 1852 году, лордом Кельвином (Томсоном) был создан опытный образец одноцилиндровой поршневой установки, — «Умножитель тепла», с использованием в качестве рабочего тела атмосферного воздуха. Именно на его основе предлагается новое техническое решение -

«Патент на изобретение №117063, Воздушная Компрессорная Тепловая Установка». Зарегистрировано в Государственном реестре патентов Украины на изобретения 11.06.2018 года. Изобретатели: Карташев Богдан Валерьевич (UA), Хлебников Игорь Константинович (UA), Чижик Олег Анатольевич (UA). Но в те далёкие времена, изобретатели теплового насоса решили заменить однофазное рабочее тело, — «бесплатный» атмосферный воздух, «Умножителя тепла Кельвина» на двухфазное рабочее тело — дорогой, промышленного изготовления хладагент, работающий только в жидком и газообразном состоянии. Тем самым, новые изобретатели угробили «Теплохолодильник» — «Умножитель тепла Кельвина», сконструировав «Холодильник наоборот», назвав его «Тепловым насосом», который существует до настоящего времени, как довольно -таки дорогостоящее устройство с небольшим энергетическим коэффициентом эффективности COP = 3-5. А ведь предложенная Кельвиным в 1852 году система отопления (с применением в качестве рабочего тела экологически безопасного атмосферного воздуха, возвращаемого обратно в атмосферу, после его отработки в тепловой установке), способна была давать 97 % тепловой энергии, используя только 3 % процента от энергии топлива (по словам Кельвина), затрачиваемого для отопления помещений.

То есть, «Умножитель тепла Кельвина» имел коэффициент энергетической эффективности COP=30. Чтобы «не пугать» специалистов, продавцов и покупателей современных тепловых насосов, в Патенте ВКТУ указан COP=10, то есть с троекратным запасом надёжности атмосферного воздуха для нагрева воды. Если для ВКТУ использовать расчётное количество горячего воздуха без запаса, то у ВКТУ коэффициент COP =30. То есть энергетическая эффективность ВКТУ равна «Умножителю тепла Кельвина», — у обоих устройств COP=30. Таким образом, опытный образец ВКТУ можно сказать существовал уже в 1852 году.

Расчёт параметров ВКТУ следует начинать с определения величины внутреннего диаметра ($Д_{вмп}$) медного патрубка теплообменника с горячим воздухом, путём совместного решения уравнения количества теплоёмкостной ($Q_{те}$) теплоты Джозефа Блэка и уравнения количества теплопроводной ($Q_{тп}$) теплоты Жана Фурье.

$Q_{те} = 0{,}0002777*C*M_c*(T2-T1)*T_c$ (1)

$Q_{те} = 0{,}0002777*4187*0{,}239*(74-10) = 64000$ Вт час

0,0002777 — коэффициент соотношения мер энергии, для перевода Дж в Вт*час;

С = 4187 Дж/кг Ц — удельная теплоёмкость воды;

$M_c = 0{,}239$ кг = (860 кг: 3600сек) — секундная масса нагретой воды;

$T_c = 3600$ сек — время нагрева проточной воды;

Т1 = 10Ц — температура Цельсия исходной воды для нагрева;

Т2 = 74Ц — расчётная температура нагретой воды в теплообменнике.

Принимаем, что количество явной теплоты ($Q_{те}$) воды, нагреваемой в кожухе теплообменника (это патрубок, внутри которого концентрический расположен медный патрубок с горячим воздухом), равно количеству теплопроводной теплоты ($Q_{тп}$) горячего воздуха в медном патрубке:

$(Q_{те}) = (Q_{тп}) = 64000$ Вт*час (2)

$Q_{тп} = K_т*S_{мп}$ (Т3-Т2) $T_c/L_{смп}$ Вт*час (3)

На основании формул (2), (3) площадь теплопроводной поверхности стенки ($S_{мп}$) медного патрубка равна

$S_{мп} = Q_{тп}*L_{смп}*K_т/(T3 - T2)*T_c$ (4)

$S_{мп}$ == 64000*0,002/(75 - 74)*3600 = 0,09 м. кв

$Q_{тп} = 64000$ Вт*час — количество теплопроводной теплоты для нагрева исходной воды;

$L_{смп} = 0{,}002$ м — толщина теплопроводной стенки медного патрубка;

Т3 = 75Ц — температура горячего воздуха на внутренней поверхности стенки медного патрубка;

Т2 = 74Ц — температура горячей воды на внешней поверхности стенки медного.

На основании формулы (4), длина стороны квадрата теплопроводной площади медного патрубка равна

$L_{дс} = S_{мп}$*в ст. 0,5 (5)

$L_{дс}$= 0,09*в ст. 0,5 = 0,3 м

На основании формул (4), (5) площадь квадрата теплопроводной поверхности медного патрубка равна

$S_{мп} = L_{дс}$*в ст.2 = $L_{дл}*L_{вс}$ (6)

где,

$L_{дл} = 0{,}3$ — длина стороны квадрата теплопроводной поверхности;

$L_{вс} = 0{,}3$ — высота стороны квадрата теплопроводной поверхности.

Sмп = 0,3*0,3= 0,09 $м^2$

Только синтез уравнений Блэка и Фурье помогает найти величину главного параметра ВКТУ — площадь тепловой поверхности ($S_{мп}$), на основе которой вычисляются (фактически диктуются) все остальные параметры тепловой установки. Площадь ($S_{мп}$) медного патрубка, в виде плоской поверхности размером $L_{дл}$ $L_{вс}$ = 0,3м*0,3м, спосрбна обеспечить нагрев исходной воды массой) 0,239 кг за 1 сек до температуры 74 градуса Цельсия. Для этого, (в чем весь секрет) надо только превратить плоскую поверхность в цилиндрическую поверхность, и тогда простейшее уравнение Шези определит необходимую производительность воздушного компрессора.

В нашем случае, расчётная производительность принята с двукратным запасом. Скорость горячего воздуха, в медном патрубке диаметром $Д_{мп} = 0{,}1$м, стала равной 0,6м/сек, что делает коэффициент энергетической эффективности ВКТУ равным COP=24, при мощности компрессора и гидравлического насоса равной 2,2 кВт+0,4 кВт= 2,6 кВт и количестве тепловой энергии — 64 кВт час. (В патенте ВКТУ запас производительности компрессора был принят троекратным — 459 л/мин воздуха, скорость его потока — 1 м/сек, в медном патрубке, внутренний диаметр которого 0,1 м и длина 1,0 м.

Затраченная мощность ВКТУ = 6,6кВт, количество тепловой энергии — 64 кВт час. Коэффициент энергетической эффективности COP=10).

В 2018 году предполагалось использовать компрессор REMEZA СБ/4С — 100.OLD 15Т

Страна производитель — Белоруссия, официальный представитель завода REMEZA в Украине,

г. Белая Церковь — ул. Товарная, 26. ООО Фирма «ЛЕТИСС»

Основные технические характеристики:

1. Производительность — 300 л/мин
2. Давление — 8 бар
3. Мощность двигателя — 1,1 + 1,1 кВт (тандемное исполнение — на одном ресивере, расположены два поршневых блока
4. Количество оборотов — 1500 об/мин
5. Уровень шума — 71 Дб
6. Масса — 87 кг.

Теплообменный аппарат ВКТУ выполнен по принципу проточного кожухотрубного теплообменника «труба в трубе».

Кожуховый внешний патрубок 4, предназначен для потока исходной атмосферной воды от гидравлического насоса 5;

Внутри патрубка 4. концентрически размещён медный патрубок 3, который предназначен для потока горячего воздуха от компрессора 2, вход которого соединён, с всасывающим атмосферный воздух, с воздуховодом 1. В свою очередь, водопроводный кожуховый патрубок размещён внутри воздухопроводного патрубка 6, вход которого соединён с медным патрубком 3, для подачи горячего воздуха, и предназначен для обдува отработанным горячим воздухом поверхности внешней стенки кожухового водопроводного патрубка 4. Выход патрубка 6 соединён с воздушным патрубком 7, соединённым со сбросным воздуховодом 8, для выпуска в атмосферу отработанного в установке воздуха. Кроме того, вход гидравлического насоса 5 соединён, с помощью трубопровода 12, с напорным водопроводным патрубком 4, снабжённым соединительным патрубком 10 для выпуска горячей воды в бойлер 9. (рис.1).

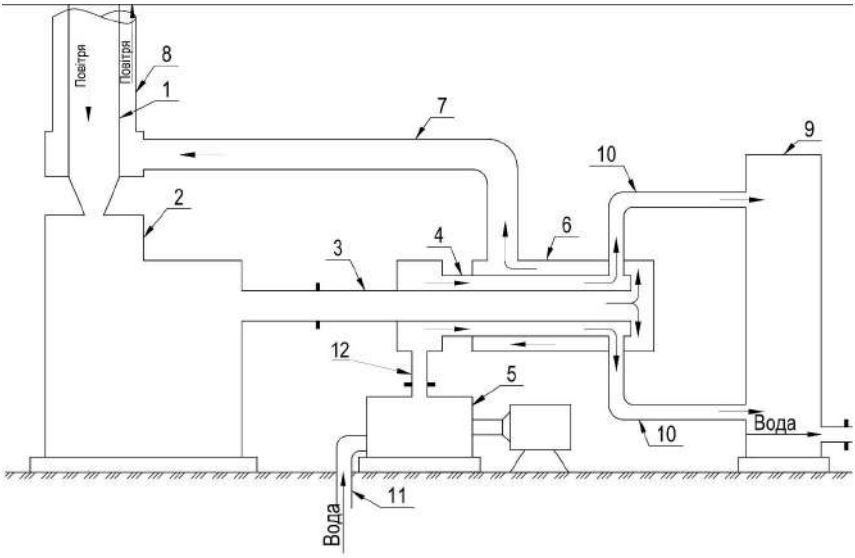


Рис. 1 – Воздушная компрессорная тепловая установка (ВКТУ)

Информационные источники

1. ПАТЕНТ на винахід № 117063 ПОВІТРЯНА КОМПРЕСОРНА ТЕПЛОВА УСТАНОВКА. Видано віповідно до Закону України «Про охорону прав на винаходи і корисні моделі».Зареэстровано в Державному реэстрі патентів України на винаходи 11.06.2018.

УДК 663.551.63:662.7

БУРЯКОВА ВІНАСА ЯК ДЖЕРЕЛО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИРОБНИЦТВА БІОЕТАНОЛУ

Циганков С.П., д.т.н., ст. наук. співроб., Іванова Т.С., к.б.н.
Державна установа «Інститут харчової біотехнології та геноміки Національної академії наук України»

Наразі в Україні працюють 6 заводів, які виробляють близько 50 тис. т біоетанолу на рік, в основному з цукрової меляси. Згідно прийнятих в Законах України положень про заміну викопних енергоносіїв на відновлювані, річна потреба в біоетанолі складає 300 тис. тонн. Біоетанольні заводи, виробляючи альтернативне паливо, самі є споживачами викопних енергоресурсів – природного газу або мазуту. На одну тонну виробленого біоетанолу необхідно витратити близько 200…250 м^3 природного газу. Таким чином, у виробленому з поновлюваної сировини «зеленому» біоетанолі, є суттєва частка «не зеленої» енергії, що знижує його цінність як «екологічно дружнього» енергоресурсу. З іншого боку, підвищення цін на викопні енергоносії також змушує замислитися над пошуком нетрадиційних джерел для енергетичного забезпечення заводів з виробництва біоетанолу.

При виробництві біоетанолу утворюється значна кількість рідинних відходів – післяспиртової барди (вінаси). На одну тону біоетанолу припадає 120…150 м^3 вінаси із вмістом близько 10 % органічної речовини, а решта – вода. Наразі утилізація вінаси являє собою велику проблему. Усі біоетанольні заводи України скидають її на поля фільтрації, де вона в результаті мікробіологічного розкладання виділяє у повітря шкідливі речовини і забруднює поверхневі водойми. Вінаса – залишок після дистиляції біоетанолу, рідина темно-коричневого кольору з високим рівнем хімічного споживання кисню (ХСК), до 100 кг/м^3 [1]. При потраплянні у водойми цих стічних вод, темний колір негативно впливає на фотосинтез рослин, а високе ХСК знижує вміст розчиненого у воді кисню, що призводить до загибелі флори та фауни [2]. Вінаса також може забруднювати ґрунти фенолами, сульфатами та важкими металами [3], призводити до утворення парникових газів та розмноження комах, які несприятливо впливають на розведення худоби [4]. Підприємства постійно знаходяться під тиском природоохоронних органів влади та населення близько розташованих місць, які змушують їх періодично зупиняти виробництво та нести відповідальність у судовому порядку.

Існує ряд методів для вирішення проблеми утилізування вінаси: біологічні (аеробне або анаеробне ферментування), окиснення органічних речовин (зокрема, реакцією Фентона або озонування) або коагуляція [1]. Вінасу можливо також використовувати як паливо для промислових котелень, якщо сконцентрувати до вмісту 55…60 % сухих речовин. Загальна кількість енергії в такому паливі повністю покриває потребу біоетнольного заводу, який і є джерелом скиду вінаси. Сконцентровані органічні речовини відходів можуть бути спалені в котлоагрегатах і практично повністю замінити викопні енергоносії (природний газ, мазут) для виробництва технологічної пари на потребу підприємства.

Сконцентрована барда для енергозабезпечення виробництва біоетанолу з недавнього часу використовується в основному Бразилії, Індії. Там спалюється цукрово-тростинна вінаса, часто разом із тростинною багасою [5, 6]. Таке комбіноване паливо застосовується для потужних енергетичних агрегатів, які дають 20…60 тонн пари з температурою 400…450 $^{\circ}$C.

Високопотенційна пара використовується для виробництва електроенергії, а ретурна (після парової турбіни) як технологічна. Зважаючи на відмінність цукрово-бурякової мелясної барди від цукрово-тростинної, існує потреба в технологічних розробках зі спалювання саме цукрово-бурякової мелясної барди для виробництва технологічної пари.

Метою досліджень є розроблення технології заміщення викопних енергоносіїв на підприємствах з отримання біоетанолу відходами від його виробництва, що призведе до збільшення виробництва палива на основі відновлювальних джерел енергії, а також до підвищення енергонезалежності та екологічної безпеки України.

Важливим питанням є вивчення складу та визначення потенційної тепло утворюючої здатності зразків відходів з різним вмістом залишкової вологи. В таблиці наведені усереднені результати визначення вищої теплоти згоряння бурякової вінаси, отриманої при виробництві паливного етанолу на ДП Гайсинський спиртовий завод. Вінасу з початковим вмістом сухих речовин 12 % піддавали випарюванню на роторному випарнику до зазначеної в таблиці концентрації сухих речовин (СР), а останню пробу висушували до постійної ваги (умовно 100 % СР).

Вища теплота згоряння сконцентрованої бурякової вінаси

Вміст сухої речовини в пробі, % мас.	40	45	50	60	100 % (умовно)
Вища теплота згоряння, кДж/кг	880	1195	1422	1780	3820

За результатами вимірювань, сконцентрована вінаса із вмістом СР 60 % і вище може бути використана як паливо для промислових парових котлів при додаванні до неї 10…15 % мазуту, або при одночасному використанні природного газу як допоміжного палива в пальниках відповідної конструкції.

За розрахунками, технологія дозволяє при отриманні 1 тони біоетанолу замінити 300 нм^3 природного газу. В річному обчисленні це складає 110 млн. нм^3, що майже в 1,2 рази перевищує потреби самого виробництва. При актуальній ціні природного газу для промисловості близько 9 грн/нм^3, річний економічний ефект може становити 270 млн. грн.

Витрати на провадження результатів розробки на заводі біоетанолу середньої потужності (50 т/добу), становитимуть, за оцінкою, 40 млн. грн. Палива на заміну природного завод буде виробляти у вартісному вираженні близько 47 млн. грн. на рік. Таким чином, окупність інвестицій становитиме не більше одного року.

Інформаційні джерела

1. Syaichurrozi I., Sarto S., Sediawan W.B., Hidayat M. Mechanistic models of electrocoagulation kinetics of pollutant removal in vinasse waste: Effect of voltage // Journal of Water Process Engineering. – 2020. – Vol. 36. – doi: 10.1016/j.jwpe.2020.101312

2. Syaichurrozi I. Review – Biogas technology to treat bioethanol vinasse // Waste Technology. – 2016. – Vol. 4, Iss. 1. – P. 16-23.

3. Hakika D.C., Sarto S., Mindaryani A., Hidayat M. Decreasing COD in sugarcane vinasse using the Fenton reaction: the effect of processing parameters // Catalysts. – 2019. – Vol. 9, Iss. 881. – doi: 10.3390/catal9110881

4. Nakashima R.N., Oliveira Junior S. Comparative exergy assessment of vinasse disposal alternatives: Concentration, anaerobic digestion and fertirrigation // Renewable Energy. – 2020. – Vol. 147. – P. 1969-1978.

5. Cortez L.A.B., Brossard Perez L.E. Experiences on Vinasse Disposal – Part III: Combustion of Vinasse-#6 Fuel Oil Emulsions // Brazilian Journal of Chemical Engineering. – 1997. – Vol. 14, Iss. 1. – P. 9-18.

6. Lodi A., Modesto M. Analysis of the thermal exploitation of the vinasse from sugarcane ethanol production through different configurations of an organic Rankine cycle // Chemical Engineering Transactions. – 2018. – Vol. 65. – P. 619-624.

УДК 622.276.6

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФІЛЬТРАТІВ ПОЛІМЕРВМІСНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІДИН НА ФІЛЬТРАЦІЙНО-ЄМНІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРИГЕННОГО КОЛЕКТОРА

Ахметова В.М.
Львівське відділення Українського науково-дослідного інституту природних газів
Іванків О.О., кандидат технічних наук,
Науково-виробничий центр «Актуальні нафтогазові технології»
Світлицький В.М., доктор технічних наук, професор,
Одеська національна академія харчових технологій

Однією з актуальних проблем сьогодення під час спорудження нафтогазових свердловин та капітального ремонту свердловин (КРС) є збереження, відновлення та підвищення колекторських (фільтраційне-ємнісних характеристик) продуктивних пластів.

Полімери, що є необхідним компонентом промивальних рідин, виконують роль інгібіторів глинистих відкладів, утримувачів стінок стовбурів свердловин, стабілізаторів реологічних властивостей розчинів. Вони знижують водовіддачу, попереджують поглинання розчинів, сприяють утворенню необхідної захисної кірки на поровому просторі колектора та інше; але також негативно впливають на фільтраційні характеристики продуктивних пластів та на компоненти навколишнього природного середовища.

Отже, під час фільтрації рідин в пласт полімери негативно впливають на фільтраційно-ємнісні характеристики колектора внаслідок утворення складних полімерних комплексів стійких у пластових умовах, потребують застосування спеціальних хімреагентів та тривалого часу для їх руйнації; підвищують капілярні явища; значно знижують продуктивність свердловин.

Вивченням впливу технологічних рідин на фільтраційно-ємнісні характеристики продуктивних пластів займалися багато вітчизняних і світових науковців, цій проблематиці присвячено безліч наукових статей, праць і монографій [1, 2]. Але майже всі вони націлені на вивчення впливу завислих часток (бариту та глинистих мінералів), в той час як вплив саме полімерного забруднення пластів досконало не досліджено.

Тому актуальною задачею є вивчення механізму полімерного забруднення продуктивних пластів і розробка нових ефективних, екологічно безпечних реагентів для його руйнування.

Всі вживані полімерні складові технологічних рідин є високомолекулярними органічними сполуками, добре розчинними в воді (оксиетилцелюлоза (ОЕЦ), поліаніонна целюлоза (ПАЦ), карбоксиметилцелюлоза (КМЦ), поліакриламіди (ПАА), біополімери та модифікований крохмаль) [3, 4]. Їх гідрофільна та гідрофобна частини складаються з окремих груп, рівномірно розподілених у молекулі [5].

Відзначено, що полімери впливають на структуру водної молекули: після їх взаємодії відбуваються значні зміни в будові «чистої» води, а саме її руйнація та структурування гідрофільними фрагментами, специфічне перегрупування води навколо молекул полімерів з утворенням тиксотропних, гелеутворюючих систем [6]. Таким чином, введення полімерів надає воді властивостей іонно-молекулярної рідини. Приєднані невластиві воді іони потім взаємодіють з поровим простором, флюїдом пласта, при цьому змінюючи фільтраційно-ємнісні властивості пластів [5].

Полімерні складові технологічних рідин впливають на процеси змочування в продуктивних колекторах. Це пов’язано з їх адсорбцією на межі розділу фаз (полімер - поровий простір пласта - флюїд). Важливою характеристикою для полімерів є також поверхневий натяг, який залежить від хімічної будови молекул полімерів.

Адсорбційна здатність полімерів визначає фізико-хімічні процеси змочування, диспергування, утворення плівок.

Таким чином, враховуючи вище наведені фактори можна зазначити, що вплив різних типів полімерів (ОЕЦ, КМЦ, ПАЦ, ПАА, біополімерів та модифікованого крохмалю) на фільтраційно-ємнісні характеристики пласта буде дещо різним.

Довготривалими дослідженнями підтверджено, що на продуктивні пласти максимально впливають фільтрати полімерних розчинів, які насичують їх, навіть в концентраціях 0,01-0,50 %. З метою підтвердження негативного впливу полімерних розчинів на фільтраційні характеристики порового простору в лабораторних умовах на реальних кернових матеріалах (теригенного типу) родовищ ДДз досліджено вплив розчинів найбільш вживаних полімерів різної концентрації, що використовують для структуроутворення технологічних рідин.

Лабораторні експериментальні дослідження проводилися на установці (УДПК-1М) на кернових матеріалах колекторів Ланівського родовища ДДз згідно стандартної методики [7]. Через зразок керну почергово фільтрували газ - азот, пластову воду з родовищ ДДз та конденсат Кавердинського родовища, при цьому фіксували зміни фазових проникностей. Далі фільтрували водний полімерний розчин концентрацією 0,01-0,20 % та зворотнім промиванням прокачували конденсат. Коефіцієнт відновлення проникності визначали шляхом порівняння двох фазових проникностей за конденсатом.

Нижче наведено результати досліджень для теригенного типу колектора в графічному вигляді - залежності зміни проникності кернового матеріалу для різного типу полімеру та концентрації його у водному розчині (рис. 1).

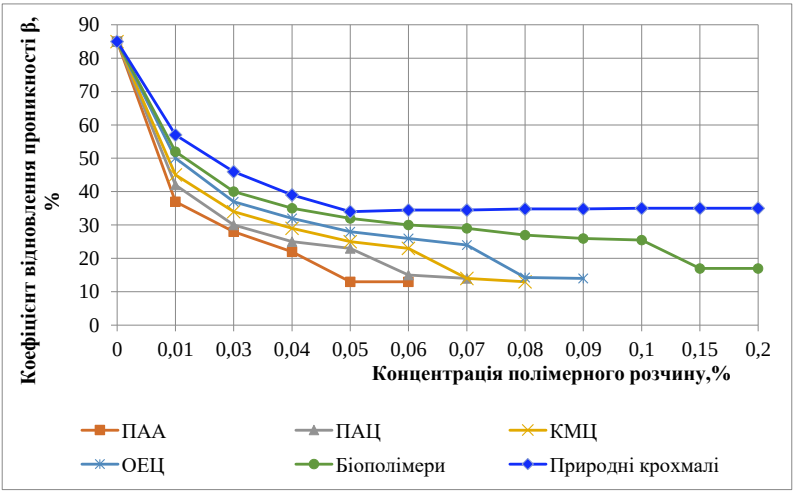


Рис. 1 – Залежність коефіцієнту відновлення проникності порового простору теригенного колектора (пористість - 5,4-8,7%, проникність - 3,2-6,5 мД) від типу введеного полімеру та його концентрації

Проаналізувавши дослідження, що подані на рис. 1, можна зробити висновок: за силою полімерного кольматаційного впливу полімери розміщуються в наступній послідовності: ПАА => ПАЦ => КМЦ => ОЕЦ => біополімери => природні крохмалі. Зі збільшенням молекули полімеру збільшується блокуючий вплив на поровий простір пласта. Отже, ПАА значно знижують фільтрацію вуглеводнів вже при застосуванні їх у концентрації 0,05%, ПАЦ

та КМЦ - 0,06%, ОЕЦ – вище 0,075%, біополімери вище 1,15%, природні крохмалі - лише тимчасово погіршують фільтраційно-ємнісні характеристики пластів на 2,3-6,5%, при цьому не знижують коефіцієнт відновлення проникності нижче 57%.

Серед проаналізованих полімерів найбільшими кольматантами порового простору для теригенного типу колектора визнано ПАА та прослідковується така закономірність: зі зростанням молекулярної маси поліакриламідів (ПАА) вплив на привибійну зону пласта (ПЗП) буде значно зростати. Слід відмітити, що ПАА утворюють стійкі комплекси, що тяжко зруйнувати в пластових умовах. Це актуально для теригенних колекторів, діаметр пор яких близький до розміру молекул ПАА.

Таким чином, продуктивна частина пласта найбільше блокується полімервмісними складовими технологічних розчинів. Навіть мінімальна глибина полімерного кольматаційного шару (5,0-40,0 мм) призводить до повної закупорки порових каналів пласта і як результат - зниження фільтраційно-ємнісних характеристик продуктивних колекторів на 40,0-65,0 %.

Авторами додатково проведено експериментальні дослідження в лабораторних умовах на насипних моделях з використанням реального кернового матеріалу теригенного типу (подрібненого пісковика Ланнівського родовища) з вивчення зміни швидкості фільтрації пластової води після полімерного впливу ПАА різної концентрації (0,01-0,20 %) (таблиця 1).

Методика досліджень наступна: попередньо підготовлений до аналізу подрібнений, просіяний та зважений керновий матеріал вносили в ділильну лійку, заповнюючи її наполовину. Почергово фільтрували пластову воду родовищ ДДз до стабілізації фільтрації (кожен раз - об'ємом 50 мл), водні розчини ПАА марки А-1020 (середньої молекулярної маси) концентрацією 0,01-0,20 % (об'ємом 20 мл) та знову пластову воду (об'ємом 50 мл). При цьому фіксували час та об'єми проходження реагентів (τ) через «умовний пласт».

Далі визначали наступні показники: Δτ, ΔV, υ та коефіцієнт β:

- Δτ – різниця часу проходження досліджуваного реагенту через «умовний пласт» між двома проведеними дослідженнями, в секундах: $\Delta\tau = \tau_2 - \tau_1$;
- ΔV – різниця між вхідним ($V_{вх.}$) і вихідним ($V_{вих.}$) об'ємами досліджуваного реагенту, в міліметрах: $\Delta V = V_{вх.} - V_{вих.}$;
- υ - швидкість фільтрації досліджуваного реагенту, мл/с: $\upsilon = \frac{V_{вих.}}{\tau}$;
- β – коефіцієнт зміни проникності, відносні одиниці.

Після стабілізації показників фільтрації пластової води останнє значення приймали за початковий коефіцієнт зміни проникності $\beta_1 = 1$.

Потім зі співвідношення: $\frac{\upsilon_2}{\upsilon_1} = \frac{\beta_2}{\beta_1}$, визначали коефіцієнт β_2 - після фільтрації полімеру через «умовний пласт» (таблиця 1).

Оскільки, $\beta_1 = 1$, то співвідношення для досліду №1 буде мати вигляд:

$\frac{0{,}030}{0{,}051} = \frac{X}{1}$, то $X = 0{,}59$, тобто коефіцієнт $\beta_2 = 0{,}59$ (відн. од.).

Таким чином, визначали й інші коефіцієнти зміни проникності після внесення полімеру для дослідів №2-5 та вносили в таблицю 1.

Наведеними дослідженнями з вивчення полімерної кольматації теригенних колекторів підтверджено, що всі полімери, які використовують для приготування технологічних рідин, навіть концентраціях 0,01-0,05% суттєво знижують проникність порового простору колектора. За робочих концентрацій до 0,1% коефіцієнт відновлення проникності β знаходиться в межах 36-59%; при збільшенні концентрації полімеру в розчині до 0,2% - значення β знижується до 21-28%. Така полімерна блокада порового простору пласта потребує спеціальних реагентів для відновлення фільтраційно-ємнісних характеристик колектора та, відповідно, значних економічних витрат.

Таблиця 1 - Результати лабораторних досліджень з вивчення полімерного забруднення насипного теригенного пласта для водних розчинів ПАА (марки А-1020)

№ досліду	Концентрація полімеру (ПАА, марки А-1020 у воді, %	Параметри						
		$V_{вх}$, мл	$V_{вих}$, мл	τ, с	Δτ, с	ΔV, мл	υ, мл/с	Коефіцієнт зміни проникності (β), відн.од.
1	0	50,0	46,3	945	23	-3,7	0,049	-
	0	50,0	47,6	964	19	-2,4	0,049	-
	0	50,0	49,5	972	8	-0,5	0,051	1,0
	0,01	20,0	16,7	557	415	-3,3	0,030	0,59
2	0	50,0	44,9	1067	17	-5,1	0,042	-
	0	50,0	46,8	1082	15	-3,2	0,043	-
	0	50,0	49,2	1093	11	-0,8	0,045	1,0
	0,05	20,0	17,4	916	177	-2,6	0,019	0,42
3	0	50,0	46,5	870	16	-3,5	0,053	-
	0	50,0	48,3	882	12	-1,7	0,055	-
	0	50,0	49,9	899	17	-0,1	0,056	1,0
	0,1	20,0	18,1	905	6	-1,9	0,020	0,36
4	0	50,0	45,7	722	14	-4,3	0,063	-
	0	50,0	47,0	741	19	-3,0	0,063	-
	0	50,0	49,4	762	21	-0,6	0,065	1,0
	0,15	20,0	16,2	900	138	-3,8	0,018	0,28
5	0	50,0	46,1	856	17	-3,9	0,054	-
	0	50,0	48,0	878	22	-2,0	0,055	-
	0	50,0	49,5	884	6	-0,5	0,056	1,0
	0,2	20,0	11,9	992	108	-8,1	0,012	0,21

Отже, експериментальні дослідження наведених в роботі розкрили механізм блокування порового простору полімервмісними складовими технологічних розчинів, що полягає в наступному. Гідрофобні молекули полімерів у водному розчині, шляхом взаємного відштовхування, збільшують свою площинну поверхню, а зростаючі електронні сили зв'язку утримують великі молекулярні структури від розриву, що й забезпечує "довговічність" полімерних з'єднань [5].

Згідно з другим законом термодинаміки, при зменшенні ентропії в системі виникають сили, направлені в сторону їх збільшення, що й призводить до структурування та утворення комплексів гідрофобних молекул. В свою чергу, розміри полімерних комплексів зростають зі збільшенням розмірів молекул полімеру, що використовують для структурування технологічних розчинів та зменшується ентропія розчинення полімерних комплексів у водних розчинах, підсилюється гідрофобна взаємодія до того часу, поки вона не зрівняється за інтенсивністю з електростатичною взаємодією молекул. Таким чином, гідрофобна взаємодія здійснює значний вплив на обидва компоненти системи (поровий простір пласта та флюїд), завдяки чому й пояснюється виняткова роль цих систем [8].

Полімери здатні накопичуватися та згущуватися на поверхні розділу фаз й утворювати шар підвищеної концентрації (адсорбційний шар).

Таким чином, авторами в статті наведено дослідження з кольматації колекторів полімервмісними складовими технологічних розчинів з застосуванням різного типу полімерів. Дослідження проведено на реальних кернових матеріалах теригенного колектора. Розкрито механізм блокування порового простору полімерами та встановлено, що полімерна блокада колектора відбувається за рахунок утворення стійкого полімерного шару, що призводить до звуження провідних каналів фільтрації та перешкоджає руху пластових флюїдів. Значне закупорювання проникних ділянок продуктивного колектора відбувається вже при мінімальній глибині кольматаційного шару в 5,0-40,0 мм, що в подальшому впливає на недоотримання вуглеводневої продукції через зниження фільтраційно-ємнісних

характеристик продуктивних колекторів на 40,0-65,0%.

В промисловій практиці можна спостерігати багато випадків, коли нафтогазові свердловини не виходять на робочі режими після буріння та КРС в умовах полімерної кольматації, хоча геологічні, фільтраційно-ємнісні показники є задовільними, а отже потребують проведення додаткових робіт з очищення привибійних зон продуктивних колекторів.

Список літератури

1. Опробование коллекторов нефти и газа трещинного типа (материалы семинара, проведенного в г. Мозыре в мае 1970 г.). - М.: ВНИГНИ, 1971. - 121 с.
2. Хайрединов Н.Ш. Влияние молекулярно-поверхностного взаимодействия пластовых флюидов с трещиновато-поровым колектором на результаты определения его фильтрационно-емкостных и петрофизических параметров// Хайрединов Н.Ш., Губайдуллин А.А., Юдинцев Е.А. и др. / Мат. VI Всесоюз. совещ. Львов, 22–24.09.1987 г. - Львов: УкрНИГРИ, 1988. – С.100.
3. Білецький В.С. Мала гірнича енциклопедія. /В 3-х томах за ред. В.С. Білецького. - Донецьк: Донбас, 2004. - 365 с.
4. Тугов И.И. Химия и физика полимеров / Тугов И. И., Костыркина Г. И. Учебное пособие для вузов. - М.: Химия, 1989. - 432 с.
5. Іванків О. О. Вплив складових промивальних рідин на фільтраційні властивості пісковиків // Іванків О.О., Ахметова В.М. - Збірник наукових праць УкрДГРІ. 2009. № 1–2. - С. 122–125.
6. Грей Дж. Р. Состав и свойства буровых агентов (промывочных жид- костей) / Грей Дж. Р., Дарли Г.С.Г. - М.: Недра, 1985. - 509 с.
7. Подгорнов В. М. Практикум по заканчиванию скважин / Подгорнов В. М., Ведищев И. А. Учебное пособие для вузов. - М.: Недра, 1985. - 256 с.
8. Исэ Н. Полимеры специального назначения / Исэ Н., Табуси И. Под редакцией Б. А. Розенберга. - М.: Мир, 1983. - 75 с.

УДК 621.643

ПОСТРОЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ НЕФТЕБАЗ ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОМ СОЕДИНЕНИИ НАСОСОВ МЕТОДОМ ХАРДИ КРОССА

Бузовский В.П., к.т.н., ассистент, Кологривов М.М., к.т.н., доцент
Одесская национальная академия пищевых технологий

Рассматривается способ построения гидравлической характеристики насосной станции при параллельном соединении насосов. При параллельной схеме соединения двух насосов их производительности q_1 и q_2 суммируются, а напор, создаваемый каждым насосом, один и тот же:

$$\begin{cases} Q = q_1 + q_2 \\ H = H_1 = H_2 \end{cases}, \qquad (1)$$

где q_1 и q_2 – производительность первого и второго насосов соответственно; H_1 и H_2 – полный напор первого и второго насосов соответственно.

Напорные характеристики насосов в аналитическом виде представляют в виде квадратичной функции:

$$H(Q) = a - b \cdot Q^2, \qquad (2)$$

где Q – объёмная производительность; a, b – эмпирические коэффициенты.

Если $H = a_1 - b_1 \cdot Q^2$ – характеристика первого насоса, $H = a_2 - b_2 \cdot Q^2$ – характеристика второго насоса, то система двух параллельно соединенных насосов имеет характеристику

$$\sqrt{\frac{a_1 - H}{b_1}} + \sqrt{\frac{a_2 - H}{b_2}} = Q \qquad (3)$$

При $b_2 > b_1$ решение уравнения (3) относительно напора насоса H:

$$H = -\frac{a_1 \cdot b_2 - a_2 \cdot b_1 + Q^2 \cdot b_1 \cdot b_2 - \frac{2 \cdot Q \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot (\sqrt{b_1 \cdot b_2 \cdot Q^2 + a_1 \cdot (b_1 - b_2) - a_2 \cdot (b_1 - b_2)} - Q \cdot b_2)}{b_1 - b_2}}{b_1 - b_2}.$$

Как видно, для параллельного соединения двух различных насосов аналитическое решение системы уравнений (1) представляется сложным. При параллельном соединении трех насосов и более аналитический метод задания характеристики насосной станции бессилен. При ручном построении обычно используют графический метод. Для построения гидравлической характеристики насосной станции с использованием компьютерных программ предлагается использовать итерационный метод определения потоков в элементах гидравлической сети методом Харди Кросса. Данный метод получил широкое распространение при увязке кольцевых водопроводных и газовых сетей [1]. Для увязки работы насосов при параллельном соединении насоных станциях нефтебаз и нефтепроводов метод Х. Кросса ранее не рассматривался.

Рассмотрим метод Х. Кросса увязки гидравлической сети с двумя параллельно соединенными насосами (рис. 1).

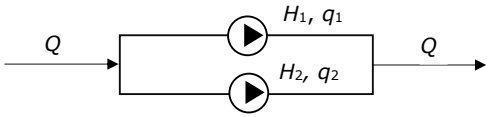


Рис. 1 – Схема параллельного соединения насосов

Пренебрегая гидравлическими потерями во всасывающих и напорных трубопроводах, справедливо следующее: сумма напоров развиваемых насосами должна равняться нулю

$$\sum_{i=1}^{p} H_i = 0, \qquad (4)$$

где H_i – напор i-го насоса в кольце; p – число насосов в кольце.

Знак напора зависит от направления обхода в кольце. Произвольно может быть принято следующее правило: если направление обхода в кольце совпадает с направлением движения жидкости, то напор насоса принимает знак «+», если не совпадает, то знак «-».

Согласно методу Х. Кросса, в качестве начального потокораспределения принимается такое, которое соответствует условию:

$$\sum_{i=1}^{n} q_i = 0, \qquad (5)$$

Уравнение (5) указывает на то, что сумма входящих и выходящих расходов в узлах должна равняться нулю. Допускается, что в начале итерационного расчета условие (4) может не выполняться.

В ходе итерационного расчета к расходам на участках насосной станции добавляют поправки ΔQ. Для общего случая напор, развиваемый насосом с учетом поправки ΔQ будет равен:

$$H_i = a_i - b_i \cdot (q_i + \Delta Q)^n, \qquad (6)$$

где знак ΔQ – выбирается с учетом направления обхода.

Используя формулу бинома Ньютона, получим следующее выражение:

$$H_i = a_i - b_i \cdot (q_i^{\,n} + n \cdot q_i^{\,n-1} \cdot \Delta Q + \frac{n(n-1)}{2} q_i^{\,n-2} \cdot \Delta Q^2 + ...). \quad (7)$$

Отбрасывая члены с поправкой ΔQ второй степени и выше и суммируя в соответствии с (4), получаем:

$$\sum_{i=1}^{p} (a_i - b_i \cdot |q_i|^n) = \Delta Q \cdot \sum_{i=1}^{p} (b_i \cdot n \cdot |q_i|^{n-1}). \quad (8)$$

Итоговая формула для определения поправки ΔQ:

$$\Delta Q = \frac{\sum_{i=1}^{p} (a_i - b_i \cdot |q_i|^n)}{\sum_{i=1}^{p} (b_i \cdot n \cdot |q_i|^{n-1})}. \quad (9)$$

После внесения поправок в расходы насосов, заново определяют их напоры и проверяют условие (4). В случае значительной ошибки, поправку следует заново определить, в результате чего итерационный процесс повторяется. При удовлетворительной невязке напоров в ветвях расчет останавливают.

Насосные станции нефтебаз характеризуются небольшим количеством колец, поэтому рассмотренный метод их увязки должен обеспечить хорошую сходимость. Описанную математическую модель рекомендуется использовать при разработке компьютерных программ для построения напорных характеристик насосных станций нефтебаз и нефтепроводов и расчета их коэффициента полезного действия [2].

Список литературы

1. Брюханов О.Н. Газоснабжение: учеб. Пособие для студ. высш. учеб. Заведений / О.Н. Брюханов, В.А. Жила, А.И. Плужников. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 448 с.

2. Визначення ККД насосної станції / М.М. Кологривов, В.П. Бузовский // Актуальні проблеми енерго-ресурсозбереження та екології (м. Одеса, 11-12 грудня 2019 р.). – Одеса: Одеська державна академія будівництва та архітектури, 2019.– С 53 – 56.

УДК 622.276.6

ПІДВИЩЕННЯ ВИДОБУВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАФТОГАЗОВИХ СВЕРДЛОВИН ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ХІМІЧНИХ МЕТОДІВ ВПЛИВУ

Ковальчук Ю.І., кандидат технічних наук,
Київський національний університет будівництва і архітектури,
Світлицький В.М., доктор технічних наук, професор,
Одеська національна академія харчових технологій
Іванків О.О., кандидат технічних наук,
Науково-виробничий центр «Актуальні нафтогазові технології»

Під час видобутку вуглеводнів дуже важливо збільшити продуктивність пласта і підтримувати її на прибутковому рівні протягом тривалого часу. Однією з найважливіших проблем в нафтовій промисловості є підвищення ефективності освоєння свердловин і регулювання проникності порід привибійної зони пласта (ПЗП). Досвід експлуатації нафтогазових родовищ показує, що на всіх стадіях розробки покладів і видобування вуглеводневої сировини проникність порід-колекторів в привибійній зоні пласта погіршується. Основними причинами цього є ущільнення порід в ПЗП внаслідок

гідродинамічного впливу в процесі спорудження свердловин, набрякання глинистого цементу порід-колекторів, випадання в осад солей і асфальтосмолистих речовин на межі поділу фаз фільтрат - мінералізована вода і ін. Тому проведення геолого-технічних заходів (ГТЗ), призначених для відновлення і поліпшення фільтраційних характеристик порід ПЗП, є одним з перспективних напрямків технічного прогресу у видобуванні вуглеводнів [1].

Для відновлення проникності ПЗП застосовують різні методи, в тому числі кислотні та теплові обробки, гідророзрив пласта, закачування ПАР та інших реагентів.

Застосування кислотних систем у карбонатних і теригенних колекторах є поширеним методом підвищенням видобувних характеристик свердловин [2]. Історія застосування кислотних методів впливу на привибійну зону пласта карбонатних і теригенних колекторів показала, що в деяких випадках така практика є абсолютно непередбачуваною, але завжди є можливість отримати більше досвіду, відкрити нові правила та запропонувати нові композиції кислотних систем [3].

Аналіз механізмів кислотного стимулювання у вигляді зведених даних обробки нафтових і газових родовищ представлені в роботі [4].

В роботі [5] оцінені мінералогічні, механічні та фізичні реакції кислоти з матрицею породи кількох важливих північноамериканських сланцевих формацій і описано вплив їх чинники на відновлення продуктивності свердловин.

Проблема обробки колекторів кислотними розчинами викликає певні труднощі через необхідність використання спеціальних реагентів для зниження швидкості реакції кислоти з породою, інгібіторів кислотної корозії і стабілізаторів pH середовища.

Перспективною технологією кислотного впливу на ПЗП з метою підвищення видобувних характеристик свердловин є застосування фосфатовмісних конденсованих дегідратаційних систем [6]. Встановлено, що застосування фосфатовмісних систем підвищує ефективність обробок за рахунок зміни поверхневих сил, що діють у поровому середовищі, збільшення площі оброблення композицією за рахунок проходження помірної швидкості реакції з породою, зміни фільтраційних характеристик колектора для вуглеводневої складової. Фосфат-аніон, як залишок фосфорної кислоти входить до складу різноманітних поверхнево-активних речовин, органічних кислот, та інгібіторів солевідкладів.

На основі отриманих результатів експериментальних досліджень нами обґрунтовано та розроблено конденсовані фосфатовмісні дегідратаційні системи ДФК-12 для оброблення привибійної зони теригенних та ДФК-12К для оброблення привибійної зони карбонатних пластів, які володіють комплексними властивостями [7,8].

На розробленій установці [9] досліджено вплив фосфокомплексів на зміну абсолютної проникності теригенних та карбонатних порід (табл.1).

Таблиця 1 - Вплив тестових розчинів на зміну проникності порового простору по газу піщаного керну Сарського родовища (горизонт В-20, гл. 5277-5281 м, m=9,5-11%) та карбонатного керну Селюхівського родовища (горизонт В-24, гл. 3147-3290 м, m=11-14%)

№ з/п	Реагент	Концентрація реагенту, %	Середня проникність по газу, мкм^2		Зміна проникності,%
			до обробки	після обробки	
			пісковик Сарського ГКР		
1	ДФК-12	7	0,0175	0,0184	5,14
2		15	0,016	0,0197	23,1
3		17	0,0232	0,0298	28,4
4	HCl	12	0,0176	0,0196	11,3
5	HCl+HF	12+3	0,0169	0,0247	46,1
			вапняк Селюхівського ГКР		
6	ДФК-12К	7	0,0083	0,0095	12,6
7		15	0,0096	0,0137	26,3
8		17	0,0087	0,0118	29,9

9	HCl	12	0,0094	0,0296	52,8

Крім того, розроблені конденсовані фосфатовмісні системи сумісні з пластовою водою, не викликають солеутворення і не здатні до флокуляції інгредієнтів системи. В таблиці 2 наведено результати визначення коефіцієнту набрякання глин під впливом розроблених фосфокомплексів.

Представлені конденсовані дегідратаційні системи ДФК-12 та ДФК-12К володіють низькою корозійною активністю. В межах концентрацій 7 – 17 % цей показник становить 6,6 – 16,73 г/м^2·год та 1,4 – 3,3 г/м^2·год відповідно, а при вищих концентраціях 18 – 30 % змінюється не суттєво 16,78 – 16,9 г/м^2·год та 3,4 – 3,5 г/м^2·год відповідно.

Таблиця 2 - Визначення коефіцієнту набрякання глин під впливом розроблених фосфокомплексів.

№ з/п	Реагент	Концентрація, %	Коефіцієнт набрякання				
			1 год	3год	5год	10 год	24 год
1.	Вода		1,14	1,30	1,43	1,43	1,43
2.	ДФК-12К	7	0	0	0	0	0
3.		15	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
4.		17	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
5.	Вода		1,20	1,37	1,43	1,46	1,51
6.	ДФК-12	7	0	0	0	0	0,0012
7.		15	0,1	0,13	0,13	0,13	0,13
8.		17	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13

Застосування конденсованих дегідратаційних систем для оброблення порового простору ПЗП дозволяє, враховуючи фізичний зміст змочуваності поверхні, підвищити фільтраційні характеристики порового середовища продуктивного колектора, шляхом зниження фільтраційних опорів, зміни змочуваності поверхні порового середовища, помірного утворення нових та очищення старих каналів фільтрації; розчинити глинисті мінерали породи та попередити набрякання не гідратованих глинистих компонентів порід; запобігти випадінню солей; забезпечити достатній корозійний захист металевого обладнання.

Удосконалена технологія кислотного діяння на ПЗП з метою підвищення продуктивності нафтових і газових свердловин шляхом застосування конденсованих дегідратаційних систем ДФК-12 та ДФК-12К впроваджена на Штормовому, Одеському, Сарському, Ядутівському, Наташинському, Селюхівському, Луценківському, Островерхівському родовищах у результаті чого додатково видобуто 146,13 млн.м^3 газу, 12,79 тис.т конденсату, 1,9 тис.т нафти.

Список літератури

1. Світлицький В.М., Демченко П.М., Зарицький Б.В. Проблеми збільшення продуктивності свердловин. - Київ: Вид. Паливода А.В., 2002. - 228 с.
2. Рудий М. І. Кислотне діянняна нафтогазовий пласт. Т. 1. Кислоти / Рудий М. І., Рудий С. М., Наследніков С. В. – Івано-Франківськ : ПП «Галицька друкарня плюс», 2011. – 482 с.
3. Bartko, k.M., Acock, A.M., Robert, J.A., Thomas, R.L., 1997. A field validated matrix acidizing simulator for production enhancement in sandstone and carbonates. Paper SPE 38170-MS. In: Proceedings of the SPE European Formation Damage Conference, 2–3 June, the Hague, Netherlands.
4. Nianyin Li. Application status and research progress of shale reservoirs acid treatment technology / Nianyin Li, Jinxin Dai, Jianhui Li, FengjunBai, Pingli Liu, Zhifeng Luo // Natural Gas Industry B. Volume 3, Issue 2, March 2016, Pages 165-172.

5. Samiha Morsy. Effect of low-concentration HCl on the mineralogy, physical and mechanical properties, and recovery factors of some shales / Samiha Morsy, Callum J. Hetherington, James J. Sheng // Journal of Unconventional Oil and Gas Resources Volume 9, March 2015, Pages 94-102.

6. Застосування конденсованих дегідратаційних систем (КДС) для впливу на привибійну зону пласта: матеріали міжнародної науково-технічної конференції [«Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу»]. Івано-Франківськ, 15 -18 травень 2012 р. – 340 с. / В.М. Світлицький, О.О. Іванків, Ю.І. Дивоняк. - Івано-Франківськ, 2012 р.

7. Реагент для повышения продуктивности скважин на основе дегидратационного фосфокомплекса DFK-12: материалы научно-технической конференции: [«Севременные технологии освоения месторождений углеводородов на суше и на море»]. Краков. – 2012 г. 773-776 с. / Дивоняк Ю.И., Светлицкий В.М., Иванкив О.А. – Краков, 2012 г.

8. Дивоняк Ю.І., Світлицький В.М., Іванків О.О. Вплив конденсованої дегідратаційної системи ДФК-12К на зміну фільтраційних характеристик карбонатних колекторів. // Збірник тез міжнародної науково-технічної конференції: Інноваційні технології буріння свердловин, видобування нафти і газу та підготовка фахівців для нафтогазової галузі. м. Івано-Франківськ., 3 - 6 жовтня 2012 р.

9. Світлицький В.М. Установка для дослідження фільтраційних властивостей продуктивних пластів/ В.М.Світлицький, О.О.Іванків, Ю.І.Дивоняк. – Патент України №77702U, Бюл. №4, 25.02.2013.

УДК 622.692

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА НА ТРУБОПРОВІДНИЙ ТРАНСПОРТ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Кологривов М. М., к.т.н., доцент, Гнатовський А. С., магістрант
Одеська національна академія харчових технологій

Нестабільна робота магістральних газопроводів характеризується зміною в часі енергетичних витрат газоперекачувальних установок. Це негативний ефект. Нестабільність роботи викликана багатьма факторами [2], наприклад:

- теплової інерційністю грунту, який оточує трубопровід;
- добовими, сезонними, раптовими коливаннями температури навколишнього середовища;
- нерівномірністю газоспоживання в часі;
- зміною режиму компримування газу на компресорних станціях;
- зміною охолодження компримованого газу на компресорних станціях.

Розглянемо вплив теплової інерції грунту на температуру газу, що транспортується по підземному газопроводу, при зміні температури навколишнього повітря та вплив тиску газу.

З рівності масових витрат газу на ділянках «x» і «(L - x)» трубопроводу можна вивести залежність (1) [1]:

$$P_x = [P_н^2 - (P_н^2 - P_к^2)\cdot(x / L)]^{0,5} \qquad (1)$$

де $P_н$ – тиск на початку газопроводу;

$P_к$ – тиск в кінці газопроводу;

P_x – тиск в газопроводі на відстані «x»;

L – довжина газопроводу.

Залежність на рис.1 має опуклість вгору. Відомо, що на втрату тиску потоку в трубі впливає режим руху, шорсткість поверхні, діаметр труби, теплофізичні властивості газу. На

втрату тиску не впливає температура і стан грунту, температура і швидкість повітря над поверхнею грунту.

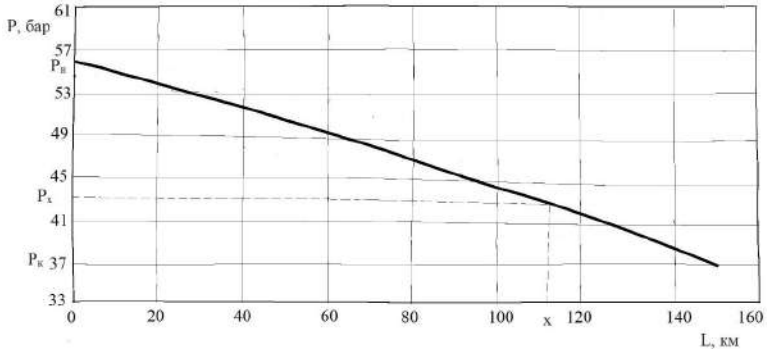


Рис. 1. Зміна тиску газу по довжині магістрального трубопроводу

Зміна температури по довжині газопроводу має експонентний вигляд. Кінцева температура визначається методом послідовних наближень. Теплогідравлічний розрахунок газопроводу - це ітераційний розрахунок. Рівняння для розрахунку температури з урахуванням ефекту Джоуля-Томсона є трансцендентним.

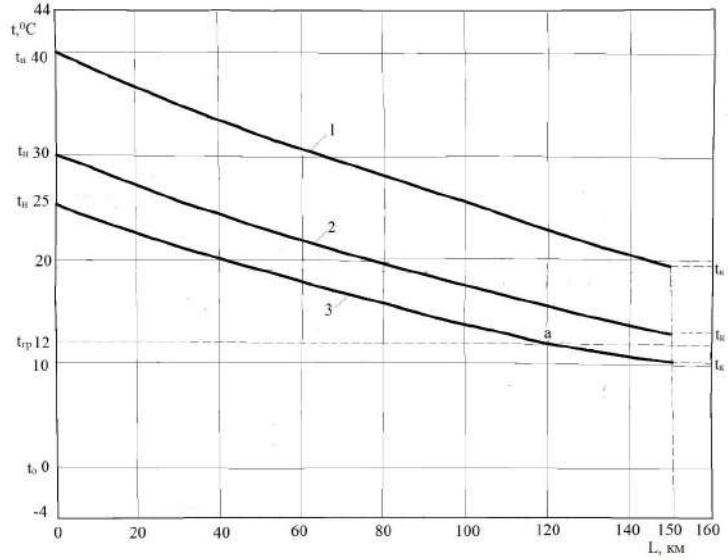


Рис.2. Зміна температури газу по довжині трубопроводу:

1 – охолодження газу АПО до $t_н$ = 40 °С; 2 – охолодження газу АПО до $t_н$ = 30 °С; 3 – охолодження газу АПО до $t_н$ = 25 °С; а – місце інверсії теплообміну ($t_г = t_{гр}$).

Графік зміни температури потоку по довжині трубопроводу має опуклість вниз. Зміна температури залежить від температури і швидкості повітря над поверхнею землі, від стану грунту, від теплофізичних властивостей газу, від режиму течії потоку. Зміна температури не залежить від шорсткості поверхні труби.

Поточна температура газу в будь-якому перетині по довжині визначається за формулою, справедливою для розрахунку кінцевої температури всього газопроводу. У цьому випадку замість довжини газопроводу «L» в формулу підставляють поточну довжину «x» [1].

$$T_K = T_O + (T_H - T_O) \cdot e^{-a \cdot l} - D_i \cdot \frac{P_H^2 - P_K^2}{2 \cdot a \cdot l \cdot P_{CP}} \cdot (1 - e^{-a \cdot l}) \qquad (2)$$

де a — коефіцієнт (1 / км), що розраховується за формулою

$$a = 0.0864 \cdot \frac{K_{CP} \cdot D_H}{Q \cdot \rho_{cm} \cdot C_P} \qquad (3)$$

T_o - розрахункова температура навколишнього середовища, К;

$T_н$ – температура газу на початку ділянки газопроводу, К; при відсутності охолодження газу на АПО КС температуру $T_н$ повинна дорівнювати температурі газу на виході з компресорного цеху, при наявності охолодження газу величина Тн повинна дорівнювати температурі газу на виході з системи охолодження АПО;

$P_н$, $P_к$ – відповідно, початковий і кінцевий абсолютні тиску газу на ділянці, МПа;

$P_{ср}$ – середній тиск газу на ділянці, МПа;

$D_н$ – зовнішній діаметр газопроводу, м;

$K_{ср}$ – середній на ділянці коефіцієнт теплопередачі від газу в навколишнє середовище, Вт/(м^2·К);

C_p – середня ізобарна теплоємність газу, кДж/(кг·К);

D_i – середнє на ділянці значення коефіцієнта Джоуля-Томсона, К/МПа;

Q - пропускна здатність газопроводу, млн.м^3/добу;

$\rho_{ст}$ - щільність природного газу при стандартних умовах, кг/м^3;

L - довжина ділянки газопроводу, км.

Інтерес представляє знаходження точки «а» - точки інверсії теплообміну на трасі газопроводу. Відомо [3], що чим нижче температура транспортованого газу, тим вища продуктивність газопроводу. З іншого боку, температура газу ($t_г$) не повинна бути нижче температури грунту ($t_{гр}$). В іншому випадку ми будемо витрачати енергію на апаратах повітряного охолодження (АПО) для подальшого охолодження грунту потоком газу на ділянці після точки «а». Тому місце інверсії теплообміну повинна лежати далі кінцевого пункту на довжині L.

Висновок. Аналітично розрахувати положення місця «а» на довжині трубопроводу не представляється можливим. Завдання можна вирішити тільки шляхом послідовних наближень (методом ітерацій). Цей метод апробований авторами.

Список літератури

1. Коршак А. А. Проектирование и эксплуатация газонефтепроводов. Учебник для вузов /А. А. Коршак, А. М. Нечваль. – СПб: Недра, 2008. – 488 с.
2. Гаррис Н. А. Ресурсосберегающие технологии при магистральном транспорте газа / Н. А. Гаррис. – СПб: ООО «Недра», 2009. – 368 с.
3. Притула В.В., Кологривов М. М., Патон Б.Е., Письменный А.С. Об использовании на газокомпрессорных станциях МГ вторичных тепловых ресурсов для выработки электроэнергии и холода // Холодильна техніка і технологія. – 2007. - № 5. – С.37 – 44.

УДК 622.69

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВИСОТИ НАЛИВУ НАФТИ ПРИ ЗБЕРІГАННІ В РЕЗЕРВУАРАХ НА ВТРАТИ ВІД ВИПАРОВУВАННЯ

Сагала Т.А., к.т.н., доцент, Овезов Аман, магістр, Дорошенко В.М., д-р техн. наук, професор
Одеська національна академія харчових технологій

Одним з основних засобів поліпшення економічних показників виробництва є максимальне використання наявних резервів (наприклад, скорочення втрат нафти і нафтопродуктів на промислах, на нафтопереробних заводах, при транспортуванні, на нафтобазах і в процесі споживання). Орієнтовні підрахунки показують, що річні втрати нафти при перекачуванні від свердловини до установки нафтопереробного заводу і нафтопродуктів при доставці від заводу до споживача включно складають близько 9% від річного видобутку нафти. При цьому в результаті випаровування з нафти йдуть головним чином найбільш легкі компоненти, які є основною і найціннішою сировиною для нафтохімічних виробництв. Втрати легких фракцій бензину призводять до погіршення товарних якостей, зниження октанового числа, підвищення температури кипіння, а іноді і до переведення нафтопродукту в більш низькі сорти. Із загальної суми річних втрат втрати від випаровування нафтопродуктів на нафтобазах і при транспортуванні складають приблизно 2,5%. Втрати від витоків становлять невелику частину і можуть бути повністю ліквідовані за рахунок підвищення загальної культури виробництва і проведення загальновідомих, обов'язкових організаційно-технічних і профілактичних заходів.

Основні джерела втрат на нафтобазах - випаровування в резервуарах та при сливо-наливних операціях. Процес випаровування відбувається при будь-якій температурі внаслідок теплового руху молекул нафтопродукту. Із зростанням температури, тобто зі зростанням інтенсивності теплового руху, швидкість випаровування збільшується. У герметичному резервуарі випаровування відбувається до тих пір, поки газовий простір резервуара не буде заповнено насиченими парами. Для насичення замкнутого газового простору резервуару парами нафтопродукту при різних температурах необхідно тим більша кількість парів, чим вище температура поверхневого шару нафтопродукту. Ступінь випаровуваності нафтопродуктів визначається тиском насичених парів.

Метою роботи є оцінка розмірів втрат нафти від випаровування при зберіганні в резервуарах РВС-5000 при різних висотах наливу та порівняльний аналіз результатів.

Проведений кількісний розрахунок втрат нафти від випаровування при «малих» диханнях при зберіганні в резервуарах РВС-5000 при різних висотах наливу.

Встановлено, що впродовж року при заданих умовах втрати від випаровування при «малих» диханнях резервуару РВС-5000 змінюються приблизно від 2 до 35 кг за добу при висоті наливу 11 м, від 3 до 55 кг за добу при висоті наливу 10 м, від 5 до 70 кг за добу при висоті наливу 9 м нафтопродукту, що становить від 60 до 2100 кг на місяць при різних умовах.

Також можна відмітити, що втрати від випаровування при «малих» диханнях резервуару при умові наповненості резервуару 9 м складає більше до 35 % порівняно з 10 м, а в умовах наповненості 10 м складає до 25 % більше порівняно з 11 м.

Втрати впродовж року при змінах температури наливу при висоти наливу від 9 м до 11 м приводить до збільшення втрат від випаровування до 50 %.

Проведений кількісний розрахунок втрат нафти від випаровування при «великих» диханнях при зберіганні в резервуарах РВС-5000 при різних висотах наливу.

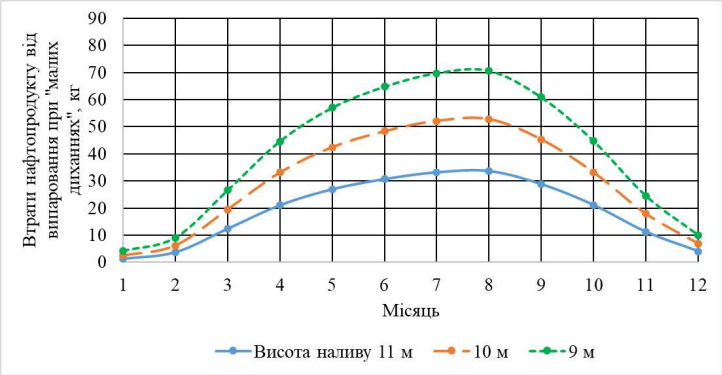


Рис. 1. Оцінка кількості втрат від випаровування нафти при «малих» диханнях резервуару РВС-5000

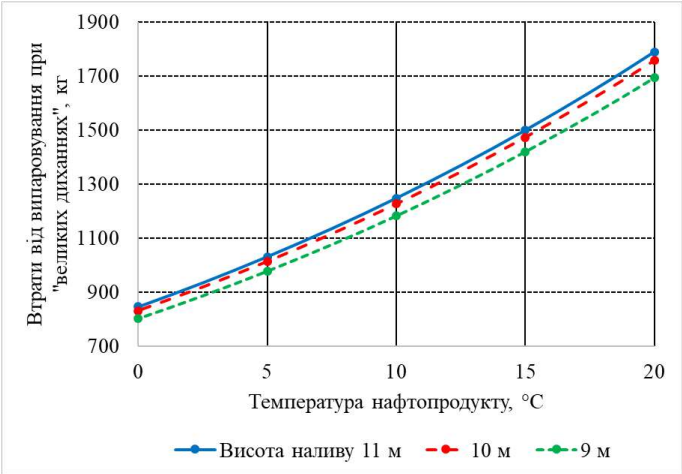


Рис. 2. Оцінка кількості втрат від випаровування нафти при «великих» диханнях резервуарів РВС-5000 з різною висотою наливу

Встановлено, що при зміні температури нафтопродукту при заданих умовах втрати від випаровування при «великих» диханнях резервуару РВС-5000 змінюються приблизно від 800 до 1800 кг нафти за одне відкачування та заповнення. Кількісна річна оцінка втрат при «великих» диханнях залежить від коефіцієнту оборотності резервуару.

Також можна відмітити, що втрати від випаровування при «великих» диханнях резервуару в залежності від висоти наливу нафти змінюються незначно – до 5 %.

Втрати в діапазоні температур від 0 до 20 °С збільшуються на 55 %.

Наступним кроком повинен бути вибір певного методу боротьби з втратами нафтопродуктів від випаровування, який ведеться з техніко-економічних розрахунків, основою яких буде величина річних втрат для кожного з порівнюваних варіантів.

Інформаційні джерела

1. Тугунов П.И., Новосёлов В.Ф., Коршак А.А., Шаммазов А.М. Типовые расчёты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов. Учебное пособие для ВУЗов. - Уфа: ООО «ДизайнПолиграфСервис», 2002. - 658 с.
2. https://vzrk.ru/rezervuarnie-konstrukcii-rvs-5000. [Електронний ресурс].

УДК 622.016.25:622.276.7

БЛОКУВАННЯ ПРИВИБІЙНОЇ ЗОНИ ПЛАСТА ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН

Світлицький В.М., доктор технічних наук, професор,
Одеська національна академія харчових технологій
Іванків О.О., кандидат технічних наук,
Науково-виробничий центр «Актуальні нафтогазові технології»
Угрюмов М.В.
Приватне акціонерне товариство «ДЕВОН»

Нормальна робота видобувних або нагнітальних свердловин порушується з різних причин, що призводить або до повного припинення роботи свердловини, або до суттєвого зменшення їх дебітів [1, 2].

Причини припинення або зниження дебіту можуть бути найрізноманітніші, пов'язані з виходом з ладу підземного або наземного обладнання, зі зміною пластових умов, з припиненням подачі електроенергії до обладнання насосних або газу для газліфтних свердловин, з припиненням відкачування і транспортування рідини на поверхні тощо. Так чи інакше у свердловинах необхідно проводити ремонтні роботи для відновлення їх працездатності, у зв'язку з чим виконують підготовку свердловин до ремонту, яка передбачає їх глушіння, тобто створення умов для запобігання відкритого фонтанування і викидів нафти і газу при зняття гирлового обладнання і підйому насосно компресорних труб.

Однак невдалий вибір типу і параметрів рідини глушіння може значно знизити природну проникність присвердловинної зони пласта.

Запропонований метод глушіння зі створенням тимчасового ізоляційному бар'єру полягає у наступному [3]. Блокуючий склад для тимчасового блокування інтервалу продуктивного пласта доставляють на вибій свердловини по насосно-компресорних трубах або по гнучкій трубі колтюбінга або самочинно з подальшим заповненням свердловини рідиною (вода, буровий розчин, пряма або обернена емульсія, сольовий розчин, пінна система тощо). На вибої свердловини блокуючий склад кристалізується і надійно роз'єднує порожнину свердловини і продуктивний пласт.

Важливою умовою успішного проведення технологічного процесу глушіння свердловини з використанням блокуючого складу є час його самочинної доставки на вибій. Якщо доставка блокуючого складу на вибій свердловини здійснюється з використанням насосно-компресорних труб або довгомірної труби (колтюбінга), то процес є контрольованими, а в разі самочинної доставки складу на вибій необхідно визначити максимальний час його самодоставки. Для того щоб визначити максимальний час самодоставки блокуючого складу на вибій свердловини, і тим самим забезпечити якість створення тимчасового ізоляційного бар'єру, необхідно зробити важливе надалі допущення. Припускаємо, що у цьому випадку ми маємо у свердловині стиснений рух частинок блокуючого складу, який здійснюється в обмеженому об'ємі рідини і в присутності інших його частинок. На відміну від вільних умов, при русі сукупності частинок блокуючого складу у

свердловинній рідині, вона повністю заповнює весь вільний простір між ними. Тобто рідина, одночасно обтікає усі частинки блокуючого складу і рухається всередині каналів неправильної форми, які утворені порожнинами і порами поміж його частинками [4, 5].

Як приклад глушіння свердловин методом самочинної доставки пачки блокуючого складу на вибій, наведено дані виконаних робіт на нафтових свердловинах.

Попередні розрахунки часу самодоставки блокуючої пачки показали для свердловини 104 - 48 хв, а для свердловини 387 - 59 хв.

Обидві свердловини, через наявність пакера, глушилися «в лоб», тобто по насосно-компресорним трубам за закритого затрубного простору. Після закачування блокуючої пачки, продавка її на вибій здійснювалася на свердловині 104 дизельним пальним і водним сольовим розчином, а на свердловині 387 водним сольовим розчином.

Короткі дані свердловин у яких проводилось глушіння за запропонованою технологією

Свердловина	387	104
Тип резервуару (літологія)	Пісковик	Карбонат
Глибина свердловини	3040 м	2795 м
Пористість колектора	14 - 15%	18-21 %
Пластова рідина	нафта	
В’язкість нафти	1 сПз	1,8 сПз
Пластовий тиск	28 МПа	26 МПа
Температура на гирлі	65 ºС	50 ºС
Статичний тиск на гирлі свердловини	15 МПа	3,5 МПа
Вибійна статична температура	104,5 ºС	101 ºС
Вибійний статичний тиск	25 МПа	18МПа
Об’єм в’язкопружної пачки	11 $м^3$	13 $м^3$
Дебіт свердловини до глушіння	191 т/добу	954 т/добу
Дебіт свердловини після освоєння	191 т/добу	1033 т/добу

Після закінчення продавкі і витримки свердловини в спокої на протязі 6 годин, проводилося визначення відповідності висоти блокуючої пачки відповідно розрахункової величині шляхом спуску у свердловину спеціального зонда. Було встановлено, що на свердловині 387 рівень відповідав розрахунковому, а на 104 рівень блокуючої пачки знизився на 120 м нижче розрахункової. Після освоєння свердловини 104 методом зниження тиску дебіт свердловини виріс на 79 т/добу, що свідчить про ліквідацію заколонного перетоку в зоні інтервалу перфорації.

Проведені роботи по тимчасовому глушіння свердловин показали їх технологічність і високу ефективність.

Список літератури

1. Бойко В.С. Довідник з нафтогазової справи / За заг. ред. д-рів техн. наук В.С.Бойка, Р.М.Кондрата, Р.С.Яремійчука. – К.: Львів, 1996. – 620 с.

2. Світлицький В.М. Техніка та технологія підземного ремонту свердловин / В.М.Світлицький, Б.Б.Синюк, В.П.Троцький. – Х.: Прапор, 2007. – 496 с.

3. Світлицький В.М. Патент № 114362 на винахід, Україна. Розчин для глушіння та ремонту свердловин / Світлицький В.М., Іванків О.О., Третяк В.О., Хомин В.Б., Вишневський О.І. – а201509900; заяв. 12.10.2015; Публ. 25.05.2017, Бюл. №10.

4. Бедрань Н.Г. Расчет скорости стесненного движения минеральных зерен в среде // Бедрань Н.Г., Денисенко А.И., Пилов П.И. - Изв. вузов. Горный журнал. – 1979. – №1. – С. 169-171.

5. Пилов П.И. Скорость осаждения частиц минералов в воде с учетом их формы и смачиваемо- сти их поверхности / Пилов П.И. - Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2016. – Вип. 63(104). – С. 77-81.

UDC 621.643

THE FILTER ON THE BASIS OF THE EJECTOR OF THE HEAT EXCHANGER FOR PURIFICATION OF HARMFUL SUBSTANCES FROM FLUE GASES USING HEAT EXCHANGER AS COMBUSTION GAS FILTER

Kogut V.E. Bushmanov V.M. Gihareva N.V.
Odessa National Academy of Food Technologies

The content of nitrogen, and carbon oxides produced by the combustion of solid or liquid fuels in the source flue gases is a serious environmental threat. For example, chemical compounds such as SO2 and SO3, nitrogen oxides NO, carbon monoxide, when combined with water vapor, form acids H2SO3, H2SO4, HNO3, HNO2, H2CO3 which cause harmful effects on human health. , lead to the destruction of forests and fruit trees, reducing crop yields. Flue gas cleaning is still an urgent problem that still needs a solution. Because of our development, we can offer a flue gas-cleaning device for sulfur, nitrogen and carbon oxides.

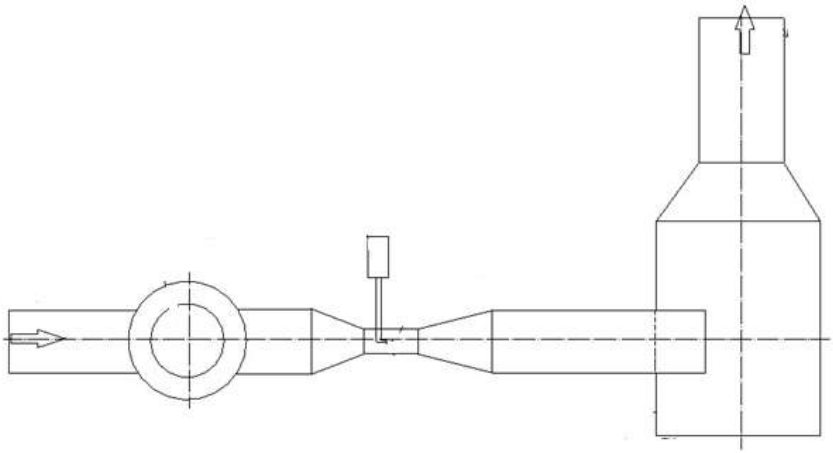


Fig. 1 Device for the purification of flue gases from sulfur, nitrogen and carbon oxides

The claimed device improves the quality of flue gas purification from pollutants and reduces energy costs.Our device can be used not only for cleaning of oxides.

At start-up and transition modes, the amount of emissions and the amount of harmful substances in the composition of flue gases increases by 90%. This is because the starting mode does not reach the correct temperature range and the oxidizer (air or oxygen) may not be properly distributed in the fuel. In addition to pollutants such as nitric oxide, sulfur, and carbon, carcinogens are formed in the combustion products. Several hundred substances known carcinogens, but only a few dozen have been studied in detail. . Upon contact of a flue gas stream containing pollutant oxides, such as SO3, CO2, NO2, with finely dispersed water, a reaction occurs to form acids, the molecules of which condense on the micro particles of dust, forming nuclei.The design of this filter has the following components: a fan for pumping gases, which creates on the one hand excess pressure, and on the other, its disadvantage, which leads to the movement of gas masses, straight pipe sections in front of the filter are needed to stabilize the flow, the filter is structurally a Laval nozzle , and has a tapered pipe, a straight section called a mixing chamber, an expanding pipe. In the mixing chamber there is a nozzle of liquid injection which sprays a coolant into the gas stream. A device for separating the liquid droplets from the gas stream follows the filter. It is a housing with a plug device to allow the droplets of fluid to settle on the walls of the device, and under gravitational action rolled down. The temperature of the onset of the hydration reaction (the release of pollutants from the flue gas) is 400… 500 °C. Typically, the flue gas intake temperature is 600 to 700 ° C, that is, significantly higher. Therefore, the claimed device provides for the cooling of the flue gas before cleaning at the pre-cooling unit. The flow rate of the liquid refrigerant required to reduce the flue gas temperature from initial to required, depending on the initial temperature and flue gas flow rate, can be determined by the equation:

$$t_{cm} = \frac{Gd * Cpd * td + Gn * Cpn * tn}{Gd * Cpd + Gn * Cpn}$$

tcm - temperature of the mixture "flue gases - liquid coolant", °C;
Gn - flow rate of liquid coolant, m^3 / s;
Cpn is the heat capacity of the liquid coolant, W / (kg • °C);
tn is the temperature of the liquid coolant, ° C;
Gd - flue gas consumption, m3 / s;
Cpd - flue gas heat capacity, W / (kg • °C);
td - flue gas temperature, ° C.

This greatly simplifies the setup of the device and increases its energy efficiency.

Using a heat exchanger filter we have created, it is possible to clear flue gases from almost all polluting factors. In the initial boiler operating modes, when the highest amount of carcinogens is released, the filter can be used to condense them.

When the boiler enters the basic operating mode and the carcinogens decompose from high temperature into simple, non-harmful components, oxides become the main problem in the flue gas. Which can also be cleaned with our ejector filter.

References

1.«Physics-mathematical model of evaporation of droplets aerosols »A.A.Antonnikova, N.V.Korovin, O.B.Kudryashov, I.M.Vasenin
UDC 621.45.042:532.592.2:544.772ОБЩАЯ AND THEORETICAL CHEMISTRY
2. «Unusual life of an ordinary drop» the Volynsk M.S.V70 Unusual life ordinary kapli.-* M: Knowledge, 1986.144 with. (The Science and progress).ББК 22.253.3 В70
3. «Numbers of Weber for stages water transformation shells at their free falling in air» R.S.Volkov, G.V.Kuznetsov, P.A.Kujbin, P.A.Strizhak The national research Tomsk polytechnical University/institute of thermophysics of S.S.Kutateladze of the Siberian Branch of the Russian Academy of Science, Novosibirsk

Letters in ЖТФ, 2015, volume 41, вып. On October, 20 26th
4. A. V.Lykov. "The drying theory", 1968
5. BASIC RESEARCHES №10, 2006 Successes modern estestvoznanija fiziko-mathematical sciences time Calculation evaporation of dispersed particles. Dohov of M. of the Item the Kabardino-Balkarian state agricultural academy 65-66.

УДК 621.578

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ МИКРООБЪЁМОВ НА ОСНОВЕ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Андреев А.И., магистр каф. «Теплоэнергетика и холодильные машины»
ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»

В настоящее время в связи с постоянным ростом производительности процессоров, прежде всего в компьютерной технике, возникает ряд вопросов по отведению тепла, неизменно выделяемого при работе компонентов ЭВМ. На данный момент все известные в холодильной технике способы охлаждения были применены и в компьютерной технике. Однако, имея ряд недостатков, каждый из них по отдельности слабо подходит для использования на персональных компьютерах или малых серверах.

Хотя, если пристальнее рассматривать рынок ПК и их комплектующих, именно проблема перегрева явилось фактором появления охлаждающих подставок для ноутбуков и систем водяного и фреонового охлаждения высокопроизводительных ПК и серверов. [1]

На смену им явилось использование для этих целей термоэлектрического способа охлаждения. Возможность охлаждения до температур значительно ниже температуры окружающей среды в сочетании с уникально малыми габаритами определяют основные преимущества термоэлектрического охлаждения. Обычно термоэлектрическое охлаждение конкурентоспособно при достаточно малой холодопроизводительности. В качестве критической величины можно назвать холодильную мощность порядка 100 Вт, что и обуславливает области его применения.[4]

В последние годы для охлаждения малых объёмов начали применяться холодильники на основе элементов Пелеьте в комбинации с тепловыми трубами. Схема простейшего подобного устройства приведена на рисунке 1:

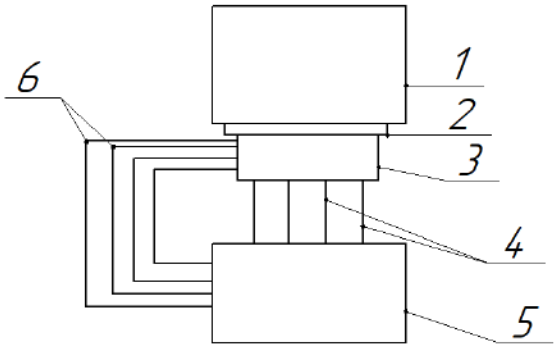


Рис. 1 – Схема простейшей системы охлаждения Пелетье: 1 – охлаждаемый объект; 2 – элемент Пелетье; 3 – блок отвода тепла от элемента Пелетье; 4,6 – тепловые трубы; 5- блок отвода тепла во внешнюю среду;

Из рисунка видно, что элемент 2, отбирая тепло от объёма 1, передаёт его тепловым трубам, которых переносят его в блок отвода тепла 5, затем вещество внутри тепловых труб отдавшее тепло среде, по обратным трубам 6 возвращается в блок отвода тепла 3 от элемента 2.

На работу такой машины необходимо затрачивать энергию, однако эффективность охлаждения таких машин выше . Эксперименты на малых холодильных машинах на элементах Пелетье с мощность 75-90 Вт, показали, что при охлаждении воды, удавалось получить температуры ниже 0 ºС за короткое время. Это позволяет говорить об эффективность таких системы для охлаждения малых объёмов.

Однако при использовании элемента Пелетье необходимо отводить тепло, выделяемое самим элементом, и чем выше холодопроизводительность холодильной машины, тем больше тепла необходимо отвести. Охладить элемент Пелетье только за счёт производительности вентилятора-куллера компьютера видеться маловероятным. С другой стороны, использовать вентиляторы с дополнительным теплоносителем вроде охлаждённой воды является опасным для компьютера. Водяные системы охлаждения зарекомендовали себя как эффективные, но слишком проблемные для охлаждения плат компьютера. Фреоновая установка и установка на других хладагентах имеет ряд недостатков, прежде всего связанных со сложностью и стоимостью подобных систем охлаждения, практически неприемлемых для обычных пользователей.

Выходом из этой ситуации является использования принципов приточно-вытяжной вентиляции на малом объёме. Для этого предложена следующая схема (рисунок 2):

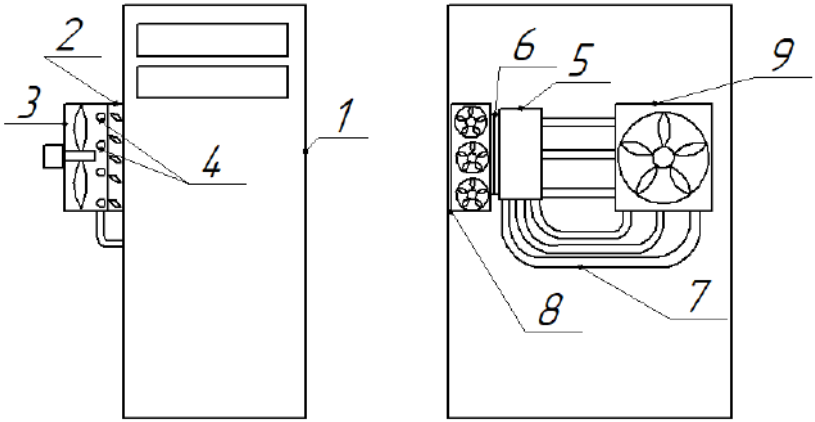


Рис. 2 – Системы охлаждения ПК: 1 – корпус системного блока; 2 – воздуховод; 3 – вытяжной вентилятор; 4 – входы тепловых труб; 5 – блок охлаждения элемента Пелетье; 6 – элемент Пелетье; 7 – тепловые трубы; 8 – приточный блок с радиатором; 9 - вытяжной блок;

Данная система работает следующим образом.

Воздух забираемый приточным блоком 8 охлаждается элементом Пелетье 6, проходя через радиатор, установленный внутри приточного блока 8. Элемент Пелетье 6 установлен как раз на стенке радиатора. Далее охлаждённый воздух проходит в объём компьютера 1 и отбирает тепло от компонентов плат, нагреваясь, забирается вытяжным блоком 9, и выбрасывается в окружающую среду. В то же время тепло от элемента Пелетье 6 отдаётся в блок охлаждения 5, где переноситься через тепловую трубу в вытяжной блок 9, где обдувается воздухом, выходящим из корпуса компьютера. Рабочее вещество тепловых труб охлаждается

и возвращается обратно по трубам 7 в блок 5, где снова отбирает тепло от элемента Пелетье. Температура воздуха после корпуса компьютера остаётся достаточно низкой для охлаждения рабочего вещества тепловых труб и эффективному отведению тепла от элемента Пелетье.

Дальнейшее развитие систем охлаждения видеться в переходе к двухкаскадным термоэлектрическим машинам. В данный момент ведётся разработка внешнего блока охлаждения, подключаемого к нескольким компьютерам разной производительности. Также планируется создание устройства компактных размеров большой производительности для охлаждения постоянно работающих серверов высокой производительности.

Перспективным направлением является разработка транспортных кондиционеров с учетом повышенных требований по надежности, предъявляемых к этим устройствам. Традиционно широко используется термоэлектричество, когда возникает необходимость охлаждения и термостатирования различных электронных устройств — от малогабаритных микросхем, фотоэлектроники и процессоров до электронных шкафов систем телекоммуникаций. [4, 5]

В заключение можно сказать, что развитие холодильных машин, чей принцип действия основывается на эффекте Пелетье, позволяет конструировать холодильные установки, используемые во всех сферах жизни. Это и создание маломощных сплит систем для небольших комнат, и создание медицинских приборов. И конечно же главной областью, в которой данная техника обязательно будет востребована, это компьютерные технологии. Прогнозы показывают, что в ближайшее время на смену традиционным системам охлаждения придут системы на элементах Пелетье и промежуточных хладоносителях используемые в ПК средней и высокой мощности. [2, 3]

Информационные источники

1. Скотт Мюллер. Модернизация и ремонт ПК = Upgrading and Repairing PCs. — 17 изд. — М.: «Вильямс», 2007. — С. 1299—1328. — ISBN 0-7897-3404-4.

2. Ильярский О.И., Удалов Н.П. Термоэлектрические элементы.-М.: Энергия, 1970.-72 с

3. Булат Л.П. Термоэлектрическое охлаждение: Состояние и перспективы // Холодильная техника, №5,1999, с. 12-14.

4. Шостаковский П., «Современные решения термоэлектрического охлаждения для радиоэлектронной, медицинской, промышленной и бытовой технике»/ Журнал «Компоненты и технологии» №12 , 2009 г., С 120 – 126.

5. Кирсанов В.В., Кравченко В.Н., «Энергосберегающая пастеризационно – охладительная установка на термоэлектрических модулях» / Вестник ФГОУ ВПО МГАУ №2 , 2010 г, С. 12 – 14.

УДК 662.995 : 662.997

ЭКСПЛУАТАЦИЯ АДСОРБЦИОННОГО МОДУЛЯ ПАРОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Е.А. Беляновская, канд. техн. наук, доцент, Г.Н. Пустовой, аспирант, К.М. Сухой, д-р техн. наук, профессор, М.П. Сухой, канд. техн. наук, профессор
ГВУЗ «Украинский государственный химико-технологический университет»

Одним из самых интенсивных потребителей электрической энергии является паровые компрессорные установки, которые используются для хранения пищевой продукции, а также

кондиционирования воздуха. В качестве хладоагентов используются преимущественно различные фтор-хлор-бром-производные углеводородов (так называемые хладоны или фреоны) [1]. Период пиковых нагрузок для подобных устройств приходится, очевидно, на летний период. Кроме того, их эксплуатация сопровождается значительным тепловых загрязнением окружающей среды, куда отводится теплота при конденсации холодильного агента [1]. Одним из перспективных технических решений является адсорбционные холодильные гелиоустановки [2]. Как адсорбенты предлагали использовать различные цеолиты, металлоорганические координационные полимеры MOF, силикагели и композитные материалы типа «соль в пористой матрице», а в качестве холодильного агента – воду, метиловый и этиловый спирты [2]. Целесообразно рассмотреть возможность утилизации низко-потенциальной тепловой энергии при эксплуатации паровой компрессорной холодильной установки, путем включения в ее схему адсорбционного модуля.

Предложенная схема паровой компрессорной холодильной установки включает два контура, первый – традиционный – состоит из холодильной камеры, компрессора, конденсатора, дросселя и испарителя [1], и второй – адсорбционный холодильный модуль, содержащий адсорбер и дополнительные холодильную камеру, испаритель и конденсатор. Как холодильный агент в первом контуре предлагается использовать любой традиционный хладагент, а во втором – воду. Характеристики паровой компрессорной холодильной установки, очевидно, существенно ограничивают выбор адсорбента. Так, при использовании в качестве конденсатора погружного кожухотрубного теплообменника при температуре холодильного агента в конденсаторе на уровне 70ºС, холодильный коэффициент подобной установки равен 2,8. Проведен расчет эксплуатационных характеристик адсорбционного холодильного модуля в соответствии с предложенной процедурой, которая включает определение массы воды, массы адсорбента, холодопроизводительности и холодильного коэффициента.

Учитывая температуру холодильного агента в конденсаторе, целесообразно использовать адсорбенты с температурами регенерации не более чем 70ºС, то есть силикоалюминофосфаты [2] и композиты «силикагель – ацетат натрия». Холодопроизводительность и холодильный коэффициент адсорбционного холодильного модуля является практически одинаковыми при использовании силикоалюминофосфатов и композитов «силикагель – CH_3COONa», поскольку их определяет тепловая нагрузка на конденсатор, которая влияет на массу воды, которая испаряется, то есть 425,34 кВт и 0,878, в соответствии. Но адсорбенты с более высокой предельной адсорбцией, то есть композиты «силикагель - натрий ацетат», позволяют существенно сократить объем адсорбера в 2 - 3 раза по сравнению с силикоалюминофосфатом.

Информационные источники

1. Маке В., Эккерт К. – Ю., Кошпен Ж.Л. Учебник по холодильной технике. М.: Издательство Московского университета, 1998.1142 с.

2. Freni A., Maggio G., Sapienza A., Frazzica A., Restuccia G., Vasta S. Comparative analysis of promising adsorbent/adsorbate pairs for adsorptive heat pumping, air conditioning and refrigeration. Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 104, 85 – 95.

УДК 621.565.952:628.165:001.891.58

НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА З ТРУБКОЮ ФІЛЬДА

Василів О.Б., к.т.н., доцент, Вовченко А.І., аспірант
Одеська національна академія харчових технологій

Одним з елементів низькотемпературної опріснювальної установки [1] є кристалізатор, на якому відбувається утворення шару льоду. Даний теплообмінник виконаний у формі трубки Фільда, всередині якої циркулює проміжний холодоносій. Використання такої конструкції обумовлено необхідністю збереження пористої структури льоду, що формується в процесі виморожування, для подальшого очищення шляхом сепарування або промивання у промивних колонах. Відокремлення намороженого шару льоду від поверхні кристалізатора здійснюється частковим підплавленням поверхні контакту «трубка Фільда – лід», що дозволяє уникнути необхідності зішкрібання шару льоду, яке здійснюється в установках інших типів, наприклад барабанних.

Однією з проблем, що виникає в процесі опріснення є захоплення в пори льоду маточного розчину через перепад температур між фронтом кристалізації і розчином. Як було встановлено в результаті проведення серій експериментальних досліджень по опрісненню модельних розчині та природніх вод, величина переохолодження розчину, яка забезпечує оптимальне розділення (з енергетичної точки зору), складає біля 0,6…1 °С. За даними інших авторів ця величина знаходиться в межах 1…4 °С.

При проектуванні промислових установок з великою продуктивністю збільшуються геометричні розміри теплообмінних поверхонь, зокрема, довжини труб [2]. Це призводить до зростання різниці температур між початковою і кінцевій ділянками трубки і виникненню таких умов при яких на різних ділянках процес кристалізації буде відбуватися при неоднакових температурних перепадах між фронтом кристалізації і маточним розчином. Як наслідок, ефективність процесу розділення (опріснення) буде погіршуватися.

На характер температурного поля впливають наступні фактори: початкова температура холодоносія, його витрати, діаметри внутрішньої і зовнішньої труб трубки Фільда та температура і властивості розчину, а також конструктивні особливості опріснювальної установки.

Для забезпечення ізотермічності температурного поля зовнішньої поверхні трубки Фільда пропонується виконати перфорацію внутрішньої трубки та визначити її геометричні характеристики. З урахуванням теорії подібності необхідно встановити загальний вигляд критеріального рівняння для визначення коефіцієнту тепловіддачі від поверхні кристалізатора до розчину, та на підставі експериментальних досліджень розрахувати невідомі коефіцієнти цього рівняння.

На наступному етапі необхідно провести оптимізацію процесів теплообміну і визначити відповідні витратні характеристики та конструктивні розміри зазначеного теплообмінника.

Література

1. Пат. 82486 Україна, МПК C02F 1/22, A23L 2/08. Установка для опріснення води /Василів О. Б., Коваленко О. О., Тітлов О. С., Іщенко С. В; Заявник та патентовласник Одеська національна академія харчових технологій – № u 201214014 ; заяв. 10.12.12; опублік. 12.08.2013, Бюл. № 15.

2. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы)"; Под общей ред. П Л Кириллова; 2-е изд., М.: Энергоатомиздат, 1990. –360 с.

УДК 621.565.92:[628.116.033+628.165]:001.891.58

ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОПРІСНЕННЯ ВОДИ ТА ОТРИМАННЯ ВОДИ З ПОВІТРЯ

Василів О.Б., к.т.н., доцент, Проць Б.М., аспірант
Одеська національна академія харчових технологій

Україна належить до держав з недостатнім забезпеченням водними ресурсами і є однієї з найменш водозабезпечених країн Європи. Водні об'єкти України вкривають 24,2 тис.кв.км, що становить лише 4,0% від її загальної території. Питома забезпеченість річковим стоком в Україні – близько 1000 м^3 на особу в рік, що нижче в 2,5 рази ніж в Німеччині та Швеції, в 3,5 рази ніж у Франції та у 5 разів ніж в Англії [1]. Також одним із джерел прісної води є підземні води. Забезпеченість прогнозними ресурсами питних підземних вод населення України по регіонах знаходиться в межах 0,3-5,5 тис. м^3/добу, а в середньому – 1,3 тис. м^3/добу на одну особу. Розподілені прогнозні ресурси підземних вод по регіонах нерівномірно. Переважаюча частина прогнозних ресурсів зосереджена у північних та західних областях України, ресурси південного регіону обмежені [2].

У Західному Донбасі відчутного збитку підземним водам завдавали високомінералізовані (3000-37600 мг/дм^3) шахтні води, що відкачувались шахтами ВАТ «Павлоградвугілля». Акумулюючись у фільтруючих накопичувачах, вони продовжували забруднювати водоносні горизонти. Основними забруднюючими компонентами є хлориди та сульфати. Мінералізація підземних вод у зонах засолення досягала 8500 мг/дм^3 [2].

Одним із шляхів забезпечення населення і промисловості необхідною кількістю питної води є опріснення високомінералізованих шахтних вод та морської води. Методи знесолення і опріснення води поділяють на дві основні групи: зі зміною і без зміни агрегатного стану. До першої групи методів належать дистиляція, заморожування, газогідратний метод; до другої - іонообмін, електродіаліз, зворотний осмос (гіперфільтрація), ультрафільтрація, екстракція і ін. Найбільш поширеними в практиці водообробки є дистиляція і іонообмін.

Вибір методу обумовлюється якістю води, що очищається, вимогами до якості очищеної води, продуктивністю установки і техніко-економічними показниками. При вмісті солей у воді до 1,5- 2 г/л рекомендується використовувати іонообмінний метод знесолення, більше 10 г/л -дистиляцію, заморожування або зворотний осмос; 2,5-15 г/л - електродіаліз або гіперфільтрацію.

Процеси розділення рідких середовищ методом заморожування засновані на трьох принципах [3]:

1) кристалізація з розчиненої речовини однієї речовини – льоду, в результаті його наступного очищення від розчину і плавлення котрого отримують прісну воду і концентрований цільовий продукт;

2) фракційна кристалізація розчину, коли утворюються дві тверді фази і більше, розділенням і технологічною обробкою яких отримують прісну воду і один чи кілька цільових продуктів, включаючи продукти в твердому вигляді (солі, кристалогідрати і таке інше);

3) пошкодженні структури колоїдного розчину при його повному заморожуванні і наступному механічному розділення рідини.

Актуальною задачею удосконалення низькотемпературних опріснювальних установок є зниження енергетичних витрат [4]. Досягають цього удосконаленням окремо процесів кристалізації води із сольового розчину, сепарування чи плавлення отриманого льоду, так і шляхом створення комбінованих установок.

В роботі пропонується нова схема такої установки. Особливістю її є те, що теплота

плавлення льоду використовується для конденсації атмосферної вологи і отримання додаткового джерела прісної води.

Процес плавлення льоду є одним з основних процесів в технології опріснення виморожуванням. Плавлення льоду в виморожуючих опріснювальних установках дозволяє не лише отримати прісну воду, але і значно скоротити енерговитрати на технологію опріснення за рахунок рекуперації теплоти в установці. Основним при плавленні є процес нестаціонарного теплообміну при фазових перетвореннях.

В даній роботі процес плавлення запропоновано здійснювати після процесу кристалізації в тому ж самому апараті з трубчатими вертикальними кристалізаторами, без виймання блоків льоду. Після завершення процесу кристалізації цикл роботи холодильної машини вимикається і процес сепарування твердої фази пропонується здійснюється під дією сил гравітації.

Концентрований розчин, що стікає з поверхні льоду в процесі сепарування відводиться з апаратом, а далі починається процес плавлення. Для цього проміжний теплоносій починає циркулювати в контурі «плавитель льоду – повітря охолоджувач». Блоки льоду сформовані на кристалізаторах в процесі виморожування починають поступово плавитися. Теплота плавлення проміжного теплоносія відводяться через стінку того ж самого кристалізатора і передається через оребрені трубки повітрю. Саме ця теплота і використовується для охолодження повітря і конденсації з нього атмосферної вологи.

Для розрахунку правителя такої комбінованої установки необхідно розробити методику розрахунку та провести експериментальні дослідження процесів тепло- і масобміну при плавленні льоду.

Література

3. Обухов Є. В. Показники забезпеченості населення України водними ресурсами на початку 2019 року. / Є. В. Обухов // Гідроенергетика України. – 2019. – № 1-2. – С. 31-35.

4. Стан підземних вод України, щорічник – Київ: Державна служба геології та надр України, Державне науково-виробниче підприємство «Державний інформаційний геологічний фонд України», 2018. 34 іл. - 121 с.

5. Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий [Текст] Г. М. Островский [и др.] ; под ред. Г. М. Островского. – Часть II. – СПб : "Мир и Семья", 2006 - 916 с.

6. Василів, О. Б. Опріснення води виморожуванням в установці із змінною в циклі температурою холодоносія [Текст] / О. Б. Василів, О. С. Тітлов, С. В. Іщенко // Харчова наука і технологія. – 2011. – №4(17). – С. 103-106.

УДК 621.565.93/94.004.18:621.575

ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЯ КАК НАПРАВЛЕНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Галимова Л.В. д.т.н. проф., Седойкин И.Е. к.т.н, Букин В.Г. д.т.н. проф.
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Астраханский государственный технический университет»

Под энерготехнологией в химической промышленности понимается химикотехнологическая система, включающая энергетический узел, потребляющий топливо или использующий тепло экзотермических реакций и вырабатывающий энергию для поддержания технологического режима, и обеспечения функционирования химико-технологических систем (ХТС). Использование энерготехнологии способствует

энергосбережению, поэтому основывается на результатах анализа энергозатрат промышленных предприятий в современных условиях, включающих в себя данные о высокой энергоемкости продукции, причинах и мерах по ее снижению.

По сравнению с мировым рынком цены на энергоресурсы в России относительно низкие, однако при этом затраты на топливо и энергию составляют от 10 до 40 % себестоимости продукции. В совокупном объеме промышленные предприятия потребляют 125…130 млн. т. условного топлива, что составляет более трети произведенных в стране первичных топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) и свыше 50 % электроэнергии.

Обрабатывающая промышленность является крупнейшим конечным потребителем теплоэнергетических ресурсов (ТЭР) в России, на ее долю приходится около 30 % всего конечного потребления энергии.

Для многих предприятий энергоэффективность неразрывно связана с технологиями производства, а значит, она должна повышаться при замене существующего оборудования на энергоэффективное.

Исследования показали, что эффективное управление промышленным объектом возможно в том случае, когда определены все факторы и особенности, присущие объекту, которые далее представлены в виде математических моделей. Исходные данные для таких моделей могут быть взяты из топливно-энергетического баланса объекта, которым может быть агрегат, цех, производство, предприятие, отрасль.

Многие предприятия промышленности в ходе технологического процесса вырабатывают вторичные энергоресурсы (ВЭР), которые занимают в энергетических балансах значительное место, оказывают прямое влияние на объемы покупных энергоресурсов.

В связи с этим в химической технологии все больше ужесточается связь между энергетическим и технологическим оборудованием.

В качестве объекта для изучения возможности использования, оценки эффективности энерготехнологии выбрана криогенная система производства продуктов разделения воздуха.

Для воздухоразделительных установок (ВРУ) характерно, что затраты энергии на сжатие воздуха составляют, в зависимости от типа установок, от 70% до 90% всех энергозатрат [11].

Для решения задачи повышения эффективности работы ВРУ предлагается разработка системы энерготехнологии наиболее распространенных действующих установок среднего и высокого давления [1].

Установки среднего давления работают в интервале $P = 4 \div 7$ МПа, с чистотой получаемых продуктов: технический кислород - 99,7%, азот - 99,99%. Получаемые продукты широко используются в химической, металлургической промышленности.

Установки высокого давления работают в интервале $P = 15 \div 20$ МПа, с чистотой получаемых продуктов: технический кислород - 99,7%, медицинский кислород – 99,5%, азот - 99,99%. Получаемые продукты широко используются в химической, металлургической промышленности, медицине.

Характерной особенностью рассмотренных схем является наличие блока компримирования с использованием поршневых компрессоров.

При проведении энергетического обследования источников сжатого газа компрессорных станций установлен большой потенциал энергосбережения в виде тепла, которое отводится от сжимаемого газа в атмосферу. Оценка количества тепла, образовавшегося в результате сжатия газа в компрессорных станциях и установках, и возможности его использования приведены в работе [8].

Приведенные в работе [7] возможность и целесообразность использования бросового тепла компримирования, особенно характерны для установок, работающих в условиях жаркого климата, реализованы путем создания энергосберегающей системы на базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ). В процессе исследовании была проведена термодинамическая и экономическая оценка работы установки, результаты которой опубликованы в работах [3, 5].

В качестве объекта исследования были определены криогенные воздухоразделительные установки (ВРУ): КжАж-0,04; АК-0,6; АК-1,5, используемых для обеспечения технологического процесса обработки природного газа г. Астрахани.

В процессе натурно-производственного эксперимента были проведены замеры основных рабочих параметров действующих систем в разное время года. В качестве примера приведены данные по АК-1,5.

Таблица1. Усредненные параметры производственного эксперимента 2014 г. ВРУ АК-1,5

Дата 2014	Давление по ступеням, Р, кг/см^2				Температура по ступеням на выходе, t, °C				Темп. наружного воздуха, t, °C	Темп. воздуха после конц. теплообменника, t,°C	Темп. воздуха после ожижителя, t,°C	Концентрация кислорода, ζ_{O2}, %
	1	2	3	4	1	2	3	4				
Январь	2,3	8,6	17,9	41	128	136	100	107	-6	15	1,5	99,999
Февраль	2,4	8,9	18,8	43	133	141	105	113	-4	17	4	99,999
Март	2,5	9	19,7	47	137	144	109	118	3	20	8	99,999
Апрель	2,7	9,3	21	52	143	145	114	124	11	23	11	99,998
Май	2,8	9,7	21,5	53	147	153	117	127	20	26	14	99,997
Июнь	2,9	9,8	22	54	150	159	121	136	26	29	21	99,95
Июль	3,1	10	22,5	56	155	160	125	138	29	31	22	99,7
Август	3,2	10,3	25	66	162	160	131	145	28	34	24	99,2
Сентябрь	3,1	9,8	23,5	60	151	153	126	136	20	28	20	99,96
Октябрь	2,8	9,6	22	55	134	148	118	128	14	27	15	99,996
Ноябрь	2,6	9,2	20,5	50	121	141	112	119	8	22	10	99,999
Декабрь	2,4	8,8	19	43	107	135	105	110	1	18	6	99,999

На основе данных таблицы 1 определен расчетный режим при построении номограммы (рисунок 1) изменения значений концентрации кислорода по месяцам за 2012 г. по установке КжАж-0,04 и 2014 г. по установкам АК-0,6, АК-1,5.

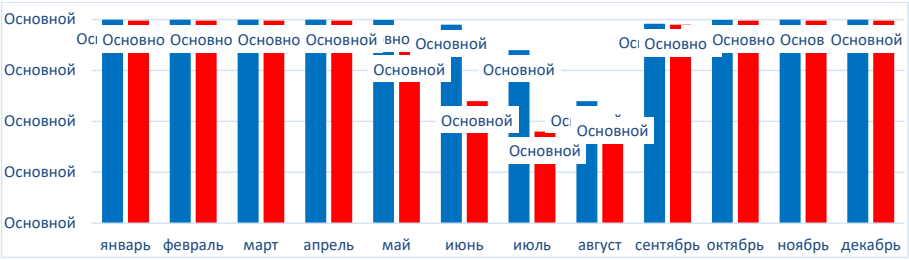


Рис. 1. Гистограмма значений концентрации кислорода по месяцам за (красным) 2012 г., (синим) 2014 г.

По характеру изменения концентрации видно, что наиболее трудным является период работы системы с апреля по октябрь.

Температура сжатого воздуха после концевого холодильника в данный период составляет 40 - 45 °С, что выше регламентируемой 5 - 10 °С.

На рисунке 2 приведен график зависимости концентрации получаемого кислорода от температуры воздуха после концевого холодильника.

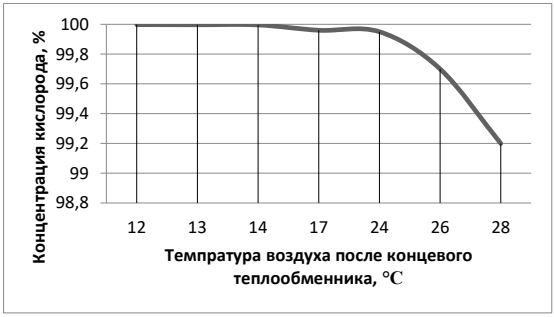


Рис. 2. График зависимость концентрации получаемого кислорода от температуры воздуха после концевого холодильника.

Максимальная концентрация кислорода достигается при температуре 10-15 °С.

В действующих схемах предлагается обеспечение данного режима за счет искусственного охлаждения сжатого воздуха с использованием энерготехнологий.

В качестве энергетического узла предложена теплоиспользующая АБХМ, вырабатывающая холод на уровне 7 °С.

Схема подключения АБХМ в установку разделения воздуха изображена на рисунке 3.

Установка работает следующим образом: наружный воздух по линии «а» поступает через теплообменник предварительного охлаждения 21 в воздушный компрессор 1. После первой ступени сжатия 2 воздух направляется в первую секцию котла-утилизатора 14 для частичного отвода тепла сжатия. После котла-утилизатора сжатый воздух охлаждается водой из градирни в первом промежуточном холодильнике 6 и затем поступает во вторую ступень сжатия 3. Далее воздух последовательно проходит по всем ступеням сжатия и после пятой ступени поступает в водяной теплообменник 19.

Для нагрева воды в котле-утилизаторе используется высокопотенциальная часть тепла сжатого воздуха. Нагретая вода насосом 13, подается в генератор 12 АБХМ, включая ее в работу.

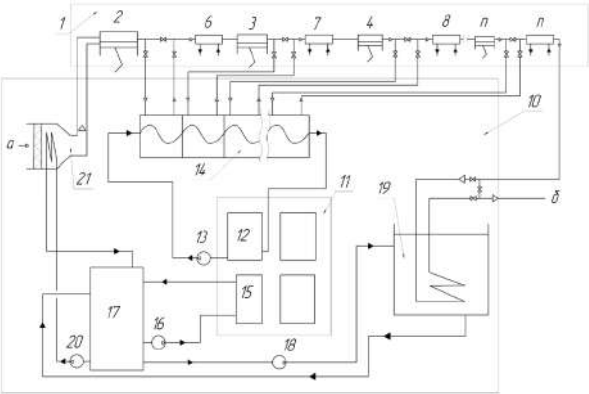


Рис. 3. Принципиальная схема подключения АБХМ к ВРУ.
1 – воздушный компрессор; 2 – n ступени сжатия; 6 – n промежуточные холодильники; 10 – система предварительного охлаждения воздуха;11 – АБХМ;12 – генератор; 15 – испаритель;14 – котел – утилизатор;13 – водяной насос;17 – резервуар;16, 18, 20 – водяные насосы; 19 – водяной теплообменник; 21 – теплообменник предварительного охлаждения

Вырабатываемый в испарителе 15 холод расходуется для охлаждения воды, которая насосом 16 подается в резервуар 17, откуда насосом 18 подается в водяной теплообменник 19 для снижения температуры сжатого воздуха после концевого холодильника «n». Насосом 20 холодная вода направляется в теплообменник предварительного охлаждения 21, где в процессе охлаждения происходит конденсация и отвод влаги из воздуха.

Охлажденный и очищенный сжатый воздух поступает по линии «б» в блок комплексной очистки, где происходит адсорбция газа, затем в блок разделения, где происходит разделение воздуха на кислород и азот, а далее к потребителю [9].

Определение основных технических характеристик и сравнение действующих ВРУ и энергосберегающих систем проведено на основе разработанного и зарегистрированного программного обеспечения.

По каталогу для АК-1,5 подобрана АБХМ фирмы Thermax модель LT- Технические характеристики указаны в таблице 2 [10].

Таблица 2 Технические характеристики

Модель	LT-2
Мощность в режиме охлаждения: Q0, кВт	70
Система охлажденной воды 12/7 °С. Расход G, м3/ч	11
Система охлаждающей воды 29,4/ 36,4 °С. Расход G, м3/ч	20
Система нагретой воды 90,6/85 °С. Расход G, м3/ч	17
Масса при погрузке (LiBr): m, т	2.5
Макс. потребление эл. эн.: W, кВт	5,1

На основе разработанной блок-схемы [6] создана автоматизированная система анализа энергоэффективности абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины воздухоразделительной установки, написанная в среде разработке Visual Studio 2012 на языке программирования C#.

Результаты численного эксперимента установки ВРУ АК-1,5 вынесены на интерфейсы [4].

В программу заложен графический анализ работы абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, энергосберегающей системы в целом и энтропийно-статистической оценки её эффективности.

Построение графиков осуществлялось программой в интервале to.c.= +15...+40 °С с шагом 1 °С, с помощью цикличного оператора. Анализ полученных зависимостей позволил сделать вывод, что приближение величин основных технических характеристик энергосберегающей установки к регламентным значениям связано с поддержанием температуры воздуха на входе в воздушный компрессор и в блок комплексной отчистки не выше 15 °С, что обеспечивается работой АБХМ. Расчётами установлено, что холодопроизводительность АБХМ каждой установки может обеспечить с учётом естественных потерь эффективную работу второй однотипной работающей ВРУ, объединив их в единый блок.

Энтропийно-статистический анализ дал возможность определить степень термодинамического совершенства в сравнении. Созданная автоматизированная система энтропийно-статистического анализа позволяет определить степень термодинамического совершенства для любого типа ВРУ и энергосберегающих систем ВРУ-АБХМ при различных сочетаниях режимных параметров.

Степень термодинамического совершенства энергосберегающей системы воздухоразделительной установки АБХМ-АК-1,5 на 26% выше действующей установки АК1,5.

Расчёт элементов энерготехнологического блока был проведен с использованием программы Hysys ASPENEDR на основе существующих схем [2]. 3D модели элементов энергосберегающей системы приведены на рисунках 4-6.

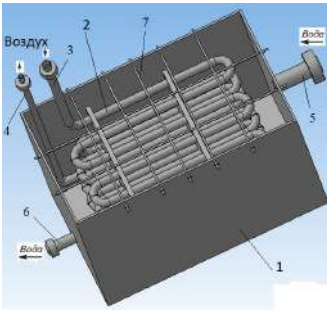


Рис. 4. Погружной змеевиковый теплообменник.
Корпус – 1; трубный змеевик – 2; штуцер входа газа – 3; штуцер выхода газа – 4; штуцер входа воды – 5; штуцер выхода воды – 6; решетка – 7.

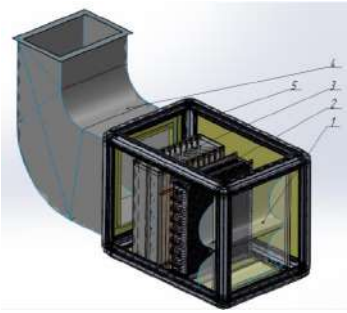


Рис. 5. Теплообменник предварительного охлаждения воздуха**.** Карманный фильтр - 1; теплообменная поверхность - 2; капле отбойник - 3; соединительный переход – 4; корпус – 5.

Рис. 6. Котел-утилизатор

Выводы

Энерготехнологический агрегат АБХМ - ВРУ позволяет повысить чистоту продуктов разделения воздуха, а также уменьшить энергозатраты и тепловые потери установки в летнее время года за счет поддержания температуры воздуха перед блоком компримирования и блоком комплексной отчистки на уровне 10-15 °С.

Проведенный анализ работы ВРУ с АБХМ показал, что использование энерготехнологического агрегата позволяет повысить холодильный коэффициент установок в среднем для АК-1,5 и АК-0,6 на 30 %, а для КжАж-0,04 на 16,6 %.

Энтропийно-статистическим анализом установлено, что степень термодинамического совершенства энергосберегающей системы на 26 % выше работающей воздухоразделительной установки.

Проведенные расчеты показывают, что спроектированные теплообменники по своим техническим и экономическим показателям могут быть эффективно использованы в составы энергосберегающей системы и предложены на рынок страны.

Список литературы

1. Архаров А.М., 1999. Криогенные системы. Том 1. Основы теории и расчета. Москва 1996 г.
2. Галимова Л. В., Седойкин И. Е., Кобозев А.И., Славин Р.Б. Аппаратное оформление энергосберегающей системы разделения воздуха // Холодильная техника. 2015. № 2. – С. 45-48.
3. Галимова Л. В., Седойкин И. Е., Еремин А.С. Использование методологии исследования энергосберегающей системы на базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины для крупных промышленных установок разделения воздуха // Холодильная техника. 2016. № 5. – С. 44-47.
4. Галимова Л. В., Седойкин И. Е. Результаты анализа термодинамической эффективности систем разделения воздуха с использованием абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин // Холодильная техника. 2018. № 5. – С. 26-28.
5. Galimova L.V., Sedoykin I.E. Absorption bromide-lithium refrigeration machines in energy efficient air separation systems // AIP Conference Proceedings 2007, 030021 (2018); doi: 10.1063/1.5051882. Published by the American Institute of Physics. https://doi.org/10.1063/1.5051882
6. Джон Шарп. Microsoft Visual C#. Подробное руководство. // 8-е изд. Питер, 2017 – 848 с. Источник: http://forcoder.ru/c-sharp/
7. Лавренченко Г.К., Швец С.Г., Копытин А.В., 2007. Теплота компримирования и возможность её использования для повышения эффективности воздухоразделительных установок. Технические газы №2, Украина, 28-34.

8. Седойкин И. Е., Галимова Л. В. Моделирование и анализ энергосберегающей системы на базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины для установок разделения воздуха // Холодильная техника. 2015. № 7 – с. 22-26.
9. Седойкин И. Е., Галимова Л.В. Патент на полезную модель «Установка разделения воздуха» № 151886 от 27.03.2015 г.
10. Каталог BROAD, 1-38. [Электронный ресурс]. URL: http://www.aerkom.ru/netcat_files/Image/katal_BROAD.pdf (дата обращения 07.04.2012).
11. Определение потребности в сжатом воздухе воздухоразделительных установок - http://helpiks.org/3-75516.html.

УДК 621.57

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АММИАЧНЫХ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ С БЕЗЗМЕЕВИКОВЫМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ СОСУДОМ

Дроздов М.М. аспирант кафедры «Теплоэнергетики и холодильных машин»
Астраханский государственный технический университет,
Галимова Л.В. д.т.н., профессор, профессор кафедры
«Теплоэнергетики и холодильных машин»
Астраханский государственный технический университет
Кузьмин А.Ю. к.т.н., доцент, доцент кафедры «Теплоэнергетики и холодильных машин» Астраханский государственный технический университет

Парокомпрессионные тепловые трансформаторы нашил широкое применение в промышленности в качестве машин для получения тепловых эффектов различных температурных уровней. На сегодняшний день, большая часть парокомпрессионных тепловых трансформаторов используется для выработки лишь одного полезного эффекта с утилизацией второго. В [1] представлены виды идеальных циклов парокомпрессионных тепловых трансформаторов, относительно температурного уровня окружающей среды. Цикл теплового трансформатора, с получением теплоты, на температурном уровне выше температуры окружающей среды может быть использован для комбинированного получения двух полезных тепловых эффектов. На сегодняшний день, вопрос оценки эффективности применения комбинированных тепловых трансформаторов (далее по тексту- КТТ) остается открытым, ввиду недостаточной изученности вопросов, связанных с совместной выработки теплоты и холода в цикле парокомпрессионной машины. Процесс оценки эффективности применения можно разделить на энергетическую и экономическую составляющие. Далее рассмотрены вопросы оценки энергетической эффективности КТТ для схемы двухступенчатого сжатия с беззмеевиковым промежуточным сосудом (далее по тексту БПС) [2], ввиду растущей популярности реализации данного схемного решения для получения низких температур. Для оценки энергетической эффективности КТТ применяется эксергетический метод анализа [3,4]. В качестве рабочего тела КТТ выбран аммиак, как натуральный и наиболее перспективный в применении хладагент. Для расчета введены следующие допущения: рассмотрению подлежат лишь потери, присутствующие при изменении эксергии рабочего тела; потери при переходе теплоты к конечному потребителю не учитываются; для учета потерь эксергии в процессе сжатия, энтропия состояния нагнетания увеличена на 1 %, относительно энтропии состояния всасывания; при оценке энергии, подведенной в электродвигателе, учитываются потери на преобразование энергии в механизмах, приводах и при переходе механической энергии в тепловую, по средствам соответствующих КПД [2]. Исследуемая область температур кипения

ограничена отношением давлений конденсации и промежуточного давления, промежуточного давления к давлению кипения. Максимальное соотношение принято равным 9 [2]. Началом области температур кипения принята температура -5˚С, Диапазон температур конденсации выбран +30 ˚С …+60 ˚С, с шагом в 10К. Перегрев пара на всасывании для всех циклов принят равным 10 К, переохлаждение жидкости перед первым дросселированием принято равным 3 К, при выходе из промежуточного сосуда принят перегрев пара в 3К. Результаты расчета представлены в виде графика зависимости эксергетического КПД от давления кипения хладагентов при различных давлениях конденсации (рисунок 1). Как видно из графика, линии имеют схожий характер изменения. В правой части графика, характеристики имеют незначительную тенденцию роста при высоких значениях эксергетического КПД, что объясняется относительно невысокими потерями при превращении электрической энергии в теплоту, а также температурами термодинамических процессов, близких к температуре окружающей среды.

При дальнейшем понижении давления кипения, характеристики достигают экстремума и приобретают характер резкого убывания, что объясняется возрастанием необратимостей с повышением отношения давлений ступеней и увеличением необратимостей в элементах теплового трансформатора. При увеличении давления конденсации, экстремум характеристики смещается в сторону более высокого давления кипения и имеет большее значение эксергетического КПД при высоких давлениях кипения, чем КТТ с низким давлением конденсации. Это объясняется получением большей полезной эксергии в конденсаторе, при аналогичных давлениях кипения.

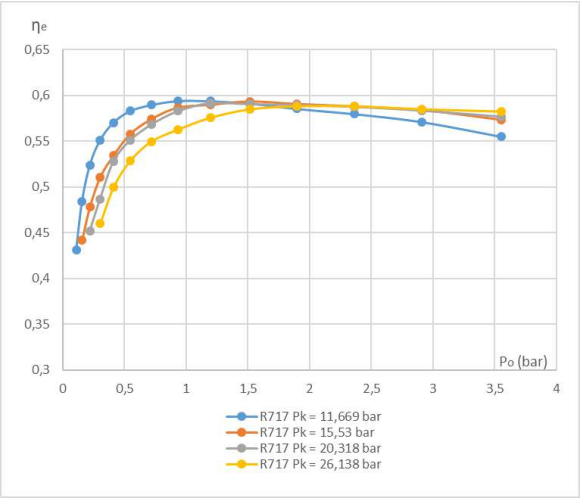


Рис. 1. Изменение эксергетического КПД двухступенчатого КТТ с БПС при различных давлениях конденсации и кипения рабочего тела

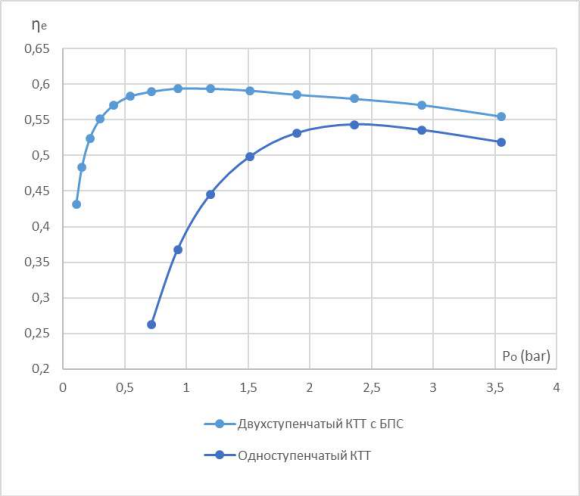


Рис. 2. Сравнение одноступенчатого и двухступенчатого КТТ с БПС при Pk=11,669 bar

Характер изменения линий зависимости схож с аналогичными линиями для одноступенчатого КТТ, однако, в отличии от одноступенчатого КТТ, рассматриваемые КТТ имеют более широкий диапазон использования с высоким значением показателей энергетической эффективности, что делает наиболее целесообразным их использование при выходе за пределы возможного использования одноступенчатых машин (рисунок 2). Как видно из графика, характеристика двухступенчатого КТТ с БПС, имеет более высокие значения КПД на протяжении всего исследуемого диапазона, что объясняется особенностями схемного решения и увеличенным, относительно одноступенчатой машины количеством жидкого холодильного агента, без установки дополнительных теплообменных аппаратов.

Из всего вышесказанного можно сделать следующие выводы:

- двухступенчатый КТТ с БПС имеет более широкий диапазон эффективного применения в сравнении с одноступенчатым КТТ;
- при использовании КТТ с БПС, количественные значения эксергетического КПД выше аналогичных значений для одноступенчатых КТТ на всем исследуемом диапазоне температур;
- при использовании двухступенчатого сжатия, за счет меньшего повышения давлений на каждой ступени снижаются потери, зависящие от последнего.

Список литературы

1. Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, И. А. Сакун, Л. С. Тимофеевский; Под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. — СПб.: Политехника, 1997г. — 992 с
2. Пигарев В.Е., Архипов П.Е. /Под редакцией В.Е. Пигарева. Холодильные машины и установки кондиционирования воздуха М.: Маршрут, 2003. — 424 с.
3. Галимова Л. В. Энергосберегающие технологии в холодильной технике. Энергоаудит: учеб. пособие. Астрахань: Изд-во АГТУ, 2015. 136 с.
4. Бродянский В. М. Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоатомиздат, 1988. 288 с.

УДК 697.91.94.97

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДЕКОРАТИВНИХ ФОНТАНІВ ПРИ КОНДИЦІЮВАННІ ПОВІТРЯ

Жихарєва Н.В., к.т.н, доцент, Когут В.О., к.т.н, доцент
Одеська національна академія харчових технологій

Основною умовою наш час для забезпечення максимального комфорту життєдіяльності людини підсилюється інтерес до нових і сучасних технічних засобів. Одним з прикладів сприятливого й корисного впливу води на умови життя людини є використання фонтанів. Декоративні фонтани є елементом об'ємне-просторових композицій, організовують мікроклімат відкритих просторів міста і створюють сприятливі умови для відпочинку. У більшості випадків фонтани розташовуються близько монументальних будівель, які потребують влаштування в них систем охолодження. У цьому випадку, як показують дослідження, оборотну воду фонтанів можна успішно використовувати для охолодження конденсаторів холодильних установок або безпосередньо для охолодження повітря в поверхневих повітроохолоджувачах систем кондиціювання.

Оборотну воду існуючих і знову проектованих декоративних фонтанів доцільно використовувати для охолодження конденсаторів холодильних машин або в деяких випадках для безпосереднього охолодження повітря в поверхневих повітроохолоджувачах систем кондиціювання повітря.

Запропонована модель теплового розрахунку фонтану враховує динаміку теплового навантаження від систем кондиціювання, поглинену водою сонячну радіацію, час роботи декоративних і робочих струменів, що акумулює здатність води чаші фонтану та зміна параметрів зовнішнього повітря.

Таким чином, визначення добового ходу температури охолодженої води, аналіз теплового режиму фонтану і підбору оптимального варіанту роботи струменів по годинах доби є актуальним.

Основною метою теплового розрахунку фонтану є визначення температури води в його чаші, що можливо зробити після аналізу наступних складових теплового балансу фонтану: теплового навантаження від конденсаторів холодильних машин і від циркуляційних насосів, від сонячної радіації, охолодження води за рахунок тепло- і масообміну (в струменях і з поверхні чаші).

Крім того, потрібно враховувати акумулюючи здатність води в чаші фонтану та її вплив на добовий хід температури охолодженої води [1, 2,3].

Декоративні фонтани, які використовуються для охолодження води, можуть бути виконані за трьома схемами (рис. 1). Неважко помітити, що схеми 1 і 2 виходять зі схеми 3, тому при розгляді завдання в загальному вигляді вона буде розрахунковою.

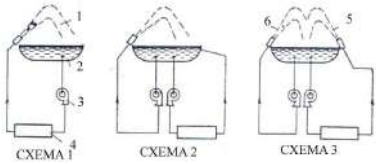


Рис. 1 – Застосовувані схеми фонтанів:
1– струмені; 2 – фонтан; 3 – насос; 4 – конденсатор;
5 – робочі струмені ; 6 – декоративні струмені.

Модель теплового розрахунку фонтанів була перевірена на двох досвідчених фонтанах, підключених до систем кондиціювання повітря. Коефіцієнт ефективності теплообміну струменів був перевірений на дослідній установці. Випробуванню піддавалися струменів, утворені циліндричними насадками з dH = 2,3,4,5,6,8 мм. Проведені досліди дали задовільну збіжність з зазначеними теоретичними положеннями. Маючі дані по щільності зрошення знайдена величину С. При роботі робочих струменів вона дорівнює 0,145, декоративних 0,157, при їх спільній роботі 0,302.

В програмі написаною в MathCad зміна зовнішньої температури зовнішнього повітря ts(τ) та пряма та розсіяна радіація визначалась методом сплайнів. Добовий цикл зміни середньоінтегральної температури води в чаші басейну розраховане за диференціальним рівнянням. При визначенні коефіцієнта теплопередачі враховувалось випаровування з поверхні чаші та охолодження струменя

Даний метод теплового розрахунку фонтану враховує динаміку теплового навантаження від систем кондиціювання, поглинену водою сонячну радіацію, час роботи декоративних і робочих струменів, що акумулює здатність води чаші фонтану та зміна параметрів зовнішнього повітря. Метод дозволяє визначити добовий хід температури охолодженої води, аналізувати тепловий режим фонтану і вибирати оптимальний варіант роботи струменів по годинах доби.

Аналізуючи результати досліджень переконуємося, що на середньодобову температуру води в чаші великий вплив робить тривалість роботи струменів

Інформаційні джерела

1. Перепека В.И., Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Одесса: «ТЭС», 2014. – 340 с
2. Перепека В.И. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. / В.И., Перепека, Н.В. Жихарева – Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
3. Zhikhareva N. Modeling of energy effivient air condition // N.V Zhikhareva. / The scientific method. Poland – 2017.No. 3.P.3–6.
4. Zhikhareva N. Optimization of conditionsng system for fremises with non stasionari heat exchanger // N. Zhikhareva. / Norwegian Journal of development of the International Science 2017. Vol. 2. No 5. P. 94– 99.

УДК 621.56

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРИМЕСЕЙ ФУЛЛЕРЕНА C_{60} В КОМПРЕССОРНЫХ МАСЛАХ НА ПАРАМЕТРЫ ЭФФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДИЛЬНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СИТЕМЫ РАБОТАЮЩЕЙ НА ПРОПАНЕ

Корниевич С.О., Хлієва О.Я., Желєзний В.П.
Одеська національна академія харчових технологій

Одним из путей повышения энергетической эффективности парокомпрессионного холодильного оборудования является применение раствора хладагентов с компрессорными маслами, в которые добавлено определенное количество наночастиц [1-3]. Изучение параметров эффективности парокомпрессионных холодильных машин с примесями наночастиц является актуальной проблемой, которая требует своего решения. Как показано в работах, опубликованных за последние годы [4, 5], определенные перспективы для повышения энергоэффективности холодильной техники имеет фуллерен C_{60} в качестве

добавки к рабочему телу. Эффект добавок фуллерена может привести к снижению потерь на трение в компрессоре, к повышению интенсивности теплообмена при кипении в испарителе, но однозначно спрогнозировать влияние этих добавок на протекание физических процессов в холодильной машине на сегодня невозможно.

Перспективы использования фуллеренов для улучшения трибологических свойств компрессорных масел с целью уменьшения трения в сопрягаемых элементах машин, являются в настоящее время предметом пристального изучения [4, 6]. Вместе с тем, данные о влиянии фуллерена C_{60} на параметры эффективности компрессионного холодильного оборудования, в котором используется пропан, в литературе практически отсутствуют.

В последние годы опубликовано достаточно много работ посвященных экспериментальному исследованию влияния примесей наночастиц к рабочим телам парокомпрессионных холодильных машин на показатели эффективности. Детальный анализ этих исследований приведен в обзорах [1-3]. Показатели эффективности компрессорной системы зависят от довольно большого количества факторов. Поэтому выполнить научно обоснованный анализ изменений холодопроизводительности и потребляемой компрессором мощности при наличии примесей компрессорного масла и наночастиц в рабочем теле парокомпрессионной холодильной машины достаточно трудно, даже при наличии данных о теплофизических свойствах рабочего тела с примесями наночастиц. Поэтому целью настоящей работы является комплексное экспериментальное исследование параметров работы компрессорной холодильной системы, в которой используются в качестве рабочего тела растворы пропана (R290) в компрессорных маслах, содержащих примеси фуллерена C_{60}.

В соответствии с поставленной целью создана установка, схема которой приведена на рис. 1.

На данной установке была проведена серия экспериментов, в которых измерялись холодопроизводительность и потребляемая компрессором мощность при различных расходах рабочего тела (в диапазоне $0{,}25\cdot10^{-3}$ – $1{,}6\cdot10^{-3}$ кг/с , температурах кипения хладагента (от 252 до 275 К) и конденсации (от 317 до 319 К). Для определения холодопроизводительности компрессорной системы использовался метод калориметра с вторичным хладагентом в соответствии (ISO 917-89). Погрешность определения потребляемой компрессором энергии не превышала 1,2 %.

Степень перегрева рабочего тела относительно температуры насыщения чистого R290 в испарителе контролировалась термопарой медь-константан и поддерживалась на уровне 5 К.

Температуры хладагента в различных точках компрессорной системы и воды, охлаждающей конденсатор, измерялись медь-константановыми термопарами с погрешностью не выше 0,2 К.

Для измерения давления в различных точках компрессорной системы установлены несколько преобразователей давления. Неопределенность измерения давления преобразователями давления WIKA не превышала 0,4 %.

В эксперименте проводилось регулирование температуры кипения хладагента в компрессорной системе и при каждом режиме проводилась серия многократных измерений. Измерение расхода осуществлялось калориметрическим расходомером 5 с погрешностью 0.05%.

С целью определения концентрации масла перед дроссельным устройством, был проведен ряд экспериментов с отборами проб рабочего тела перед дроссельным устройством. Проведенные исследования показали, что концентрация компрессорных масел в растворе хладагент/масло перед дроссельным устройством составляла не более 1.3 масс. %.

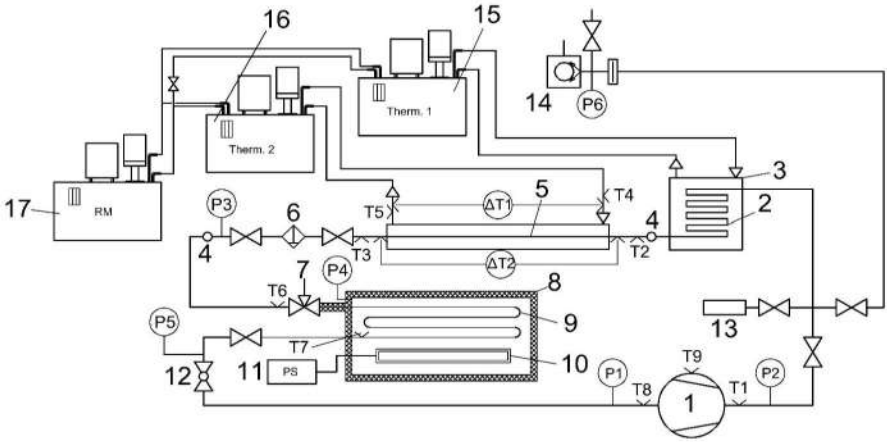


Рис. 1 - Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования показателей энергетической эффективности компрессорной системы: 1 – компрессор Embraco Aspera EMT 6152 U; 2 – конденсатор; 3 – теплообменник конденсатора; 4 – смотровое окно; 5 – калориметрический расходомер; 6 – фильтр осушитель; 7 – дроссель-вентиль; 8 – калориметр со вторичным хладагентом R134a; 9 – испаритель калориметра; 10 – нагреватель; 11 – источник питания; 12 – шаровый кран для регулировки давления кипения рабочего тела в испарителе; 13 – заправочный баллон; 14 – вакуумный насос; 15 –термостат для регулирования температуры теплоносителя в системе охлаждения конденсатора; 16 – термостат для регулирования температуры теплоносителя в системе охлаждения калориметрического расходомера; 17 – холодильная машина

Предметом исследований в настоящей работе являются показатели эффективности холодильной компрессорной системы (холодильный коэффициент, холодопроизводительность, затраты энергии на работу компрессора). В качестве реальных рабочих тел в компрессорной системе рассматривались растворы хладагента R290 в:

- алкилбенольном компрессорном масле RENISO SP46 (обозначение RENISO sp46 на рисунках);
- масле RENISO SP46, содержащем 0.06837 масс. % фуллерена C_{60} (обозначение RENISO sp46+c60 на рисунках);
- полиэфирном компрессорном масле ProEco® RF 22 (обозначение ProEco на рисунках);
- масле ProEco® RF 22, содержащем 0.00223 масс. % фуллерена C_{60} (обозначение ProEco+c60 на рисунках);

Результаты полученных в экспериментах значений холодопроизводительности и потребляемой компрессором мощности при разных различных температурах кипения рабочего тела в испарителе рассматриваемых в данном исследовании рабочих тел приведены на рис. 1.а и 1.б.

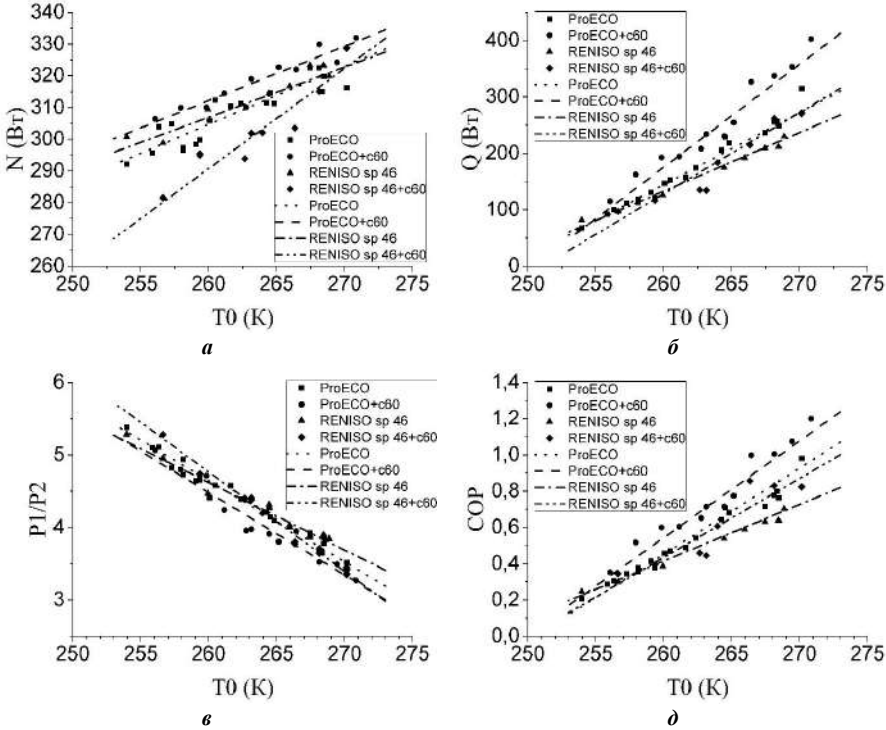


Рис. 2 – Зависимость холодопроизводительности (а), потребляемой компрессором мощности (б), степени сжатия (в) и холодильного коэффициента (д) холодильной компрессорной системы заправленной пропаном и различными компрессорными маслами

Анализируя влияние вязкости масел и примесей фуллерена C_{60} на мощность потребляемую компрессором EMBRACO EMT 6152U можно сформулировать несколько выводов. Во-первых, разность в значениях мощности потребляемой компрессором для двух разнородных по химическому составу компрессорных масел отличается всего на 3-4 %. Примеси фуллерена C_{60} в R290/ProEco® RF 22 S способствуют очень незначительному (примерно на 5%) увеличению мощности потребляемой компрессором. Этот эффект, по-видимому, связан с увеличением степени сжатия в компрессоре при наличии в рабочем теле R290/ ProEco® RF 22 S примесей фуллерена C_{60} (рис. 1.в). За счет меньшей степени сжатия в компрессоре, в котором используется рабочее тело в R290/ RENISO SP46, потребляемая компрессором мощности меньше чем для рабочем теле R290/ ProEco® RF 22 S.

Поскольку известно, что фуллерен С60 способствует понижению затрат энергии на трение в компрессоре [4, 6], то полученный эффект, видимо связан с большей вязкостью растворов R290/Pro ECO RF 22/C60 по сравнению с R290/Pro ECO RF 22 в картере компрессора. Соизмеримые значения потребляемой мощности для двух растворов R290/Pro ECO RF 22 и R290/RENISO SP46 с различной вязкостью подчеркивают актуальность получения информации о трибологических характеристиках различных растворов хладагент/масло с примесями фуллерена. Следовательно, при решении задачи повышения энергетической эффективности холодильного оборудования выбор марки и вязкости компрессорного масла является не менее важной задачей, чем выбор альтернативного

хладагента

Из информации приведенной на рис. 1.б можно сформулировать два вывода. Во-первых, в проведенных исследованиях зафиксировано значительное увеличение холодопроизводительности при добавке фуллеренов к рабочему телу R290/ ProEco® RF 22 S (до 20% при T_0 =268-272 K). С увеличением температуры кипения позитивный эффект увеличивается. Этот эффект может быть связан с увеличением давления насыщенных паров, который наблюдается при наличие примесей наночастиц в РХМ [7]. Во-вторых, применение алкилбензольного компрессорного RENISO SP46 масла приводит к уменьшению по сравнению с маслом ProEco® RF 22 S холодопроизводительности компрессорной системы. Эффект наиболее значимо проявляется при высоких температурах кипения кипения в испарителе. Такой эффект видимо связан с лучшей растворимостью пропана в масле RENISO SP46. При этом давление насыщенных паров и плотность паров растворов хладагент/масло уменьшается, что приводит к уменьшению массового расхода рабочего тела и уменьшению холодопроизводительности.

Результаты исследования влияния вязкости масел и примесей фуллерена C_{60} на холодильный коэффициент компрессорной системы демонстрирует рис. 1.д. Из приведенной на рис. 1.д. информации следует что примеси фуллерена C_{60} в рабочем теле R290/ ProEco® RF 22 S способствуют увеличению холодильного коэффициента в интервале температур кипения от 260 до 275 K. на 10-20 %. Наибольший эффект увеличения COP наблюдается при высоких температурах кипения рабочего тела.

Приведенные в докладе результаты показывают, что выбор марки и вязкости компрессорного масла и наличие в нем примесей фуллерена C_{60} позволяют изменять в достаточно широких интервалах показатели эффективности компрессорной системы

Список литературы

1. 1. Azmi, W. H., Sharif, M. Z., Yusof, T. M., Mamat, R., Redhwan, A. A. M. (2017) Potential of nanorefrigerant and nanolubricant on energy saving in refrigeration system–A review. Renewable Sustainable Energy Rev., 69, 415-428. doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.207

2. Bhattad, A., Sarkar, J., Ghosh, P. (2018) Improving the performance of refrigeration systems by using nanofluids: a comprehensive review. Renewable Sustainable Energy Rev., 82, 3656-3669. doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.097

3. Kasaeian, A., Hosseini, S. M., Sheikhpour, M., Mahian, O., Yan, W. M., Wongwises, S. (2018) Applications of eco-friendly refrigerants and nanorefrigerants: A review. Renewable Sustainable Energy Rev., 96, 91-99. doi.org/10.1016/j.rser.2018.07.033

4. Xing, M., Wang, R., Yu, J. (2014) Application of fullerene C_{60} nano-oil for performance enhancement of domestic refrigerator compressors. Int. J. Refrig., 40, 398-403. doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.004

5. Zhelezny, V., Chen, G., Khliyeva, O., Lukianov, M., Shestopalov, K., Korniievich, S. (2019) An experimental investigation of the influence of fullerene C_{60} additives in compressor oil on the coefficient of performance of the refrigeration system. Proc. 25th IIR International Congress of Refrigeration. Montreal, Canada, 2019, August 24-30. https://doi.org/10.18462/iir.icr.2019.682

6. Ku, B.C., Han, Y.C., Lee, J.E., Lee, J.K., Park, S.H. (2010) Tribological effects of fullerene (C60) nanoparticles added in mineral lubricants according to its viscosity. Int. J. Precis. Eng. Man., 11, 607-611. doi.org/10.1007/s12541-010-0070-8

7. Zhelezny, V., Khliyeva, O., Lukianov, M., Motovoy, I., Ivchenko, D., Faik, A., Grosu, Y., Nikulin, A., Moreira, A.L. (2019) Thermodynamic properties of isobutane/mineral compressor oil and isobutane/mineral compressor oil/fullerenes C_{60} solutions. Int. J. Refrig., 106, 153-162. doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.06.011.

УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В ПРИМІЩЕННІ З БАСЕЙНОМ

Крушельницький Д.О., аспірант, Жихарєва Н.В., к.т.н., доцент
Одеська національна академія харчових технологій

Створення мікроклімату в приміщенні з басейном є однією з найбільш складних завдань при розробці та реалізації системи кондиціонування і вентиляції приватного будинку.

Це обумовлено тим, що в приміщенні з басейном потрібно підтримувати постійну температуру повітря (зазвичай на 12 °С вище температури води в басейні), постійну відносну вологість 60 ± 5 %, швидкість повітря над басейн не более0,2 м / с і подачу свіжого повітря не менше 80 м^3 / год на одного купається. Крім того необхідно забезпечити відсутність конденсату на стінах і вікнах.

В роботі показано, що в приміщеннях з басейном зовнішні стіни небажано робити зі звичайного цегли без шару теплоізоляції, так як це вимагає в кліматичних умовах м. Одеси збільшення їх товщини до 0,8-0,9м для запобігання появи вологи на стінах. Нами показано, що для надійного запобігання появи конденсату на стінах, доцільно використовувати утеплювач, наприклад ISOVER.

В роботі показано, що для досить надійного запобігання конденсації вологи з повітря необхідно або інтенсифікувати процес тепловіддачі від внутрішнього теплого повітря до поверхні скла, що стикається з ним, або використовувати 2хкамерние склопакети з великим термічним опором, наприклад склопакети вітчизняного виробництва DiamantEcoTermTM. Можливо також використання інших енергозберігаючих стекол, на приклад EKOPLUS Проміжки між склом склопакета іноді заповнюють аргономілікріптоном, що збільшує в2х камерних склопакетах загальний термічний опір відповідно в 1,3 і 1,6 рази при товщині скла 4 мм і товщині дистанційної рамки 12 мм.

Показано, що додаткові витрати на збільшення термічного опору в зимовий час і зниження загальної пропускної здатності сонячної радіації в літній час є важливими енергозберігаючими заходами і окупаються за короткий термін, як правило, не ільш 2-3 років.

Для приміщень з високою вологістю ці заходи знижують ймовірність появи конденсату на стеклах.

В роботі показано, що для запобігання випадання конденсата на стінах і вікнах приміщення з басейном необхідно осушення повітря. Забезпечити відносну вологість повітря в басейні можливо, застосовуючи спеціальні осушувачі (наприклад, європейського лідера датської фірми Dantherm). Для приватного басейну в приміщенні площею дзеркала води 30 м^2 необхідний осушувач CDP 125. Це дорогий агрегат, споживана потужність якого 3,2 кВт. Для 5-ти купаються по нормі необхідно подавати не менше 400 м^3 / год свіжого повітря. Нами показано, що більшу частину холодного періоду можна сушити повітря в приміщенні з басейном, використовуючи припливно-витяжну вентиляцію, робота якої обумовлена необхідністю подачі свіжого повітря для дихання людей.

За даними досліджень дані рекомендації до створення комплексної моделі розрахунку кондиціювання басейну, що включає визначення оптимальних параметрів, визначення економічно-доцільної товщини ізоляції; підбір осушувачів для системи кондиціонування повітря

Використовуючи дослідження важливо осушення повітрі в басейні, що дозволяє підтримувати параметри повітря.

Інформаційні джерела

1. Перепека В.И., Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Одесса: «ТЭС», 2014. – 340 с.

2. Антонов П.П.Методика расчета и проектирования систем обеспечения микроклимата в помещениях плавательных бассейнов.— М.: ООО «СИ- ТЭС-Кондиционер», 2005- 21 с
3. Жихарєва Н.В., Методика розрахунку систем кондиціювання повітря басейнів //Холодильна техніка і технологія 2015. – № 51(4). –С. 12 – 16.
4. Kogut, V.E., Butovskyi, I. D., Zhikhareva N.V., Khmelniuk M.G. . Anticipated costeffective effect from application of the ejector heat exchanger for condensation of light fraction hydrocarbon on the petroleum storage depot Refrigerationengineering and technology 2016, No. 52 (3).– P. 25 – 28.

УДК 658.264

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ РЕКУПЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК СИСТЕМ МИКРОКЛИМАТА

Лужанская А.В., к.т.н, доц.
Одесский национальный политехнический университет

В современном мире, когда вопрос нехватки традиционного органического топлива стоит достаточно остро, актуальным в области теплоэнергетики является использование энергосберегающих энерготехнологий в муниципальном секторе, а именно в общественных зданиях и сооружениях, использующих вторичные энергоресурсы.

В системах теплоснабжения для нужд отопления (воздушное) и вентиляции широкое применение получили энергосберегающие технологии-рекуператоры тепловой энергии.

Рекуператоры тепла в системах вентиляции и воздушного отопления представляют собой теплообменник, при этом в процессе вентиляции и кондиционирования помещений утилизируется не только отработанный (уходящий) воздух, но и часть тепловой энергии, покидающей отапливаемое помещение.

Поэтому, чтобы сократить расходы тепловой энергии, и соответственно уменьшить расходы на добычу, транспортировку, переработку и хранение полезных ископаемых, объем которых уменьшается с каждым годом, и при этом сохранить требуемые параметры микроклимата отапливаемых помещений зданий и сооружений, и соответственно здоровье, находящихся там людей, в то же време с не нанесением ущерба воздухообмену, применяют системы рекуперации тепла как для систем централизованной вентиляции, так и для систем вентиляции локального типа.

Для рекуперации тепловой энергии используют различные виды рекуператоров: пластинчатые и роторные.

Пластинчатый рекуператор представляет собой блок (кассету) внутри которого расположены несколько параллельно установленных пластин. Пространство между ними — каналы для движения воздуха. Потоки разделены и не смешиваются между собой (рис 1).

Принцип работы роторного рекуператра- вращающийся теплообменник (барабан), через него проходит вытяжной воздушный поток уходящего из помещения воздух, потом – приточный, при этом сначала пластины нагреваются, затем остывают, и цикл повторяется (рис 2)

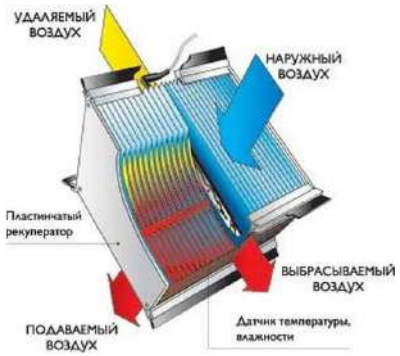


Рис 1 - Пластинчатый рекуператор

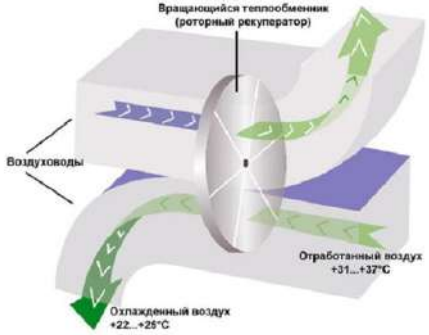


Рис 2 - Роторный рекуператор

Каждый из этих видом имеет свои преимущества и недостатки, и соответственно, конструктивные особенности.

Если вернуться к истокам понятия «рекуператор» с латинского переводится как возмещение или возврат. В современном понятии – возврат определенных характеристик внутреннего воздуха, а именно тепловой энергии уходящего воздуха наружному приточному воздуху, поступающему в помещение, будь то для создания комфортных условий систем вентиляции или для систем воздушного отопления.

Уходящий из помещения теплый воздух нагревает приточный, отдавая ему свою тепловую энергию, тем самым происходит экономия тепловой энергии, сокращая нагрузку на систему теплоснабжения здания, уменьшая потребление тепла тепловыми сетями города.

Процесс регенерации тепловой энергии осуществляется в регенеративном теплообменнике. Для управления и контроля используется сложная система автоматизации.

Эффективность рекуператора измеряется в КПД, изменяется в пределах от 50 до 90% и более в зависимости от его конструкции и фирмы изготовителя вентиляционно-отопительного оборудования. При этом чем больше площадь теплообменника, тем больше тепловую мощность удается переместить от удаляемого воздуха приточному [1].

Существует ряд компьютерных программ и каталогов оборудования, согласно которым по заданному расходу воздуха, подбирается рекуператор с учетом всех технико-экономических показателей.

До недавнего времени на отопительно-вентиляционном рынке энергосберегающих технологий на Украине лидировали роторные рекуператоры, однако, в последнее время на первое место вышли пластинчатые теплообменники с эффективностью работы более 90%, которые не передают в отапливаемые, вентилируемые помещения различные запахи, содержащиеся в удаляемом воздухе помещений [1].

Поэтому, именно, пластинчатые теплообменники рекуперативного типа, предпочтительнее использовать в системах микроклимата зданий и сооружений различного назначения.

На современном рынке энергосберегающих технологий нашей страны представлено множество различных фирм производителей. Выбор оборудования базируется на его компактности, целесообразности размещения, потребления тепловой мощности, коэффициента полезного действия, малого сопротивления воздушному потоку и стоимостному фактору.

Рекуператоры в составе приточно-вытяжной установки могут располагаться в отдельных помещениях при больших расходах воздуха или в подшивном потолке, с расходом воздуха до 5000 м^3/ч [2].

Окупаемость рекуператора в системах микроклимата зданий составляет несколько лет, при этом значительно уменьшается потребление тепловой энергии, снижается экологический фактор.

Информационные источники

1. AW Therm №1 Січень-лютий. Особенности выбора промышленного оборудования для HVAC. С. Ласкаржевский С 72-75

2. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування / Мінрегіон України, Київ, 2013-113с.

УДК 697.12

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ТА ВОЛОГІСНОГО СТАНУ ПРИМІЩЕННЯ ПРИ РІЗНИХ ВАРІАНТАХ ТЕРМОІЗОЛЯЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Мороз М.В. аспірант, Басок Б.І. член-кореспондент НАН України
Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ

Збереження енергії та підвищення рівня теплового комфорту людини в будівлях є актуальною проблемою та являються одними з основних факторів забезпечення життєво необхідних санітарно-гігієнічних умов перебування людини у приміщенні. Житлові будівлі 1950-1980 рр. забудови відрізняються низькими показниками теплозахисту, і як наслідок, збільшеними витратами теплової енергії та низькою ефективністю регулювання опалення. Саме тому все актуальнішими стають проблеми вивчення і поліпшення теплотехнічних показників елементів будівель. Одним з таких рішень є вибір теплофізичних покриттів з оптимальними теплотехнічними характеристиками, які будуть відповідати екологічним вимогам і вимогам соціального комфорту. Нині на вітчизняному ринку пропонується широкий спектр теплоізоляційних матеріалів. У зв’язку з цим, необхідно мати перевірені дані про їх поведінку в реальних погодних умовах при довгостроковій експлуатації/

Метою даної роботи є експериментальні дослідження температурного стану приміщення при різних варіантах утеплювачів стінових огороджувальних конструкцій в реальних умовах тривалої експлуатації. Для досягнення поставленої мети були проведені заходи термомодернізації та довготривалі експериментальні дослідження у реальному часі з вимірюванням основних величин: температур поверхонь шарів огороджувальної конструкції та повітря внутрішнього та зовнішнього середовища; значень густин теплового потоку через термомодернізовану стінову огороджувальну конструкцію.

Об'єктом дослідження є теплоізолююча спроможність огороджувальних конструкцій будівлі при встановленні на зовнішніх поверхнях огорож різноваріантних теплоізоляційних покриттів (м. Київ).

З метою визначення найбільш ефективних з теплотехнічної та економічної точок зору варіантів теплозахисних покриттів застосовуються різні типи матеріалів на окремих ділянках зовнішніх поверхонь огорож які відрізняються за коефіцієнтами теплопровідності та іншими теплофізичними властивостями [1]. Для експериментального визначення залежності від погодних умов температурного стану будівельних конструкцій з шаром утеплювача застосовується вимірювальний комплекс, який містить в собі датчики, вторинні пристрої, конвектор та персональний комп’ютер, облаштований спеціальним програмним забезпеченням для подальшої обробки даних. Система працює в режимі постійної фіксації значень густин теплового потоку через термомодернізовану огороджувальну конструкцію,

температур поверхонь шарів огороджувальної конструкції та повітря внутрішнього та зовнішнього середовища. Аналіз одержаної таким чином інформації за весь період дає можливість визначити ефективність різних теплоізоляційних матеріалів в плані зменшення тепловтрат через огорожі будинку та поліпшення температурних режимів кожного з приміщень [2].

За результатами експериментальних досліджень температурних характеристик стінових конструкцій, що утеплені різними теплоізоляційними матеріалами при однаковій температурі зовнішнього повітря температури повітря в приміщеннях відрізняються. Це пояснюється особливостями приміщення; відносною вологістю повітря, швидкістю його руху; кількістю теплових втрат; типу радіаторів та їх місткості. На температурний режим у приміщенні також впливає використання будівельних матеріалів із теплоізоляційними властивостями під час проведення заходів зі збереження тепла.

Згідно з отриманими експериментальними даними температура на зовнішній поверхні утеплювача змінюється майже синхронно з температурою зовнішнього повітря, а температура внутрішньої поверхні утеплювача вища, ніж температура зовнішньої поверхні утеплювача і змінюється в меншому інтервалі ніж температура на поверхні утеплювача. Також можна зробити висновок, що при інтенсивному зростанні температури зовнішнього повітря температура поверхні утеплювача, внаслідок теплової інерції стіни з утеплювачем, виявилася нижчою, ніж температура повітря. При тривалій експлуатації теплоізоляційного шару, поведінка температурних показників змінюється при однаковій температурі зовнішнього повітря. Також прослідковується зменшення різниці між температурою зовнішнього повітря та температурою під утеплювачем. Це пояснюється вологісним режимом всередині теплоізоляційного матеріалу та його паропроникністю. Волога потрапляє всередину матеріалів з приміщення через процеси дифузії водяної пари та через процеси атмосферного зволоження, а збільшення вологи приводить до зміни теплопровідності та зменшення строку експлуатації матеріалу. Для запобігання накопичення вологи в стіні з полімерним утеплювачем необхідно виключити конденсацію пари на межі стіни та утеплювача. Для цього необхідно забезпечити виконання умови, що опір теплопередачі шару утеплювача буде помітно більше, ніж у стіни.

При тривалій експлуатації, теплоізоляційні матеріали постійно піддаються сезонним температурним впливам та перебувають в деякому зволоженому стані. Це призводить до погіршення теплофізичних характеристик цих матеріалів, особливо коефіцієнта теплопровідності. З результатів експериментальних досліджень випливає, що додатковий шар утеплювача на зовнішній поверхні опорної стінової конструкції сприяє як підвищенню температури цієї поверхні, так і зменшенню діапазону її коливань при суттєвій зміні температури навколишнього середовища.

Надалі, за отриманими даними вимірювань густин теплових потоків та температур будуть визначатись тепловтрати через зовнішні огороджувальні конструкції на кожній ділянці огорож з окремим утеплювачем та визначення коефіцієнту теплопровідності теплоізоляційного шару конструкції, а також відповідне значення термічного опору. Порівняння цих показників дасть змогу визначити експериментальним шляхом найбільш оптимальні з теплотехнічної та економічної точок зору варіанти утеплення.

Інформаційні джерела

1.Альбом технічних рішень теплоізоляції огороджувальних конструкцій житлових, громадських та промислових будинків на основі виробів з піноскла виробництва ТОВ «НПП Технологія» /Державне підприємство «Державний науково-дослідний інститут будівельних конструкцій» ТОВ «НПП Технологія». – Київ, 2011 – 122с.

2. Різноваріантна термореновація огороджувальних конструкцій частини поверху існуючої адміністративної будівлі та моніторинг тепловтрат при її тривалій експлуатації / Б.І. Басок, Б.В. Давиденко, С.М. Гончарук // Наука та інновації. — 2013. — Т. 9, № 2. — С. 18-21.

УДК 658.261:612.56

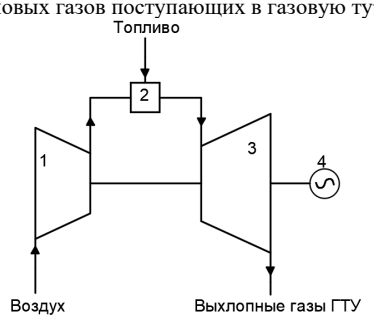
МОДЕЛЛИРОВАНИЕ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТРИГЕНЕРАЦИОННЫХ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ УСТАНОВОК

Овсянник А.В., к.т.н, доц. Ключинский В.П., аспирант
Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого

Малоизученной областью энергетики является применение тригенерационных турбодетандерных установок на низкокипящих рабочих телах, обладающих достоинствами тригенераци и позволяющих использовать в качестве источника энергии низкопотенциальные энергетические ресурсы.

Для изучения эксергетической эффективности тригенерационных турбодетендерных установок разработана программа, позволяющая производить эксергетический анализ более ста различных вариаций схем при использовании различных низкокипящих рабочих тел.

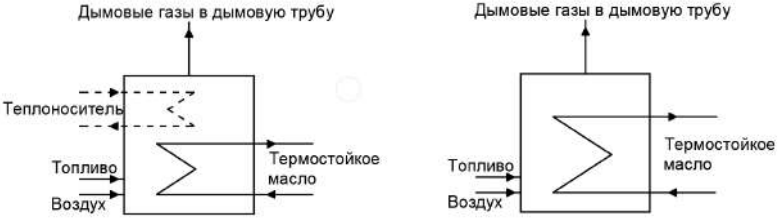
В качестве источников энергии могут быть использованы: газотурбинная установка (ГТУ) (рис 1), вторичные энергетические ресурсы (ВЭР) и котлоагрегат (КА) (рис 2). При этом расчет газотурбинной установки производится с учетом допустимой (по техническим соображениям) температуры дымовых газов поступающих в газовую турбину.



1 - Компрессор; 2 - Камера сгорания; 3 - Газовая турбина;
4- Генератор

Рис. 1 – Схема газотурбинной установки

Подогрев теплоносителя (в случае необходимости в тепловой нагрузке) производиться в теплообменном аппарате за счет охлаждения выхлопных газов ГТУ либо ВЭР, или в выделенном контуре котлоагрегата (рис 2а).



а) б)

Рис 2. - Схема котлоагрегата а - с подогревом теплоносителя, б - без подогрева теплоносителя

Программа допускает расчет трех различных вариантов турбодетандерного цикла: без перегрева, с однократным перегревом (рис 3) и с двукратным перегревом (рис 4,5). В ходе расчета определяются оптимальные с эксергетической точки зрения параметры рабочего тела перед турбодетандером (для схем без перегрева и с однократным перегревом) и перед турбодетандерами высокого и низкого давления для схемы с двукратным перегревом. Выбор оптимальных параметров основывается на методе равномерного поиска (перебора). Программа также проверяет допустимость полученных турбодетандерных циклов, а так же определяет возможность установки регенеративного теплообменного аппарата на выходе из турбодетандера.

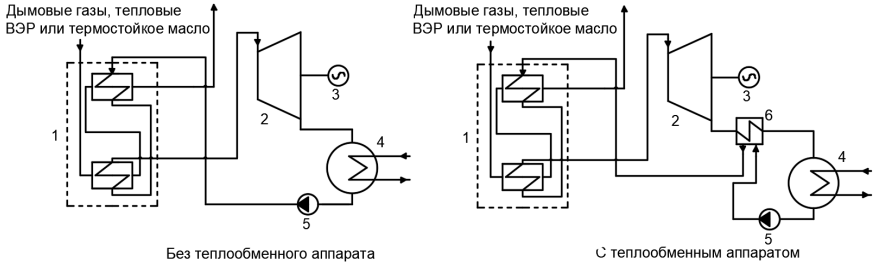


Рис. 3 - Схемы турбодетандерной установки с однократным перегревом

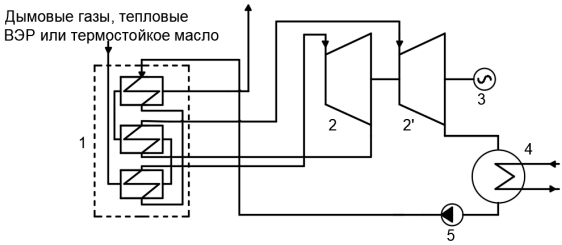


Рис 4. - Схема турбодетандерной установки с двукратным перегревом без регенеративного теплообменного аппарата

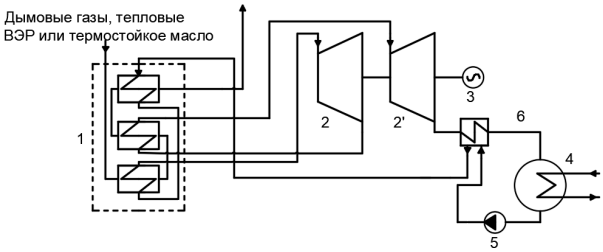
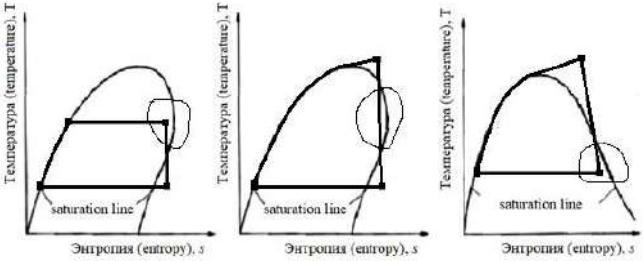


Рис. 5 - Схема турбодетандерной установки с двукратным перегревом с регенеративным теплообменным аппаратом

На рис 3-5 представлены следующие элементы: 1 – теплообменный аппарат; 2 – турбодетандер высокого давления; 2' – турбодетандер низкого давления; 3 – генератор; 4 – конденсатор; 5 – насос; 6 – регенеративный теплообменный аппарат.

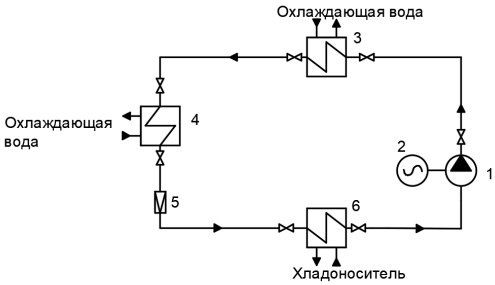
Критерием допустимости турбодетандерного цикла является степень сухости рабочего тела в процессе расширения в турбодетандере. Возможны следующие варианты, когда использование полученного цикла недопустимо: степень сухости рабочего тела перед турбодетандером ниже допустимой (рис 6 а), степень сухости рабочего тела в промежуточных ступенях турбодетандера достигает недопустимых значений (рис 6 б), степень сухости рабочего тела перед последними ступенями турбодетандера достигает недопустимых значений (рис 6 в). Для определения возможности реализации цикла, программа определяет степень сухости рабочего тела в различных точках процесса расширения и сравнивает эти значении с допустимыми (например, допустимая степень сухости не должна быть ниже 1). В случае если хотя бы одно из полученных значений не соответствует заданному критерию – такой цикл выбраковывается и дальнейший его расчет не производиться, программа переходить к анализу цикла с другими параметрами.



а б в

Рис. 6 - Случаи недопустимости турбодетандерного цикла

В программе реализована возможность расчета установок для производства холода. В качестве таких установок предложена два варианта: парокомпрессионная холодильная установка (рис 7), с возможностью переохлаждения рабочего тела и установка для производства жидкой и газообразной углекислоты с возможностью получения холода (рис 8) [1,2].



1 - Насос; 2 - Электродигатель; 3 - Конденсатор; 4 -Переохладитель; 5 - Дроосель; 6 - Испаритель

Рис 7. – Схема парокомпрессионной холодильной установки

Вывод полученных результатов реализован двумя способами: графическим – в виде схем на которых представлены необходимые параметры (рис 9) и текстовым – в виде текстового файла (отчета) создаваемого программой в зависимости от выбранного варианта схемы.

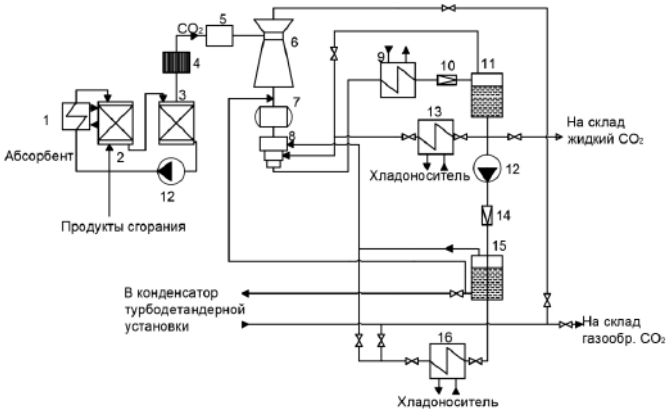


Рис. 8 – Схема установки для производства жидкой и газообразной углекислоты с возможностью получения холода [1,2]

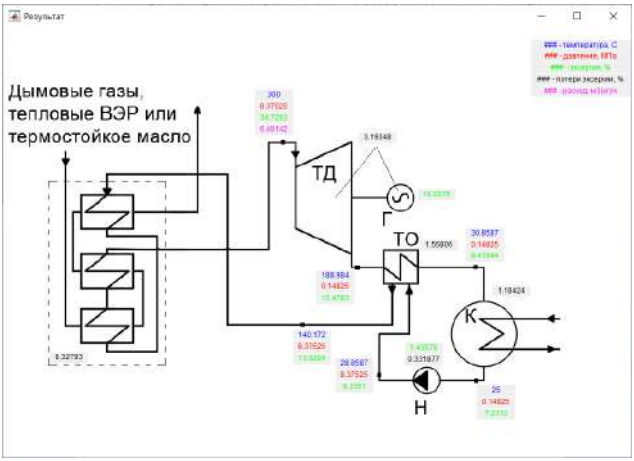


Рис. 9 – Пример графического способа вывода полученных данных

Таким образом, разработанная программа может применяться для определения эффективности тригенерационных турбодетандерных циклов, их эксергетичесокого анализа и оптимизации, Выявления оптимальных с эксергетической точки зрения рабочих тел и оптимальных параметров рабочего тела, а также для выбора наиболее эффективной схемы тригенерации.

Информационные источники

1. Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ № 62(1):2019. Турбодетандерная установка на диоксиде углерода с производством жидкой и газообразной углекислоты. А.В. Овсянник С 77-87

2. Вестник ГГТУ имени П. О. Сухого: научно - практический журнал №2:2019. Тригенерация энергии в турбодетандерных установках на диоксиде углерода А.В. Овсянник [и др.] С 41-51.

УДК 658.274

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСТАНОВОК ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА БИНАРНЫХ МЕЛКОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ЛЕДЯНЫХ СУСПЕНЗИЙ

Хмельнюк М. Г., д.т.н. профессор, Талибли Р. Е., аспирант
Одесская национальная академия пищевых технологий

За несколько последних десятилетий, потребность в использовании промышленного холода в пищевой промышленности возросла в десятки раз. Одним из основных направлений развития холода является технология получения мелкокристаллических ледяных суспензий, или так называемого перекачиваемого льда, который получил широкое распространение в качестве промежуточного теплоносителя и для охлаждения пищевой продукций, а так же, как материала для контактного охлаждения и транспортирования морепродуктов при температуре (0÷(-2)), ◦С.

В основном, широкое применение получили установки рис. 2, в которых генератор льда представляет из себя теплообменник на котором намерзают кристаллы льда, после чего, они удаляются путем механического воздействия и далее, перемешиваются с жидкостью в накопительном резервуаре, а затем насосной системой распределяются между потребителями холода.

Однако, в установках такого типа действия, есть существенный недостаток, который выражается, в получений на выходе из установки не однородной бинарной кристаллической смеси с размерами кристаллов водного льда (от 500 ÷10000 μм) [1], в следствий неравномерности намерзания кристаллов льда на теплообменной поверхности.

Поэтому, для увеличения общей энергоэффективности установки, сокращения расходов тепловой энергий, а так же, увеличения качества производимой бинарной смеси, предлагают применять установки рис 1. с использованием эжектора в качестве теплообменника для получения кристаллов водного льда (шуга) одинаковой плотности (20÷375 μм) [2,3].

Эжекторный теплообменник для производства мелкодисперсных кристаллов водного льда представляет собой узел состоящий из конфузора 7, выход которого совмещен с входом в камеру смешения 9, выход которой совмещен с диффузором 10.

Принцип работы установки для производства шуги заключается в подаче через форсунку 8 пред охлажденной воды насосом 13 через мелкодисперсную форсунку высокого давления 8 в объем камеры смешения 9, где распыленная вода, контактирует с пред охлажденным воздухом который поступает из объема воздухоохладителя. Контактируя с охлажденным воздухом, мгновенно образуются кристаллы мелкодисперсного льда и воздушным потоком уносятся в накопительный резервуар 12 откуда, поступают на потребителя.

При получений кристаллов льда одинаковой плотности в бинарной смеси вода-кристаллы льда, преимуществом является скорость замерзания и повышенная плотность выходной смеси по отношению к аналогичным установкам для производства шуги. Понижение размеров кристаллов льда и увеличение плотности смеси позволяет снижать массовый расход воды для охлаждения одного и того же объема охлаждаемого продукта.

К недостаткам данной системы можно отнести малую компактность по отношению к аналогичным устройствам. Поскольку, габариты установки для получения шуги с использованием контактного эжекторного теплообменника сильно возрастают, из за необходимости наличия дополнительных узлов для подачи и пред охлаждения воздуха.

В основном, на рынке Украины лидируют аппараты с теплообменниками испарительного типа, для производства льда и льдо-водяных смесей. Однако все установки имеющиеся на

рынке уступают предложенному варианту, поскольку общая теплоемкость смеси мелкодисперсного льда разной плотности и воды в стандартной установке уступает теплоемкости смеси мелкодисперсного льда и воды на выходе из предложенной выше установки с использованием эжекторного теплообменника.

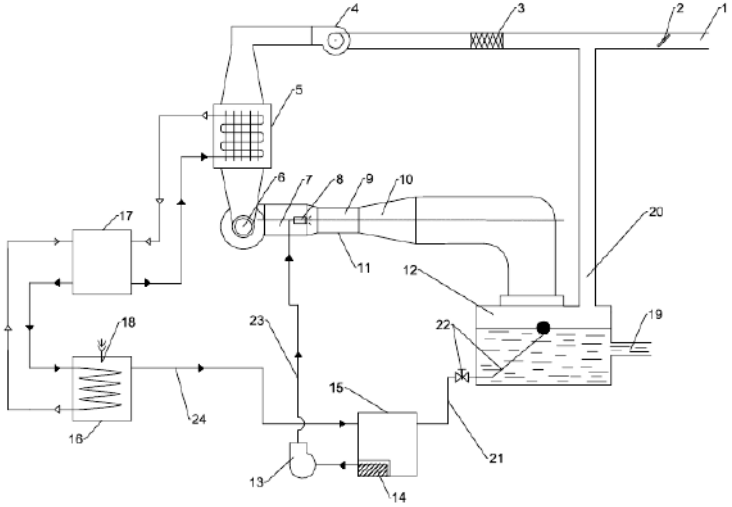


Рис. 1. Установка для производства шуги

Рис. 2. Установка для производства бинарного льда с теплообменником испарительного типа.

В стандартних смесях, массовая доля льда в смеси составляет от 15 до 50% [4] в то время, как массовая доля льда в предложенном варианте остается почти неизменной в пределах 45-55% на выходе к потребителю.

Поэтому, предпочтительнее использовать установки для производства бинарных мелкокристаллических ледяных суспензий на основе контактных эжекторных теплообменников.

Информационные источники

1. Технология перекачиваемого льда [Электронный ресурс] URL:https://ru.wikipedia.org/wiki/Технология_перекачиваемого_льда#cite_ref-:0_1-0 (дата обращения 19.09.2020).
2. Spraying system Co, Технические характеристики, параметры форсунок [Электронный ресурс] URL: https://www.spray.com.ua/Assets/UA/ssco_cat70m-ru_a.pdf (дата обращения 19.09.2020).
3. Голубев В.Н. URL: https://doi.org/10.15356/2076-6734-2013-1-53-60 Зарождение и рост кристаллов льда в атмосфере 2013. Лёд и Снег. 2013;53(1):53-60. [Электронный ресурс] Лёд и снег URL: https://ice-snow.igras.ru/index.php/jour/article/view/83 (дата обращения 19.09.2020)
4. Pumpable ice technology [Электронный ресурс] https://en.wikipedia.org URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Pumpable_ice_technology (дата обращения 19.09.2020).

УДК 621.59

ПОРІВНЯННЯ ЕНЕРГОЕВНОСТІ ТОРГОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ПРАЦІЮЮЧИХ НА РІЗНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТАХ

Константинов І.В., аспірант, Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор
Одеська національна академія харчових технологій

Для проведення аналізу енергоефективності холодильного обладнання використовувався морозильний ларь виробництва фірми ТОВ «ЮКА- Інвест» модель M200V, модифікованого зразка для науково-дослідницьких робіт.

Був створений експериментальний стенд на основі даної моделі в який були внесені зміни за для можливості моніторингу та зняття енергетичних параметрів експлуатації (рис.1).

В ході проведення експерименту порівняння проводилося на таких холодильних агентах як: R404a; R290 та R452a. Вибір порівнювальних холодильних агентів пов'язаний з вступившим в дію монреальським протоколом по речовинам руйнуючим озоновий шар (The Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer), та вимогами Кігалійскої поправки до цього протоколу, який стосується фторованних газів з малим парниковим ефектом. Виробники торгового кліматичного обладнання змушені в період від 2020 до 2030 років повністю відмовитися від використання фтор містких газів. Крім того потреби що диктує ринок комерційного обладнання завжди базується на енергоефективності.

Отже зважаючи на вступивши в силу з 2020р., правила виробництва кліматичного обладнання, виробники холодильного обладнання змушені шукати компроміси та переходити на еклогонебезпечні холодильні агенти.

Надан аналіз та порівняння техніко-енергетичних характеристик трьох холодильних агентів (R404a; R452a; R290) при однакових параметрах експлуатації холодильної системи.

Не зважаючи на нанесені зміни до моделі морозильного ларя холодильний контур відповідає стандартній схемі з капілярною трубкою в якості дроселя (рис.2).

Рис. 1. Експериментальний стенд M200V

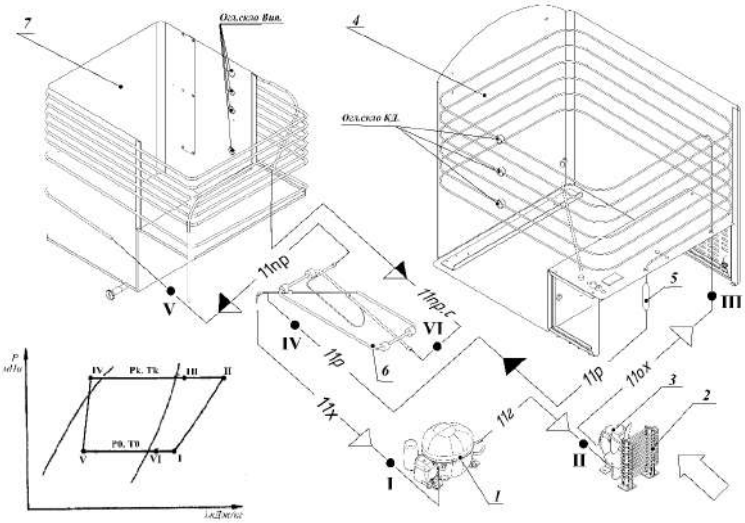


Рис. 2. Схема холодильної системи

Елементи системи:

1. Компресор; 2. Предконденсатор; 3. Вентилятор; 4. Листотрубний випарник;

5. Фільтр-осушувач; 6. РТО; 7. Листотрубний випарник.

Умовні позначення:

11г – гарячі пари хол. агенту; 11ох – Охолоджені пари хол. агенту; 11р – Рідкий холодильний агент; 11пр – переохолоджена парорідинна суміш; 11пр.с – парорідинна суміш; 11х – холодні пари хол. агенту

Процеси системи:

I-II – Стиснення парів холодильного агенту в компресорі; II-III – Зняття перегріву з гарячих парів хол. агенту в предконденсаторі; III-IV – Конденсація охолоджених парів в листотрубному конденсаторі; IV-V – Дроселювання та переохолодження хол. Агенту капілярною трубкою в РТО; V-VI – Випаровування холодильного агенту в листотрубному випарнику; VI-I – перегрів хол. агенту в РТО.

При проведенні дослідів стенд був налаштований на управління контролером з періодичною роботою вентилятора для обдуву предконденсатора та компресора (обдув здійснювався при роботі системи), а LED-січку для освітлення продукції було вимкнено для зменшення теплопритоку і енергозатрат (LED-січка для освітлення являється додатковою опцією, і згідно ISO 23953-2 2005 (E) заміри енергоефективності проводяться без неї).

Дослідження проводилося в лабораторних умовах на дослідницькі дільниці ТОВ «ЮКА-Інвест» при 3-му кліматичному класі (Тос – 25^{0}С. / HRос - 60%). Обладнання що використовувалося для зняття замірів та моніторингу завчасно звірене з сертифікованими аналогами та відкаліброване. Кожен тест системи проводився не менше 24 год.

- При проведенні дослідив в компресорі замінювалося мастило відповідно потреб холодильного агенту.
- В продовж проведення порівняння в холодильну систему почергово заправлялися холодильні агенти в послідовності (R404a → R452a → R290), та після задання параметрів роботи холодильний агрегат вмикався в мережу.
- У відповідності з нормами проведення дослідів над торговим холодильним обладнанням, всі заміри знімалися після виходу ларя в режим роботи. Вході експерименту отримані наступні результати:

В продовж проведення замірів електроенергії зняті показання манометрів та теплові показники холодильної системи, згідно яких побудовано графік роботи системи впродовж циклу (рис.3).

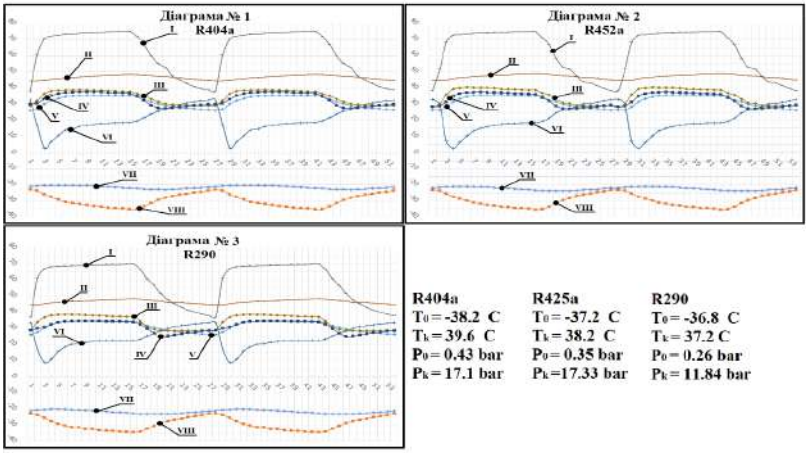


Рис. 3. Параметри роботи ларя на різних холодильних агентах

I – Графік зміни температури нагнітання (Т наг); II – Графік зміни температури мастила компресора(Т км); III – Графік зміни температури початку конденсації (Т п.кд.); IV – Графік зміни середнього значення температури конденсатора (Т кд.); V – Графік зміни температури кінця конденсації (Т к.кд); VI – Графік зміни температури всмоктування в компресор (Т всм); VII – Графік зміни температури в охолоджуваному об'ємі (Т кам); IV – Графік зміни середнього значення температур випарника (Т вип);

Після закінчення часу проведення кожного експерименту знімалися показники мережевого аналізатора (№9 рис.4)

Рис. 4. Параметри енергоспоживання протягом 24 годин.

В заключенні даного порівняння був проведений повний аналіз роботи на різних холодильних агентах, а отримані результати відображені в заведені таблиці 1.

Таблиця 1. Зведена таблиця результатів експерименту.

Умовне позначення	Період роботи		Період простою		Період роботи		Період простою		Період роботи		Період простою		Одиниці виміру
	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	
Хол.агент	R404a				R452a				R290				
Т кд.	36,2	26	35,3	25,4	36,9	25,5	35,6	25,3	35,5	25,2	34,1	25,3	ºС
Т вип	-21	-36	-22	-36	-21	-37	-21	-36	-22	-36	-22	-35	ºС
Т кам	-20,3	-21,9	-21,4	-23,1	-21	-23,4	-21,7	-23,9	-20,1	-22,7	-21,2	-23,3	ºС
Т всм	32,9	2,8	32,4	19,8	33	2,6	32,8	19,5	33,8	8,8	33,7	23,4	ºС
Т км	48,5	44,6	48,4	45	49	44,7	48,8	45,1	48,3	44,3	48,1	44,7	ºС
Т наг	75	38,1	72,1	39	74,8	38,3	71	38,4	70,1	36,8	66,8	37,9	ºС
Т п.кд.	39	29,1	36,6	29,2	40,4	28,1	36,9	29,1	38,6	28,8	34,6	28,5	ºС
Т к.кд	37,6	30,1	34,9	27,3	37,5	28,3	33,9	27	34,7	28,8	32,5	25	ºС
t цикл	15		12		16		12		16		12		Мин.
V ХОЛ.АГ	95				105				75				Грам
Розрахункові параметри													
Kt цикл	0,55				0,57				0,57				
COP	3,02				3,13				3,19				
EEI	58				55				46				%
EEC	E				E				D				
Покази манометрів													
ТО	-38,2		~~~~~~~~		-37,2		~~~~~~~~		-36.8		~~~~~~~~		ºС
РО	0,43		~~~~~~~~		0,35		~~~~~~~~		0.26		~~~~~~~~		бар
Тк	39,6		~~~~~~~~		38,2		~~~~~~~~		37,2		~~~~~~~~		ºС
Рк	17,11		~~~~~~~~		17,33		~~~~~~~~		11,84		~~~~~~~~		бар
Покази аналізатора мережі													
Pn	186	155	2,6	2,3	192	152	2,7	2,5	163	134	2,7	2,4	Вт
I	1,24	1,1	0,02	0,03	1,2	1,08	0,02	0,03	1,12	1,05	0,02	0,02	А
U	220-230												В

f	50			Гц
Ne	2,20	2,42	2,01	кВт/ 24год

Умовні позначення

Т кд. – Середнє значення температур конденсатора; Т вип. – Середнє значення температур випарника; Т кам – температура випарника; Т всм – температура всмоктувального трубопроводу; Т км – температура кожуха компресора в зоні заповнення мастилом; Т наг – температура нагнітального трубопроводу; Т п.кд. – температури початку конденсації; Т к.кд – Температура кінця конденсації; t цикл – час циклу; V ХОЛ.АГ – Кількість холодильного агенту. Kt цикл – коефіцієнт робочого часу; COP – коефіцієнт продуктивності; EEI – показник енергоефективності; EEC – клас енергоефективності; T_O – Температура кипіння; P_O –Тиск кипіння; Тк – Температура конденсації; Рк –Тис конденсації.

Аналіз результатів дослідження показав на можливості повного переходу від F-газів на природні речовини з низьким GWP= 3. Виявлено низьку енергоефективність аналога R404a який є . R452a. Хоча R452a. і відповідає повній взаємозаміні з R404a без зміни мастил чи компресорів та не є енергоефективним холодильним агентом. Окрім того R452a має високу вартість і GWP= 2141, що свідчить про заборону його використання з 2022 року.

Порівнюючи R290 очевидна його перевага по енергоефективності та собівартості. До переваг R290 також можна віднести його моногамність, а отже, як показує дослід, і рівність його, температури в рідкі фазі, в об'ємі теплообмінника. Однак до його недоліків є вибухонебезпечність та обмеження по його кількості в системі та потребу в дотриманні норм безпеки при конструюванні і експлуатації.

Аналіз показує що R290 залишається найперспективнішим аналогом R404a в низькотемпературні техніці. В сфері торгового холодильного обладнання не виявлено значних проблем при заміні холодильних агентів.

УДК 658.264

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ ПРИ УПРАВЛІННІ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ АБСОРБЦІЙОГО ТИПУ РІЗНОГО ПРИЗНЧЕНЯ ТА ПОТУЖНОСТІ.

Селіванов А.П., викладач вищої категорії,
Одеський технічний фаховий коледж
Одеська національна академія харчових технологій

Такий об'єкт, як холодильна установка, не може бути у повній мірі формалізований і описаний методами традиційного моделювання, оскільки має властивості часткового саморегулювання та самовирівнювання. Тому на основі застосування узагальненої моделі холодильної установки, вдосконалено систему підтримки прийняття рішень, що дозволяє врахувати неформалізовану інформацію засобами нейро-нечіткого компонента. [1]

Впровадження технології підтримки прийняття рішень дозволяє зменшити час виходу на потрібний режим роботи устаткування та стабілізації температурного режиму в об'єктах. Це дозволяє знизити коефіцієнт робочого часу холодильного устаткування та знизити вплив людського фактору, що підвищує безпеку роботи енергоустановки. Ефективність технології

експериментально досліджено на водо-аміачному абсорбційно-дифузійному агрегаті побутового морозильника типу «скриня». Кількість збуджуючих факторів та факторів впливу змінювались в широкому діапазоні. Вибірки даних, що призначені для навчання нейро-нечіткої системи, приймались за результатами дослідів на діючому обладнанні.

Холодильні установки відрізняються за типом та конфігурацією. Зазвичай моделі та технології управління та підтримки прийняття рішень для холодильних установок створюються для конкретного виду установки і не можуть бути використані для установок іншого типу чи конфігурації.[2]

Отримані значення до реальних експериментальних даних вказують на те, що пропонована модель виконує високоточний прогноз для побутових холодильних пристроїв та може бути застосована у системах напівпромислового та промислового призначення.

Отже, можна стверджувати, що є доцільним проведення дослідження, спрямованого на удосконалення системи підтримки прийняття рішень при керуванні холодильними установками різних типів шляхом розробки технології, що буде містити інтелектуальний нейро-нечіткий компонент.

Інтелектуальна складова системи підтримки прийняття рішень полягає в формуванні еталонних управляючих впливів для кожної з складових системи за допомогою моделі, структура якої містить інтелектуальний нейро-нечіткий компонент.

За її допомогою відбувається налаштування нечітких параметрів. Адаптивна нейронна мережа здійснює автоналаштування бази правил виходячи з вибірки значень параметрів об'єкту. Вона змінює правила у відповідності до значень, що надає навчальна вибірка з метою приведення параметрів процесу до допустимих показників якості.

Попередня модель [3] була створена для паро-компресійної аміачної холодильної машини на основі одноступінчатої установки м’ясопереробного підприємства «Єремеєвський м’ясокомбінат» (м. Одеса, Україна) за матеріалами добових журналів експлуатації (рис.1)

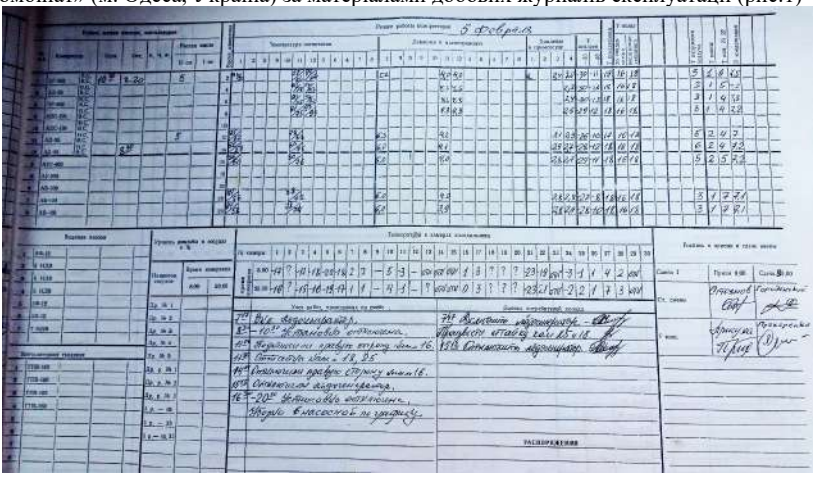


Рис 1. Журнал добової роботи холодильного устаткування

Для створення навчальної та контрольної виборки даних були взяті параметри роботи установки за рік. На абсорбційному водо-аміачному торгово-побутовому холодильнику типу «Скриня» (рис. 2) були взяті за основу річні спостереження та дослідження в умовах неопалюваної та неохолодженої лабораторії.

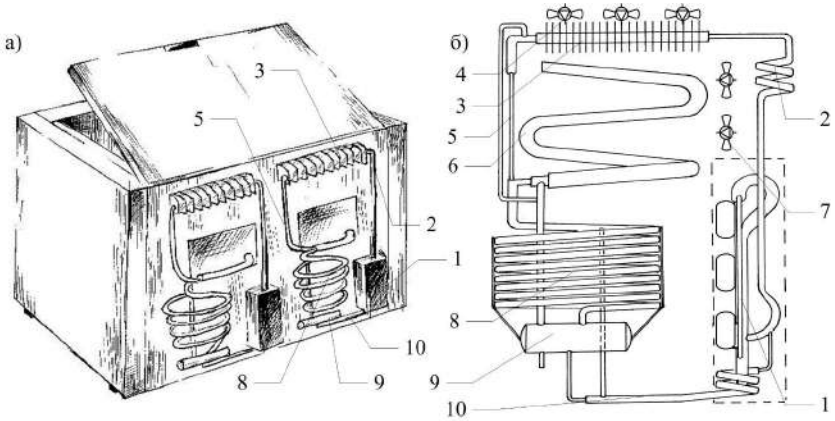


Рис. 2. Абсорбційний водоаміачний торгово-побутовий холодильник типу «Скриня» на два агрегати: а – зовнішній вигляд; б – основні функціональні елементи агрегату; 1 – генераторний вузол із декількома нагрівачами у зборі; 2 – дефлегматор; 3 – конденсатор;4 – вентилятор; 5 – капілярна трубка (дросельний пристрій); 6 – випарник; 7 – вентилятор; 8 – абсорбер; 9 – лінійний ресивер; 10 - зворотна трубка термосифону

Для розширення можливості реакції системи на зовнішні та внутрішні чинники агрегат було доповнено елементами активізації тепло розсіювання (вентиляторами), а компенсуючий процес (підведення теплоти до генераторного вузла від ТЕНів) – доповнено системою плавного регулювання потужності. Структура нейронної мережі одного з елементів системи показана на (рис.3) із використанням нейрон-нечіткого компоненту.

Всі нейро-нечіткі елементи моделі виконані за допомогою пакету Fuzzy Logic Toolbox системи MATLAB [4,5]. Для створення навчальної та тестуючої вибірки було використано експериментальні дані отримані у результаті розробки наукової тематики автором в межах дисертаційного дослідження.

Результати роботи були апробовані на діючій одноступінчатій аміачній холодильній машині та на абсорбційній водо-аміачній холодильній машині, експериментальні дані з яких було закладено у навчальну та тестову вибірки моделі. Перевірка проводилась як у напівавтоматичному режимі, з участю оператора, так і в автоматичному режимі. Обидві установки знаходились в одному регіоні, що дає можливість стверджувати, що вихідні умови для їх роботи були однаковими. Температурні режими об’єктів охолодження, які підтримувались холодильними системами обох типів, також були однаковими.

Іспити, що були проведені після впровадження удосконалення системи підтримки прийняття рішень, показали, що коефіцієнт робочого часу (КРЧ) холодильного устаткування у середньому знизився на 2,7 %. Це свідчить про підвищення енергетичної ефективності установки. Величина зниження розрахована за принципом розрахунку відносної зміни величини.

Графік зміни середнього коефіцієнту робочого часу обладнання представлений на рис.4.

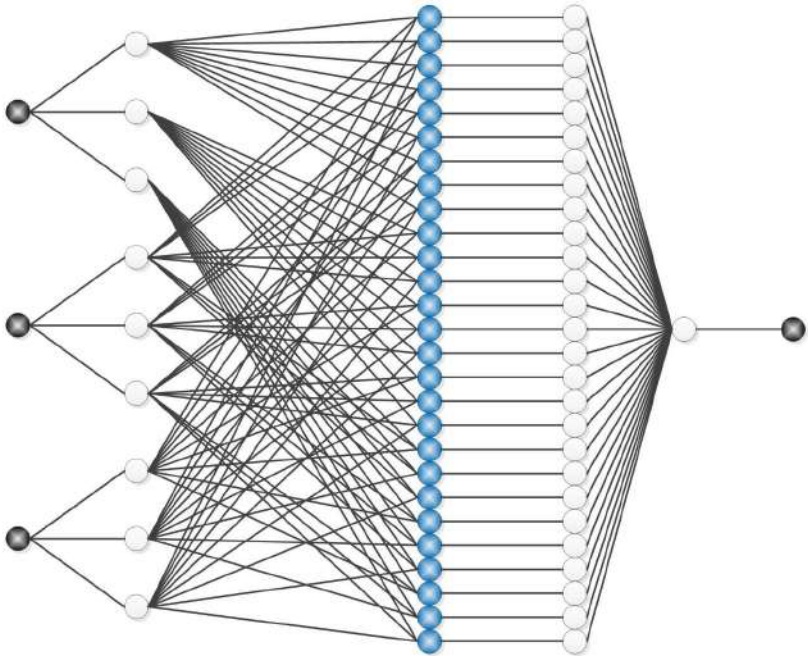


Рис. 3. Структура нейронної мережі

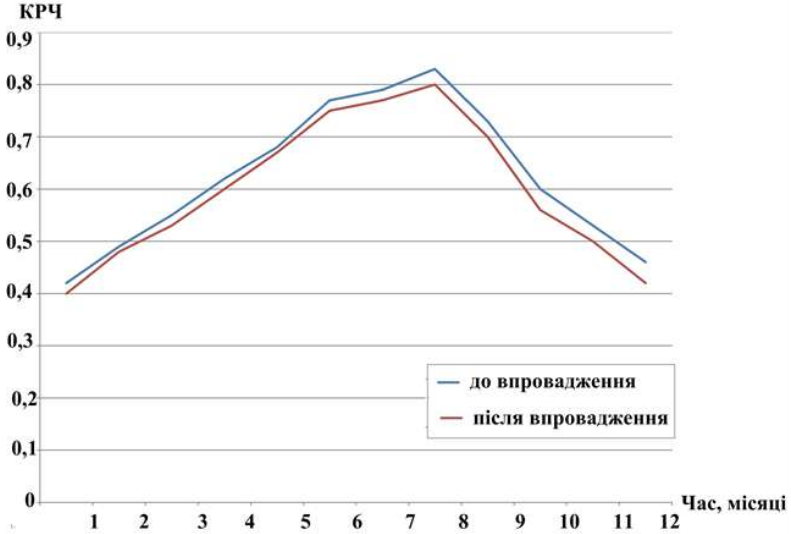


Рис. 4. Графік зміни середнього коефіцієнту робочого часу обладнання

Також було зазначено зниження часу виходу на необхідний температурний режим у середньому на 3,7%. Динаміка виходу на температурний режим представлена на рис. 5.

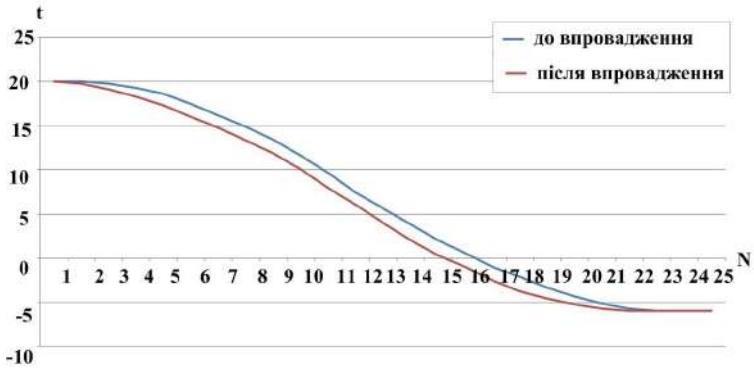


Рис. 5. Динаміка виходу на температурний режим: t– температура, N–кількість вимірів

Швидкість і якість виходу холодильної установки на відповідний температурний режим визначає успішність виконання глобальних завдань, які має виконувати холодильна установка у своєму призначенні. Цей показник довгий час відносився до суб'єктивних, оскільки методів підвищення ефективності роботи обладнання ще не було розроблено. У теперішній час, швидкість виходу на режим, якість та безпека його підтримки стали для споживача таким самим об'єктивним показником, як сама можливість реалізації режиму та розмір капітальних вкладень. Тому оптимізація роботи будь-якої холодильної установки може бути вираженою у невитрачених кіловатах енергії, які, в свою чергу, мають цілком конкретну вартість.

Інформаційні джерела

1. Коврегін, В. В. Формування методологічних підходів до визначення коефіцієнтів безпеки основних елементів аміачної холодильної установки за критерієм «вплив суб'єкта» / В. В. Коврегін, Д. В. Тарадуда, Р. І. Шевченко. // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних сил. – 2011. – Вип. 1. – С. 233–236. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ZKhUPS_2011_1_58

2. Хмельнюк, М. Г. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник / М. Г. Хмельнюк, О. С. Подмазко, І. О. Подмазко. – Херсон: Грінь Д. С., 2014. – 484 с.

3. Селиванова А. В. Моделирование процесса управления обобщенной холодильной установкой //Системні технології. – 2013. – №. 3. – С. 117-123.

4. Saleh, B. Flow Control Methods in Refrigeration Systems: A Review [Електронний ресурс]/ B. Saleh, A. A. Ayman. // International journal of control, automation and systems. – 2015. – №1. – С. 14–25. – Режим доступу: http://researchpub.org/journal/jac/number/vol4–no1/vol4–no1–3.pdf

5. Kalechman, M. Practical MATLAB basics for engineers / M. Kalechman. – New York City College of Technology City University of New York (CUNY) : Taylor & Francis Group, 2009. – 681 p.

УДК 621.59

ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНІ АСПЕКТИ ВИКОРИСТАННЯ РОТОРНО-ЛОПАТЕВОЇ ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ СТІРЛІНГА

Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор, Трандафилов В.В., к.т.н., ст. викладач
Одеська національна академія харчових технологій

У холодильній техніці необхідно удосконалювати і впроваджувати екологічно безпечні способи і пристрої для виробництва холоду. Значну роль може зіграти екологічно безпечна і ефективна газова холодильна машина (ГХМ), що працює за циклом Стірлінга.

Підвищення технічного рівня виробництва із застосуванням сучасного технологічного обладнання дозволяє вирішувати проблему створення і впровадження в практику ефективної ГХМ Стірлінга, що забезпечує охолодження в температурному діапазоні від 0° до -100°С.

Серед усіх розглянутих типів газових холодильних машини Стірлінга найбільший потенціал для для виробництва холоду в діапазоні помірних температур, як показав аналіз, має роторно-лопатева ГХМ. Ця машина характеризується рядом переваг перед іншими типами машин Стірлінга, в тому числі і такими, як хороша врівноваженість, багатокамерність, можливість роботи з безконтактними ущільненнями і т.п.

У ідеалізованій роторно-лопатевій газовій холодильній машині (РЛГХМ), в якій відсутні технічні втрати, реалізується термодинамічний цикл, що складається з двох ізотерм і двох ізохор (див. рис. 1). На ізотермі навколишнього середовища T_C і ізотермі охолодження T_E виконуються, відповідно, процеси стиснення і розширення робочого тіла. Ізохоричні процеси здійснюються в регенераторі.

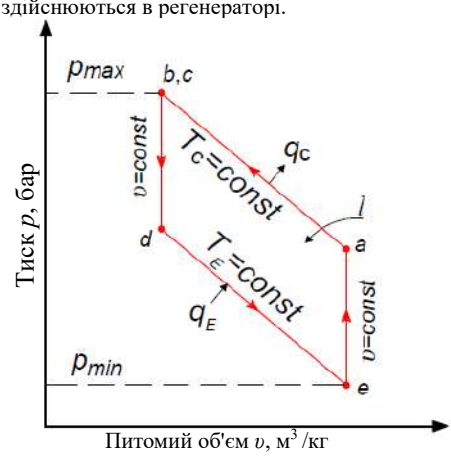


Рис. 1. Термодинамічний цикл РЛГХМ
q_C – питома кількість відведеного тепла
q_E – питома кількість одержаного холоду
l – питома робота затрачувана в циклі

Роторно-лопатева газова холодильна машина (див. рис. 2) складається з двох робочих блоків (РБ) 1 і 2, в яких із зсувом на 45° проводиться стиснення і розширення робочого тіла. Робочі блоки мають один загальний приводний вал 3. Холодильник (Х) 6 і рефрижератор Р (теплообмінник навантаження) 7 з'єднані з робочими блоками магістралями стисненого високотемпературного і розширеного холодного робочого тіла. Відведення тепла від нього здійснюється теплоносієм через магістраль 16, яка підключена до трьохпоточного холодильника 6; до трьохпоточного рефрижератора підключена магістраль 17 підведення тепла від охолоджуваного об'єкта.

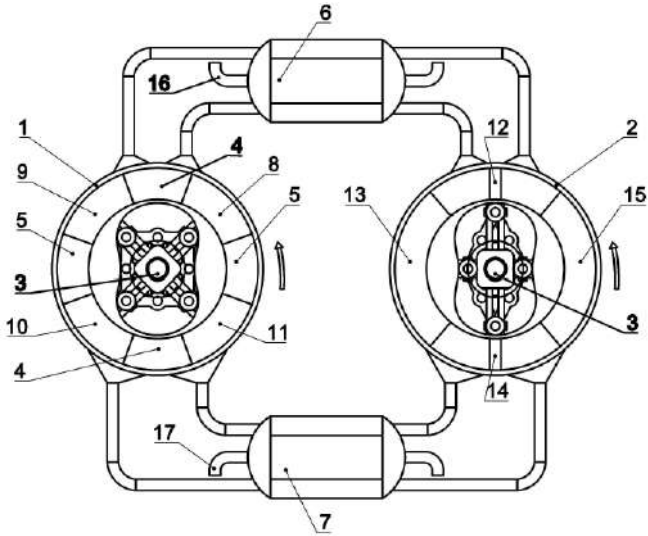


Рис. 2. Пристрій РЛГХМ: 1, 2 – робочі блоки; 3 – вал; 4, 5 – пари лопатей; 6 – холодильник; 7 – рефрижератор (теплообмінник навантаження); 8, 9, 10, 11– порожнини РБ 1; 12, 13, 14, 15 – порожнини РБ 2; 16 – магістраль відведення тепла; 17 – магістраль підведення тепла

При роботі РЛГХМ всередині порожнин першого і другого робочих блоків здійснюються процеси стиснення і розширення. Рисунки 1 і 2 показують, яким чином у порожнинах 15 і 9 відбувається стиснення і розширення робочого тіла:

1) стиснення газу в порожнині 15 РБ 2 (процес *a – b*);
2) витіснення газу з порожнини 15 через Х в РБ 1 (точка *c*);
3) відведення тепла в навколишнє середовище в холодильнику 6;
4) всмоктування газу охолодженого до T_C із Х у порожнину 9 РБ1, де при контакті газу в 9 з холодними лопатями він охолоджується в процесі *b – d*;
5) розширення газу з одночасним його охолодженням і здійсненням зовнішньої роботи (процес *d – e*);
6) нагнітання газу з порожнини через Р в РБ 2 (точка *e*);
7) підведення тепла до газу від охолоджуваного об'єкта в Р;
8) всмоктування газу із Р в порожнину 15 РБ 2, де він при контакті з гарячими лопатями підігрівається в процесі *e – a*.

Таким чином, при оберті приводного вала 3 на кут 90° відбувається один повний термодинамічний цикл в РБ 1 і 2. При оберті приводного вала машини на 360°, на один його оберт, в РЛГХМ здійснюються 4 термодинамічні цикли.

З вищевикладеного випливає, що в роторно-лопатевій газовій холодильній машині реалізовано різноспрямований рух газоподібного робочого тіла по тракту, утвореному робочими порожнинами робочих блоків 1 і 2, з'єднаних через холодильник 6 і теплообмінник навантаження 7, завдяки чому потреба в регенераторі відпадає (див. рис. 1 і 2).

Завдяки симетричній конструкції РЛГХМ добре врівноважена і створює мінімальний рівень вібрації. На відміну від ГХМ Стірлінга з шатунно - поршневим механізмом руху, у роторно-лопатевій газовій холодильній машині менша кількість деталей – корпус і два ротори з лопатями. Місця стиковки рухомих деталей утворюються великими поверхнями, що дозволяє досить просто і надійно їх ущільнювати.

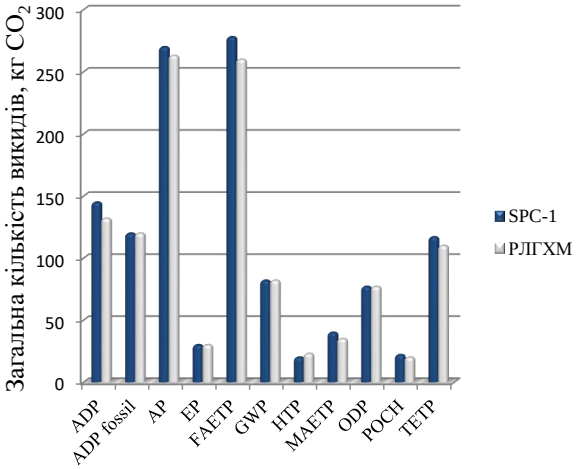


Рис. 3. Оцінка життєвого циклу РЛГХМ

Також була проведена *«Оцінка життєвого циклу»*. Об'єктом дослідження оцінки життєвого циклу є роторно-лопатева газова холодильна машина. Мета оцінки життєвого циклу полягає в тому, щоб оцінити вплив технологій РЛГХМ від їх виробництва до кінця терміну служби і потім порівняти їх з реальним аналогом (рис. 3). Значення для зносу елементів РЛГХМ становить 5,81 кг Sb екв. Основним джерелом цього впливу є етап експлуатації, який становить 77 % від загального обсягу через виснаження запасів міді в життєвому циклі електроенергії. Етап виробництва становить близько 23% від використання ресурсів для трубопроводів, теплообмінних апаратів і т. п. Була проведена оцінка життєвого циклу для ГХМ Стірлінга SPC-1 і РЛГХМ (рис. 3). Оцінені фактори впливу на навколишнє середовище: ADP − потенціал виснаження; ADP fossil − потенціал виснаження копалин; AP − підкислення; EP − Евтрофікація, FAETP − Потенціал водної екотоксичності прісної води; GWP – Потенціал глобального потепління; HTP − антропогенний потенціал; MAETP − Морський водний потенціал екотоксичності; ODP − руйнування озонового шару; POCH − потенціал створення фотохімічного оксиданта; TETP − потенціал наземної екотоксичності.

Виходячи з проведеного аналізу було визначено, що виробництво, монтаж, експлуатація і утилізація РЛГХМ завдає на 37% менший шкідливий вплив на навколишнє середовище у порівнянні з газовою холодильною машиною Стірлінга SPC-1.

Результати та висновки

Проведені дослідження дали можливість розробити теоретичні основи розрахунку, проектування і створення роторно-лопатевих газових холодильних машин, призначених для виробництва помірного холоду в діапазоні температур охолодження від 0°C до -100°C. На основі цього вирішено комплекс актуальних для холодильної техніки науково-прикладних задач, що дозволяють проводити подальше вдосконалення конструктивних характеристик машин цього типу, обґрунтовано вибирати і реалізовувати оптимальні режими їх роботи.

Розробка методик проектування і проведення додаткових досліджень − все це є необхідним комплексом і основою при удосконаленні нової роторно-лопатевої газової холодильної машини.

УДК 621.574

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Биленко Н.А., ассистент, Титлов А.С., д.т.н., профессор, Дорошенко В.М., д.т.н., профессор
Одесская национальная академия пищевых технологий (ОНАПТ)
natalibilenco@gmail.com; titlov1959 @gmail.com;

Дефицит органических топливных ресурсов, особенно ощутимый в настоящее время в Украине, а также ужесточающийся во всем мире экологические требования по снижению потенциала глобального потепления на планете ставят как никогда ранее актуальную задачу снижения потребления топлива в энергетических, холодильных и энерготехнологических установках.

Предпосылкой к решению этой задачи на стадии научно-исследовательских разработок является теоретический анализ потерь от необратимости процессов в элементах энергетических, холодильных и энерготехнологических установок (эксергетических потерь) и поиск на его основе практических путей возможного снижения этих потерь, дающих экономию топлива.

Рассмотрено два подхода при эксергетическом анализе установок.

При первом подходе определяют эксергетические КПД отдельных элементов установки, по которым судят о термодинамическом совершенстве процессов, происходящих в этих элементах, а затем определяют эксергетический КПД всей установки.

При втором подходе определяют относительные эксергетические потери, сопоставляют их значения по величине и, затем, по универсальной формуле рассчитывают эксергетический КПД установки.

Алгоритм эксергетического анализа разрабатывался для двух типов абсорбционных холодильных установок: для установки с электромеханическим насосом для циркуляции водоаммиачного раствора (АХУ) и для абсорбционно-диффузионного холодильного агрегата (АДХА), устанавливаемого в бытовых холодильных приборах.

В состав АХУ входят следующие элементы: генератор, дефлегматор; конденсатор; переохладитель жидкого хладагента; испаритель, помещённый в холодильную камеру; абсорбер; регенеративный теплообменник растворов; водоаммиачный насос и насосы для прокачки охлаждающей воды через дефлегматор, конденсатор и абсорбер; дроссельные вентили для хладагента и для водоаммиачного раствора.

Из предварительных тепловых расчётов [1-2] известны параметры в характерных точках P_i, T_i, i_i, s_i, v_i, расходы рабочего тела через элементы схемы g_i (приведенные к расходу хладагента через испаритель), и таким же образом приведенные тепловые нагрузки элементов схемы q_i, а также приведенная суммарная работа насосов Σl_H.

Кроме того, известны температура, поддерживаемая в холодильной камере T_x, температура теплоносителя греющего низкопотенциального источника $T_Г = const$ и задана температура окружающей среды T_0.

В процессе генерации водоаммиачного пара участвуют два рабочих тела – кипящий водоаммиачный раствор и теплоноситель греющего низкопотенциального источника.

В процессе охлаждения в дефлегматоре участвуют: рабочее тело и окружающая среда.

В процессах конденсации и абсорбции участвуют рабочее тело и окружающая среда.

Переохладитель жидкого хладагента представляет собой теплообменник, в котором обмениваются теплом жидкий хладагент после конденсатора и парообразный хладагент после испарителя.

В регенеративном теплообменнике растворов обмениваются теплом слабый и крепкий водоаммиачные растворы.

В холодильной камере, в которой установлен испаритель, происходит теплообмен между охлаждаемым при температуре T_x объектом и испаряющимся жидким хладагентом.

Относительные эксергетические потери в насосах зависят от КПД насоса $\eta_н$ и КПД электродвигателя.

Приведенная выше методика позволяет провести сравнительный эксергетический анализ аппаратов бытовой холодильной техники, в частности, абсорбционно-диффузионных и компрессорных морозильников ёмкостью V = 200 дм³.

Выводы

Анализ полученных результатов показывает, что бытовые морозильники являются термодинамически несовершенными устройствами – эксергетические КПД преобразования энергии при их работе не превышают 7 %.

При работе бытовых морозильников от сетевой электроэнергии термодинамические преимущества, как и следовало ожидать, имеют компрессорные модели. При этом основные потери имеют место при получении и транспортировке электроэнергии (Ωпэ = 70 %).

Для абсорбционно-диффузионных моделей, в отличие от компрессорных моделей, имеется способ улучшить эксергетические показатели путём использования в качестве источника энергии органического топлива. При этом значительно возрастают потери в термосифоне-генераторе, однако, ввиду полного отсутствия потери, связанной с получением электроэнергии, общий эксергетический КПД АД-М увеличивается в ~ 3 раза, а, по сравнению с КМ – в ~ 1,7 раза. Во столько же раз уменьшается расход первичного топлива, что весьма существенно в условиях Украины.

Список литературы

1.Захаров М.Д. Енергетичні і екологічні показники компресійної та абсорбційної побутової холодильної техніки / М.Д. Захаров, О.С. Тітлов, Ю.С. Ботук, О.Б. Василів, Н.В. Рева // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1997. – № 17. – С. 167-175.

2.Ботук Ю.С. Экспериментальное определение экономичности низкотемпературной камеры с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами на различных температурных уровнях замораживания / Ю.С. Ботук, А.С. Титлов, О.Б. Васылив // Тепловые режимы и охлаждение радиоэлектронной аппаратуры. Научно-технический сборник. –1998. – № 1. – С. 68-70.

УДК 620.98

РАЗРАБОТКА ХОЛОДИЛЬНЫХ АППАРАТОВ НА ВОЗОБНОВЛЯЕМОМ ИСТОЧНИКЕ ЭНЕРГИИ

Биленко Н.А., ассистент, Титлов А.С., д.т.н., профессор
Одесская национальная академия пищевых технологий (ОНАПТ)

Современные требования к холодильным аппаратам предусматривают экологическую безопасность рабочего тела, широкие функциональные возможности, низкое энергопотребление и минимальную стоимость. В максимальной степени таким требованиям

удовлетворяет холодильная техника абсорбционного типа, особенно у сельской местности. Эти аппараты имеют озоноопасный водоаммиачный раствор, который практически не обнаруживает влияния на формирование «парникового» “эффекта” в атмосфере Земли, бесшумные при эксплуатации, имеют длительный ресурс, работают с альтернативными источниками энергии (пропан-бутан, природный газ, дизельное топливо, солнечное излучение).

Реализация абсорбционного холодильного цикла происходит в абсорбционно-диффузионной холодильной машины или абсорбционном холодильном агрегате (АХА) при переменных температурах в выпарщику (от минимальной на входе – к максимальной на выходе). Эта особенность, а также возможность легко изменять величину холодильной мощности в широких границах, позволяет использовать абсорбционный холодильный аппарат для получения широкого спектра температур холодильного хранения – от минус 18 °С (длительное низкотемпературное хранение замороженных продуктов) до 10...12 °С (хранение овощей и фруктов).

На кафедре нефтегазовых технологий, инженерии и теплоэнергетики ОНАПТ разработан абсорбционный холодильник, работающий с возобновляемой тепловой энергией, которую производит газогенератор.

Газогенератор - аппарат для термической переработки твердых и жидких топлив в горючие газы. Такую переработку осуществляют в присутствии воздуха, свободного или связанного кислорода (водяного пара) [1]. Газы, которые получают в газогенераторе, называют генераторными. Горение твердого топлива в газогенераторе в отличие от любой топки осуществляется в большом слое и характеризуется поступлением количества воздуха, недостаточного для полного сжигания топлива (например, при работе на паровоздушном дутье в газогенератор подается 33...35 % воздух от теоретически необходимого). Газы, которые образуются в газогенераторе, содержат продукты полного сгорания топлива (углекислый газ, вода) и продукты их возобновления, неполного сгорания и пирогенетичного разложения топлива (чадный газ, водород, метан, углерод). В генераторные газы переходит также азот воздуха.

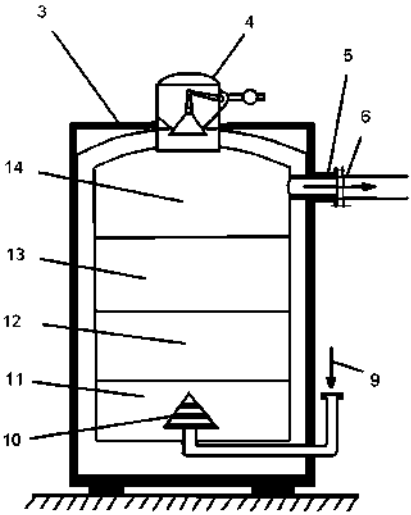
В сельской местности, как правило, имеется большое количество отходов древесины в виде опилка, щепы, коры, ветвей, кусков дерева, бытового мусора и т.п. В целом, эти отходы являются ценным энергетическим сырьем и могут быть переделаны в газогенераторных установках в тепловую энергию методом пиролизного генерирования газа [2].

Традиционные котлы, предназначенные для сжигания перечисленных выше отходов, характеризуются низкой энергетической эффективностью (40...50 %) и увеличенной эмиссией чадного газа и сажи. Газогенератор имеет энергетическую эффективность около 90 %. Газ, полученный в газогенераторе, пересылается в камеру сгорания и там сжигается к безопасным для окружающей среды газам: углекислого газа, азота, водяного пара. Температура процесса генерирования газа находится в границах от 200 до 850 °С. В этих условиях из 1 тонны сухого дерева производится 2000 м^3 горючего газа. Энергетическая ценность 1000 м^3 газа - около 1,4 Мвт.

В газогенераторе можно использовать низкокалорийные сорта древесины и ее отходов с большим содержанием влаги (до 50 %). Высокая энергетическая эффективность газогенератора приводит до того, что, невзирая на низшую энергетическую ценность древесных отходов в сравнении с углем, в окончательном итоге 1 кг древесных отходов, которые использованы для генерирования газа, замещают сжигание 1 кг каменного угля в классическом котле.

Во всех известных технических решениях [3] газогенераторы используются для отопления, обогрева, для работы транспортного средства, потому отличительной чертой изобретения, которое заявляется, является предложение относительно использования газогенераторных установок для работы малых машин, которые используют тепло, в частности АХА.

На рисунке показана схема работы газогенератора.



Абсорбционный холодильник содержит теплоизолированную холодильную камеру с дверями. Сзади камеры установлена АХА. АХА связан с газогенератором 3 через магистраль генераторного газа 6 и выводной патрубок 5. Отвод отработанного генераторного газа осуществляется с помощью вентиляционного канала.

Газогенератор 3 являет собой шахту, внутренние стенки которой изложены огнеупорным материалом. Сверху этой шахты через загрузочное устройство 4 подается топливо, а снизу подается поток воздуха 9. Слой топлива поддерживается колосниками решетками 10. В самой нижней части газогенератора на колосниковых решетках расположена зона золы и шлака, выше – зона горения или зона окисления 11, зона газификации 12 и зона разложения топлива 13. В самой верхней части расположена зона сушки топлива теплом газов и испарений, которые поднимаются 14.

Воздух, который подают к газогенератору, сначала проходит через зону золы и шлака на колосниках решетках 10, где подогревается до 300...500 °С, а дальше поступает к спечённому слою топлива (окислительная зона или зона горения 11), где кислород дутья вступает в реакцию с элементами топлива. Температура в зоне 11 составляет от 1200 до 1500 °С. Продукты сгорания, которые образовались, поднимаются кверху по газогенератору 3 и встречаются со спечённым топливом (зона газификации 12), восстанавливаются до окиси углерода и водорода. При последующем движении вверх сильно нагретых продуктов восстановления (800...1000 °С) происходит термическое разложение топлива (зона разложения топлива 13) и продукты восстановления обогащаются продуктами разложения (газами, смолами и водяным паром). В результате разложения топлива сначала образуется полукокс, а затем и кокс, на поверхности которых во время их опускании вниз происходит восстановление продуктов сгорания (зона 12). При опускании еще ниже происходит горение кокса (зона 11). В верхней части 14 газогенератора 3 происходит сушка топлива теплом газов и испарений, которые поднимаются.

Генераторный газ с температурой 400...500 °С через патрубок 5 и магистраль 6 поступает к зоне тепловой нагрузки АХА, а дальше – по вентиляционному каналу 7 отводится к окружающей среде.

Максимальный экономический эффект будет достигнут при использовании в качестве холодильных камер имеющихся хозяйственных зданий (подвалов, погребов, сараев, амбаров и т. др.) после соответствующей теплогидроизоляции ограждающих конструкций. Наиболее перспективными могут стать подземные сооружения (погреба, подвалы), которые характеризуют минимумом теплопритоков в теплое время года и высокой тепловой инерционностью [5]. Наиболее экономически эффективным в такой конструкции является вариант с центральным газогенераторным устройством, со следующей раздачей генераторного газа по специальным теплоизолированным магистралям.

Абсорбционный холодильник с газогенератором может быть использован и как транспортный холодильник, что особенно актуально для сельской местности, например для первичной холодильной обработки молока и фруктов (клубнике, винограду и т.д.) непосредственно в местах сбора.

Одно из практических применений разработок абсорбционного холодильника с газогенератором связано с прудовым и речным рыбоводством. Большой проблемой в рыбоводческих хозяйствах является сохранение больших пород рыб (белого амура, карпа, толстолобика) перед спуском прудов на зиму. Передвижные платформы или прицепы могут быть оборудованы абсорбционными холодильниками с газогенераторными устройствами и решать задачи первичной холодильной обработки непосредственно в местах лова со следующей доставкой охлажденной продукции в места стационарного сохранения [6]. Следует отметить и опыт практического использования в СССР в 1930-1940 годах газогенераторных установок в качестве основного и вспомогательного источника топлива двигателей легковых и грузовых автомобилей.

Список литературы

1. Теплотехнический справочник /Под ред. С.Г. Герасимова. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1957.- Т.2. – С.279-283
2. Михеев В..П. Газовое топливо и его сжигание. - Л.: Госэнергоиздат, 1966
3. Михайлов А.Н. С газом, без газа // Двигатель (Российская Федерация). – 2005. - №4(40). – С.36
4. Бабакин Б.С., Выгодин В.А. Бытовые холодильники и морозильники. (Справочник)./3-е изд., испр. и доп.– Рязань, "Узоречье", 2005. – 860 с.
5. Декларационный патент на изобретение № 59825А Украины, МКИ F25 B13/00; Холодильная камера// А.С. Титлов, О.Б. Василив, Н.Д. Захаров, Р.Н. Проць (Украина).-№ 20021210411; Заявл. 23.12.2002; Опубл. 15.09.2003, Бюл. № 9.
6. Декларационный патент № 56791А Украины, МКИ F25 B1/00, F25 B15/10; Транспортная холодильная установка// А.С. Титлов, О.Б.Василив, Н.И. Бабков, А.С. Паламарчук (Украина). - № 2002097485; Заявл. 17.09.2002; Опубл. 15.05.2003, Бюл. № 5.

УДК 621.646

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДВОХ ТИПІВ КЛИНОВИХ ЗАСУВОК

Корольов О. В.[1], Павлишин П. Я.[1], Тітлов О. С.[2] ,Мирончук В. С.[1]
1-Одеський національній політехнічний університет
2- Одеська національна академія харчових технологій

Надійність роботи трубопровідної арматури в цілому визначає надійність роботи будь-якого обладнання. Своєчасне виявлення пошкоджень арматури допоможе уникнути

непланових зупинок і аварій теплосилового обладнання станції [1–3]. І навпаки, відмова відповідальної арматури може призводити до серйозних подій. Можна згадати відмову імпульсного клапана компенсатора тиску на Тримайл Айленд АЕС (атомна електрична станція) [4], що закінчився першою серйозною аварією на світових АЕС. Схожа відмова ІЗУ КТ (імпульсний запобіжний клапан системи компенсації тиску) був відзначений на РАЕС (Рівненська АЕС, Україна), проте був вчасно виявлений та усунутий. Відмова арматури в холодильному обладнанні також призводить до серйозних наслідків [5]. Таким чином, об'єктом даного дослідження обрано вид енергетичної арматури – засувка або клинова арматура.

Засувки або клинова арматура займає провідне місце серед енергетичної арматури. По-перше, при повному підйомі штока вона має мінімальний гідравлічний опір, серед інших типів арматури [6, 7]. По-друге, практично лінійна залежність витрати від рівня підйому штока забезпечує їй місце в системах автоматичного регулювання або підтримки витрати, наприклад, в дренажних системах підігрівачів, на теплотрасах систем опалення [3]. Крім цього, така арматура має послідовно встановлені дві посадочні поверхні, що підвищує надійність її закриття. Однак така конструкція є більш складною в порівнянні, наприклад, з конструкцією вентиля, що підвищує ймовірність відмови такої арматури [3, 6].

Актуальність роботи зумовлена практичною відсутністю подібних досліджень арматури. Аналіз публікацій на цю тему показав наявність обмеженої кількості робіт, присвячених їй [8–10]. Тому видається актуальним розширити дослідження герметичності арматури при різних зусиллях закриття на клинові засувки. Отже, мета даної роботи полягає в дослідженні герметичності клинових засувок при різних зусиллях закриття за допомогою побудови залежності відносного пропуску арматури від зусилля її закриття та аналізу цієї залежності.

Методика проведення досліджень

Експериментальні дослідження проводилися на стенді, що забезпечує тиск повітря компресором АК-50 (СРСР) до 3,0–3,5 МПа (рис. 1).

Для плавної подачі повітря на засувку 4 компресор 2 працював на ресивер 3, об'ємом близько 5 літрів. Пропуск повітря вимірювали об'ємним способом, витісняючи воду з вимірювальної комірки 1. Для створення зусилля на штоку, що замикає арматуру 4, використовувався динамометрический ключ КД-230 (Росія), що дозволяє вимірювати крутний момент до 230 Н·м.

Методика експерименту полягала в наступному. Динамометричним ключем закривали арматуру 4 необхідним зусиллям, потім включали компресор 3 і досягали необхідного тиску. Пропуск повітря вимірювали заповненням вимірювальної комірки за період часу, який фіксувався секундоміром. Результати експерименту представлені в табл. 1, 2.

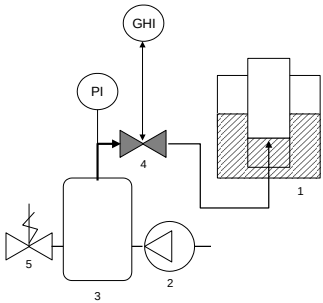
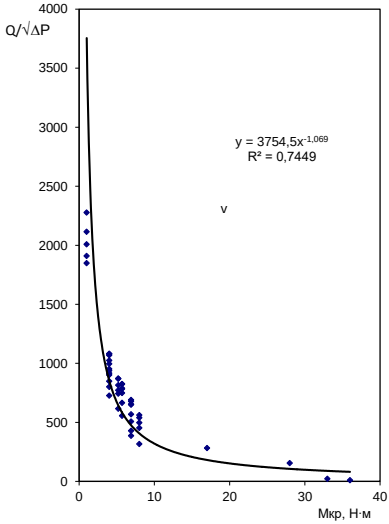


Рис. 1. Схема експериментального стенда: 1 – вимірювальний осередок; 2 – компресор АК-50; 3 – ресивер; 4 – досліджувана арматура; 5 – запобіжний клапан; PI – манометр; GHI – динамометричний ключ

Результати дослідження та обговорення

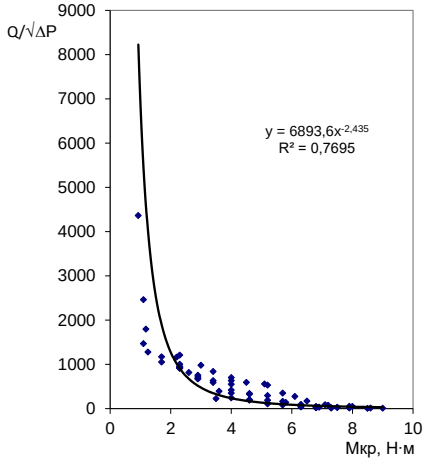
Обробка отриманих експериментальних даних дозволила отримати наступні залежності (рис. 2, 3).



а

б

Рис. 2. Чавунна засувка: *а* – залежність відносного пропуску арматури від величини крутного моменту; *б* – зовнішній вигляд



а

б

Рис. 3. Латунна засувка: *а* – залежність відносного пропуску арматури від величини крутного моменту; *б* – зовнішній вигляд

Експеримент показав, що засувки так само, як і раніше досліджені клапана [8] і вентилі мають один тренд, а саме підпорядковуються рівнянням:

$$(Q/\sqrt{\Delta P})=C\cdot M^{(-g)},$$

де Q – витрата (пропуск) повітря, мл/с; ΔP – перепад тиску на зсувці, МПа ; C – коефіциент; M – крутний момент, Н·м; g – показник ступеня при М.

Також можна бачити, що показник ступеня крутного моменту становить для чавунної арматури – 1,069, а для латунної – 2,435. Це означає, що для забезпечення однакового пропускання повітря, крутний момент на чавунній арматурі повинен мати великі значення, ніж для досліджуваної латунної.

Візуальне дослідження цих засувок показало, що чавунна арматура була в роботі, тоді як латунна була абсолютно нова. Тобто показник ступеня крутного моменту дозволяє оцінювати якість посадкових поверхонь засувок.

Розмірний коефіцієнт C також показує на якість посадкових поверхонь, безпосередньо пов'язуючи пропуск арматури зі своїм значенням, проте статечний показник надає істотно більший вплив.

Висновки

Експериментальне дослідження підтвердило, що засувки також підкоряються раніше встановленій критеріальні залежності [8]. Показано вплив коефіцієнтів і показників ступеня в отриманій залежності на якість посадкових поверхонь і пропуск арматури. Це дослідження призводить до необхідності розширення вхідного контролю арматури на подібних стендах.

Інформаційні джерела

1. Гуревич Д.Ф., Ширяев В.В., Пайкин И.Х. – М.: Энергоиздат, 1982. – 312 с.
2. Имбрицкий М.И. Справочник по арматуре тепловых электростанций. – М.: Энергоиздат, 1981. – 304 с.
3. Гуревич Д. Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры: Расчет трубопроводной арматуры. Изд. 5-е. М.: ЛКИ, 2008. 480 с.
4. Hewitt, G. F., Collier, J. G. (2000). Introduction to Nuclear Power 2nd Edition. CRC Press, 320.
5. Королев А.В. Неустойчивость работы схем поддержания уровня в системах сжиженного газа / Королев А.В., Червоненко П.П. // Холодильна техника і технологія. –2011. – №11. – С.25-29.
6. Гуревич Д.Ф. Трубопроводная арматура с автоматическим управлением; Справочник. / Д.Ф. Гуревич, О.Н. Заринский, С.И. Косых. Под общ.ред С.И. Косых. – Л.: Машиностроение, 1982. – 320 с.
7. Макаров А.Н. Расчет дроссельных устройств / А.Н. Макаров, М.Я. Шерман. – М.: Атомиздат, 1998. – 283 с.
8. Koroliov A. V. Experimental Research of Valve Tightness at Different Closure Forces / Koroliov A. V., Pavlyshyn P. Y., Bandurko I. V. // Ядерна та радіаційна безпека. 2018. – № 4(80). – С. 14-17.
9. Черноштан В. И., Кузнецов В. А. Трубопроводная арматура ТЭС: Справочное пособие. –М.: Издательство МЭИ, 2001. – 368 с.
10. Гошко А. И. Арматура трубопроводная целевого назначения. В 3-х кн. Кн.1: Выбор. Эксплуатация. Ремонт. М.: Машиностроение, 2003. – 432 с.

UDC 621.365.5

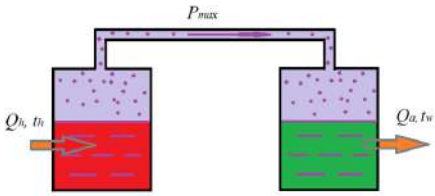
DESIGN OF PERIODIC OPERATION AMMONIA-WATER ABSORPTION REFRIGERATION UNITS IN ATMOSPHERIC WATER GENERATION SYSTEMS

Ozolin N.E., Titlov A.S., Kravchenko V.V.
Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, titlov1959@gmail.com

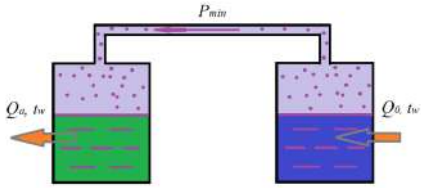
It is a common knowledge that one of the most valuable resources in the future of our planet is going to be fresh water, and the demand for water resources is already one of the main factors in global logistics of contemporary world, and this trend will only grow in the foreseeable future. One of the developments in water production technology is mechanical air dehumidification — condensation of water vapor on the surfaces with a temperature below the dew point. In this case, there are great prospects for the methods associated with the work of independent generators of cold — chillers that are guaranteed to provide the temperature below the dew point temperature. A necessary condition for operation of compression refrigeration machine is the availability of electrical energy. At the same time, the majority of countries facing water scarcity are limited in energy resources, too. Often the readily available source of energy in there is the sun.

In this regard there have been developed original schemes of absorption water-ammonia refrigeration units of periodic operation (AWRU PO) based on solar collectors, which differ with autonomy and independence from the sources of electrical energy, and unlike heat-analogues (steam jet and lithium-bromide absorption) can be operated with air cooling of their heat-dissipating elements.

A scheme of flows in AWRU PO during different phases of its work is shown in Figure 1. In the initial time, when AWRU PO zones are at the same temperatures equaling ambient temperature, the composition of the working fluid (WAS) is the same in both zones. In the charging period, the heat flux Q_h arrives to the AWRU PO generator (left part in Fig.1.a) at the temperature t_h. The absorber-evaporator (right part in Fig.1.a) is at ambient air temperature (t_w) and removes the absorption heat Q_a.



a)



b)

Fig. 1 – The diagram of the heat and mass flows inside the operating AWRU PO
a) — operation during the charging phase; b) — operation during the cooling phase

During the charging period (Figure 1.a), there occurs the movement of mostly lower boiling component (ammonia) from the generator-absorber (G-A) into the absorber-evaporator zone (A-E). Herewith a temperature in G-A is increased from ambient temperature toward the temperature of the heating medium (t_h), the rate of change is slightly influenced by the initial composition of WAS. At the end of the evaporation process, the temperature in the G-A is at its maximum, the pressure in the system is also at maximum, and the temperature in A-E can be assumed constant and equal to t_w. At the same time, the maximum proportion of ammonia in the WAS is in the A-E, and the minimum — in the G-A.

In the cooling phase (Figure 1.b), the heat flow from the heat source is blocked, and the outside air is supplied to the outer surface of the G-A, leading to its cooling to ambient environment temperatures. Due to the equilibrium shift in the WAS, when the temperature in the G-A is lowered, the system moves into a state of reduced pressures. In the internal volume of AWRU PO, the system pressure falls to the minimal (in the initial time) value $P_{\min}$. At this point, saturated with ammonia WAS in the A-E starts to boil with heat removal from the outside air flow. Upon cooling of WAS, a thermal flow Q_0 from the environment into the G-A appears due to the temperature difference, that flow is a refrigerating capacity of the AWRU PO. The generated

vapor of ammonia is absorbed in the G-A zone with a heat of absorption Q_a transferring to the environment with the corresponding temperature t_w. In this process, there is a monotonic increase of pressure with a corresponding increase of temperature in the A-E zone. The air flow that washes over the outer surface of the A-E is cooled to temperatures below the dew point, and the water condensate evaporates out of it. The cooling process takes place until the establishment of thermal equilibrium in zones G-A and A-E.

For the practical implementation of such a device, it is necessary to estimate its specific cooling capacity q_o when operating under different climatic conditions, with the prospect of maximal utilization in the arid tropical zones of the planet. This refrigerating capacity is determined by the amount of heat, removed from air while it cools below the dew point temperature, relatively to refrigerant's mass. In connection with this, the initial data must include temperature and humidity of atmospheric air and the potential maximum temperature of the heating source t_h.

At the initial stage of the calculation, there was specified an initial equilibrium composition of WAS, denoted as x_{beg} (in the liquid phase) and y_{beg} (vapor phase). When calculating, the volumes of WAS in G-A and A-E zones are assumed equal. Considering equal temperatures of all system elements $t_w^{G-A} = t_w^{A-E}$ before operation, the composition of the phases are defined as:

a) for the liquid phase:

$$x_{\mathrm{G-A}}{}^{beg} = \frac{m_{\mathrm{G-A(x)}}{}^{\mathrm{A}}}{m_{\mathrm{G-A(x)}}{}^{\mathrm{A}} + m_{\mathrm{G-A(x)}}{}^{B}} = x_{A-E}{}^{beg} = \frac{m_{A-E(\mathrm{x})}{}^{\mathrm{A}}}{m_{A-E(\mathrm{x})}{}^{\mathrm{A}} + m_{A-E(\mathrm{x})}{}^{B}} \tag{1}$$

b) for the vapor phase:

$$y_{G-A}{}^{beg} = \frac{m_{G-A(y)}{}^{\mathrm{A}}}{m_{G-A(y)}{}^{\mathrm{A}} + m_{G-A(y)}{}^{B}} = y_{A-E}{}^{beg} = \frac{m_{A-E(y)}{}^{\mathrm{A}}}{m_{A-E(y)}{}^{\mathrm{A}} + m_{A-E(y)}{}^{B}} \tag{2}$$

where *m* is the mass of solution components, kg; A — ammonia, B — water.

During the charging period (Figure 1.a), some mass of ammonia vapor and water vapor transfers from the zone G-A to the zone A-E. The maximum possible value of the proportion of ammonia in the liquid phase in the A-E is determined by the following relationship:

$$x_{\mathrm{A-E}}{}^{max} = \frac{m_{\mathrm{A-E(x)}}{}^{\mathrm{A}} + \Delta m_{\mathrm{(x)}}^{\mathrm{A}}}{m_{\mathrm{A-E(x)}}{}^{\mathrm{A}} + \Delta m_{\mathrm{(x)}}^{\mathrm{A}} + m_{\mathrm{A-E(x)}}{}^{B} + \Delta m_{\mathrm{(x)}}^{B}} \tag{3}$$

Respectively, the mass in the G-A proceeds to decline:

$$x_{\mathrm{G-A}}{}^{min} = \frac{m_{\mathrm{G-A(x)}}{}^{\mathrm{A}} - \Delta m_{\mathrm{(x)}}^{\mathrm{A}}}{m_{\mathrm{G-A(x)}}{}^{\mathrm{A}} - \Delta m_{\mathrm{(x)}}^{\mathrm{A}} + m_{\mathrm{G-A(x)}}{}^{B} - \Delta m_{\mathrm{(x)}}^{B}} \tag{4}$$

where $\Delta m_{(x)}^{A}$ and $\Delta m_{(x)}^{B}$ — respectively, the mass of ammonia and water in the liquid phase, transferred from G-A to A-E, kg.

The values of $x_{G-A}^{\min}$ and the values of $x_{G-A}^{\max}$ are linked by their thermodynamic parameters — pressure and temperature.

The aim of the thermodynamic calculation of AWRU PO is to define the operating range with the estimation of specific cooling capacity, which determines the performance of installation for the atmospheric water generation by mechanical dewatering (ensuring the temperature of wall and air contact area is below the dew point).

The calculation was carried out for a range of regime parameters:

a) the temperature of the heating source (generator wall) $t_h = 65…95$ °C;

b) the temperature of the "cold source" (ambient air temperature) $t_w = 25…45$ °C;

The water-ammonia solution (WAS) is used as the working fluid. The calculations assume the maximum operating temperature in the cooling area to be t_{ob} = 10 °C.

The analysis of received results shows that with the ambient air temperature rising, the minimum pressure in the system $P_{\min}$ (for a fixed WAS composition in the area of generation) increases, moreover the increase is higher for larger values of ammonia fraction in G-A ($X_{\min}$). This suggests that the increase in ambient air temperature and pressure rise in the system means the temperature in the cooling area increases too, i.e. the cooling capacity of AWRU PO decreases. This dependency is even more noticeable at higher numerical values of $X_{\min}$.

CONCLUSIONS

1. By increasing the temperature of heating source, the proportion of ammonia in the G-A zone is reduced, allowing to obtain higher potential capacity of absorption process during the cooling phase, i.e. to increase the specific cooling capacity of AWRU PO and the performance by water extraction from the air. Since the temperature rise of the heating source from 65°C to 95°C, minimal temperature in the cooling area decreases from 7°C to minus 17°C.
2. When the ambient air temperature increases, the specific cooling capacity of AWRU PO decreases, and this tendency is especially noticeable at higher ammonia fraction in the generation area.
3. The performed estimation of specific cooling capacity of the AWRU PO has shown that it increases along with the temperature of heating source, and at lower ambient air temperatures, this trend is more obvious.
4. At low ambient air temperature, the maximal values of specific cooling capacity of the AWRU PO can be obtained, by increasing the amount of ammonia in the generation area.

REFERENCES

1. Alekseyev V.V., Chekarev K.V. 1996. Preparation of fresh water from humid air. Arid ecosystem (Russia) 2(2–3): C.111-122.

2. Pearlstein B.H. 2008. New Energy Systems. Kazan: Publishing House of Kazan. state. tehn. University Press, 244 p.

UDC: 621.574

THE SEARCH OF ENERGY-EFFICIENT OPERATION MODE OF AMMONIA-WATER-ABSORPTION REFRIGERATION MACHINES

Osadchuk E.A., Kirilov V.Kh., Titlov A.S.
Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa,
E-mail: vladkir@renome-i.net; osadchuk1980@gmail.com; titlov1959@gmail.co

By a term a «seasonal refrigerator» is presently named cooling attachment, which utilizes in the work low temperature potential of air environment, being outside the heated bays. A term is not confessedly, because such refrigeration apparatuses are on the initial stage of development. Actuality of generation of seasonal refrigerator is delineated the problems of energy-savings during production activity of domestic and point-of-sale refrigeration devices. Domestic absorbing refrigerators that use low temperature potential of environment and work in the wide range of

temperatures, refrigerators of "seasonal" type, not suitable for work with the quick-changing loading, but declared oneself irreplaceable in the permanent mode at of long duration maintenance of preset parameter. During work in the permanent mode becomes the problem of maintenance of the even temperature field in all chilled volume. Even presence, so-called, super isolations in the corps of modern refrigeration devices during stabilizing of external and internal parameters are given by large running approach of temperature in the chilled volume and this running approach the more than greater ambient temperature. Researches showed that exactly an inertance of the systems on the base of diffusive for absorption refrigeration aggregates is reason of impossibility of creation of the even temperature field without additional modernization of cooling object. Modern domestic and point-of-sale refrigeration installation is designed for work in «hard» operation conditions for information climatic terms (in Ukraine is assurance of normative temperature characteristics in a condenser box at the temperature of air in a bay 32 °C. At the same time in our temperate climate basal time of production activity of apparatuses of the domestic and point-of-sale engineering drives at the temperature of air in a bay 16...22 °C. Such temperatures of air refrigeration apparatuses work not constantly, but with the cycling's cuttings-off, I.e. in position behavior. At lower temperatures of air in a bay (less than 10 °C production activity of modern domestic and point-of-sale refrigeration devices is n. In the case of compression designs it is related to the possible breaks of compression facility, because of gelling of butter, and in the case of absorption – with the complexity of start from a non-working condition and ineffectiveness of chilling cycle from high thermal drop on the departments of hauling of quenching agent in a condenser and vaporizer. At the same time, the decrease of temperature of air in a bay favorably influences on duties condensers of absorption class: at first, heat entrances diminish in a condenser box; secondly, a capability auxiliary to supercool a fluid quenching agent on the entrance of vaporizer and weak solution on the entrance of absorber appears, that improves power efficiency of work of condenser.

The known fact is and that almost a temperate climate has third of dry land with average annual temperatures from minus 5 °C to 12 °C. To utilize a natural cold for storage of food products presently developers offer collections with the original author name «HOLT» (refrigerator – heater), supposing to take away all or feature of refrigeration apparatus on the opened air.

Apparatuses suggest to place in window apertures so that one of walls of refrigerator box went out in an environment. It becomes firmly established that it allows to reduce of energy during production activity of refrigeration device on 50-66 %.

The known collections of «HOLTS» are completed by vapor compression machines refrigeration installations or thermobatteries. For the exception of freezing of products a heater thermo-couple and special collection of temperature control is utilized.

To the lacks of collections of «HOLT» it is possible to take the problems of their installation in small apartments – the typical condenser box of 200-240 dm3 will occupy all of window aperture of kitchen. The seasonal refrigerators of two classes are examined in developments of laboratory of the domestic refrigeration engineering of ONAFT: universal – exploited in the wide band of ambient temperatures, including below 0 °C (With, in dwellings and unoccupied bays, on a transport; traditional – exploited in dwellings bays with the temperature of air not below 16 °C).

As universal seasonal refrigerators the apparatuses of absorption class, workings with absorption refrigeration installations, are examined (ARI). It should be noted and such not unimportant presently fact - the working body of ARI consists of natural components (water-ammonia solution with the addition agent of inactive gas – hydrogen, helium or blend of hydrogen and helium) and has zero values of extents of ozone-destroying potential and potential of «hotbed» effect practically. Refrigeration apparatuses with ARI have a bank of such unique grades, as: quiet, high fail-safety and protracted resource, deficiency of jarring action, magnetic and electric fields during production activity; capability of the use in one apparatus of a few different thermal energy sources – both electric and alternative (heat of combustion of organic fuel, sun radiation, exhaust-gas of engines domestic combustion); capability of work with off-grade energy sources, including to the electric in the band of tension gridiron 160...240 V. To dignities of ARI it is necessary to take a minimum cost among analogues. Absorption condensers, equipped burn-uses attachments, are widely

utilized tourists and travelers, because there is not an alternative them in districts with deficiency of sources of electric power. The evaluation of consequences of experiments of experimental and serial designs of absorption refrigerators retained that them enhance able, as compared to compression analogues, the level of energy consumption is predetermined existent methodology of calculation and method of bureau during production activity. In accordance with existent calls to the domestic refrigeration apparatuses, above all things, it is necessary to provide the set temperature condition in a refrigerator box in «hard» operation conditions, here, as a rule, work of ARI is carried out in a continuous duty - at the coefficient of working hours equal to unit (WHE = 1), and into account not taken on value of energy consumption. At such approach the heat-expression components of ARI possess the supply of floor in the conditions of production activity at moderate 18...25 °C and low ambient temperatures. Stocked floors allow to improve cool making vaporizer of ARI for a bill: auxiliary supercooling of fluid ammonia in a condenser; buildups of purification of vapor-gas blend (VGB) efficiency are in an absorber; decreases of temperature of VGB on included in a vaporizer. At low ambient temperatures the steam current of ammonia fills up a refrigerator only partly, and an equal form concentration of ammonia in a water-ammonia grout (WAG) is bias in the band of low pressures. Both these the factor cause the decrease of complete pressure in collection and buildup of density of diffusive processes at evaporation and absorption, that auxiliary results in the buildup of cool making vaporizer. To the negative moments of work of ARI, it is necessary to take in the conditions of moderate and low ambient temperatures: partial condensation of steams of ammonia in a dephlegmator; supercooling hard (saturated an ammonia) WAG on an entrance in fluid heat changer (FHC); buildup of thermal drop from the components of generator component. All of these factors at the unchanging extent of the fed thermal duty on a generator-thermosiphon result in the decrease of discharge of ammonia in a vaporizer, I.e. cause the decrease of refrigeration horsepower. Resulting effect on cool making vaporizer of ARI of ambient temperatures delineated the characteristics of construction, behaviors and field of refrigeration apparatus conditions.

In spite of the manufactures affecting of ambient temperature work of components of AKHA synonymous is its influence on the values of heat entrancing in the cooled barrels, I.e. on the value of required cool making in behavior of storage.

So, during production activity of refrigerator box with the level of temperatures of storage plus 5 (With in a bay with a temperature 19 °C (With required approximately in two times less cool making, what drastic production activity).

At the generation of seasonal refrigerator of absorption class, it is necessary to consider the characteristic characteristics of starting cycle in behavior of position bureau.

These characteristics are related to the specific of realization of without pumping of chilling cycle, above all things, with the characteristics of gravity circulation of currents of working body, and consist in the following.

In an off-period due to thermal drop in an environment and steam no-flow conditions the temperature of components of direct circuit of ARI (generator-thermosiphon, rectifier, dephlegmator) declines. It is accompanied cooling hard and weak and by partial condensation of steams in a condenser and dephlegmator of ARI. VGB drives in a condenser and lifting highway of dephlegmator, which to this moment was blocked in the circuit of gravity circulation (CGC) of ammonia a steam current. What anymore time of off-period, the below a temperature will go down and the greater feature of dephlegmator will be occupied by VGB.

At the inclusion of thermal duty on the generator component of ARI VGB entrance through a equality highway in CGC by the current of steam. The dynamic discharge head of steam current depends on density of generation of steam in PTS and thermal behaviors of a transport highway. In the period of start the several of steam of ammonia is utilized for heating of frappe components of a transport highway (rectifier, dephlegmator, condenser). Duration of infilling of condenser steam of ammonia in the period of start will be delineated the degree of cooling of components of generator component of ARI in an off-period, I.e. by duration of off-period and level of ambient temperatures. It talks that the well-known thesis – «than anymore time of off-period, the anymore economy», straight inapplicable to the refrigerators of absorption class.

Detectable in this case there is a consequence about non-admission of the considerable supercooling of components of construction of generator component of ARI in an off-period.

This condition comports and with the consequences of bank of researchers and developers of the domestic absorption refrigeration engineering.

Decreasing the degree of supercooling of components of generator component is possible either due to the buildup of thermal resistance head heat-insulation or due to their heating in an off-period.

The first way is related to the buildup of weight size attributes, second - perspective, but presently it is not enough studied.

Questions, related to hunting of energy-savings duties absorption condensers, were examined from middle of 50th of the last century. Likhareva N.V. offered the method of work of ARI with a two sectional heater one section of which is included constantly, and the second is periodically connected by thermouser. A decrease of energy consumption is 10-15 %. Such method of bureau was afterwards realized in the doublecamera refrigerators of "Sibir" company, including in the licensed designs of "Crystal-9" and "Crystal-9M".

A few other situations in refrigeration apparatuses with the high thermal resistance head of non-load-bearing constructions of condenser boxes, for example, in low temperature barrels (LTB) with «superinsulation».

Unlike singlcamera or doublecamera designs in which correlation of temperatures is regulated in barrels, LTB potentially have large functional capabilities, because can, at presence of the fit collections of control, used in all of band of temperatures of storage, in-use in the way of life – from minus 18 °C to plus 12 °C, I.e. to become a multifunction refrigeration device.

In any case the heat-insulation coating of LTB must be designed considering work of ARI in «hard» operation conditions, therefore a multifunction design will possess the considerable supply of cool making at the positive temperatures of storage in the conditions of moderate and low temperatures of environment.

In multifunction LTB, executed on the class, behaviors of refrigeration storage can be realized with a minimum or with complete deficiency of теплопритоков, for example, temperature in a barrel plus 5...12 °C, and ambient temperature plus 10 °C. The time there is in this case a far fewer on-period non-working, therefore to carry out the permanent heating of components of generator component becomes inadvisable, I.e. in such terms more economical there will be position behavior of bureau.

Thus, it is possible to draw a conclusion about perspective (from positions of energy-savings) of investigations in area of follow-on of starting and transitional processes practical escape of which will be become by automated control the system universal seasonal condensers of absorption class.

УДК 66.021.3

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ В СИСТЕМАХ ПЕРВИННОГО НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ДРІБНОСЕМ'ЯНИХ КУЛЬТУР

Петушенко С.М., ст. викладач, Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор
Одеська національна академія харчових технологій

Серед усіх типів зернових продуктів особливий інтерес для низькотемпературної сушіння представляють сорти дрібного зерна (ріпак, льон, просо, гірчиця, амарант і ін.). Вони через незначну характерного лінійного розміру найбільш схильні до пошкодження при сушінні нагріванням. В даний час відсутні будь-які дані з кінетики охолодження зерна і процесів тепломасообміну в цих умовах.

Метою даної роботи є вивчення особливостей режимів обробки їх зернових продуктів в широкому діапазоні температур аналітичним методом.

Розглянем режим охолодження ріпаку за допомогою модельних уявлень. Приведем оцінку кінетики (швидкості) охолодження зерна ріпаку в потоці холодного повітря від температури 35 °С до 4 °С. Для цього розглянем зернинку ріпаку як шар. Будемо вважати постійними при охолодженні температуру холодного теплоносія (повітря) – 4 °С і коефіцієнт теплообміну на поверхні зернинки (α = const). Для вирішення практичних задач технологічного процесу нам потрібно знати температуру в центрі зернинки у всі періоди її холодильної обробки.

Рішення такої задачі має наступний вигляд:

$$\Theta = \sum_{n-1}^{\infty} \frac{2(\sin\mu - \mu\cdot\cos\mu)\cdot\sin(\mu\cdot R)}{(\mu - \sin\mu\cdot\cos\mu)\cdot\mu\cdot R}\cdot\exp(-\mu^2\cdot Fo), \qquad (1)$$

где $\Theta = \dfrac{\upsilon}{\upsilon_o}$ – безрозмірна теперішня температура;

$R = \dfrac{r}{r_o}$ – безрозмірна теперішня координата;

μ – постійна в рівнянні (1), яка являється коренем характерного рівняння,

$$tg\mu = -\frac{\mu}{Bi-1}. \qquad (2)$$

Рівняння (2) має безчисельну кількість вирішень.

Знайдемо рішення рівняння з використанням чисельних значінь числа *Bi*.

В нашому випадку

$$Bi = \frac{\alpha d}{\lambda} \qquad (3)$$

де *d* – діаметр зернинки ріпаку, рівний 1,5…2,5 мм (приймаємо 2 мм);

λ- коефіцієнт теплопровідності зернинки ріпаку, Вт/(м·К).

Для малих значень *Bi* (*Bi* <0,1) максимальне чисельне значення λ складе

$$\alpha = Bi\cdot\frac{\lambda}{d} = 0{,}1\cdot\frac{0{,}35}{0{,}002} - 15{,}5 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$$

Для умов *Bi*<0,1 вирішення рівняння (1) буде мати вид:

$$\Theta = \frac{\sin\sqrt{3\cdot Bi\cdot R}}{\sqrt{3\cdot Bi\cdot R}}\cdot\exp(3\cdot Bi\cdot Fo) \qquad (4)$$

При вирішенні рівняння (4) маємо:

$$\Theta_o = (t_н - t_к) = (35-4) = 31 \text{ °C}.$$

R=1, так як вирішення рівняння (4) шукаємо для центра зернинки:

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{d^2} = \frac{1{,}38 \cdot 10^{-7} \cdot \tau}{0{,}002^2} = 0{,}0345 \cdot \tau$$

Будимо варіювати чисельне значення α = 0,8;1,8;2,0;100,0 Вт/(м^2·К).
Розрахункові рівняння кінетики охолодження зернинки буде мати наступний вигляд:

$$t = 31 \cdot A - 4, \qquad (5)$$

де $A = \frac{\sin\sqrt{3 \cdot Bi}}{\sqrt{3 \cdot Bi}} \cdot \exp(3 \cdot Bi \cdot Fo)$.

Графічні залежності, побудовані за рівнянням (5) показані на рис.1.

ВИСНОВКИ

Чисельні значення коефіцієнта теплообміну практично не впливають на протікання процесу в початковому короткому періоді. Так охолодження зернинки від 35 °С до 4 °С відбувається менш ніж за 1 с, як при низьких чисельних значеннях α, так і при високо інтенсивних процесах. Це свідчить про те, що основний термічний опір процесу охолодження приходиться на теплопровідність. В такій ситуації можна рекомендувати розробникам систем попереднього охолодження мілко зернового зерна не використовувати високонапорні енергозатратні вентилятори.

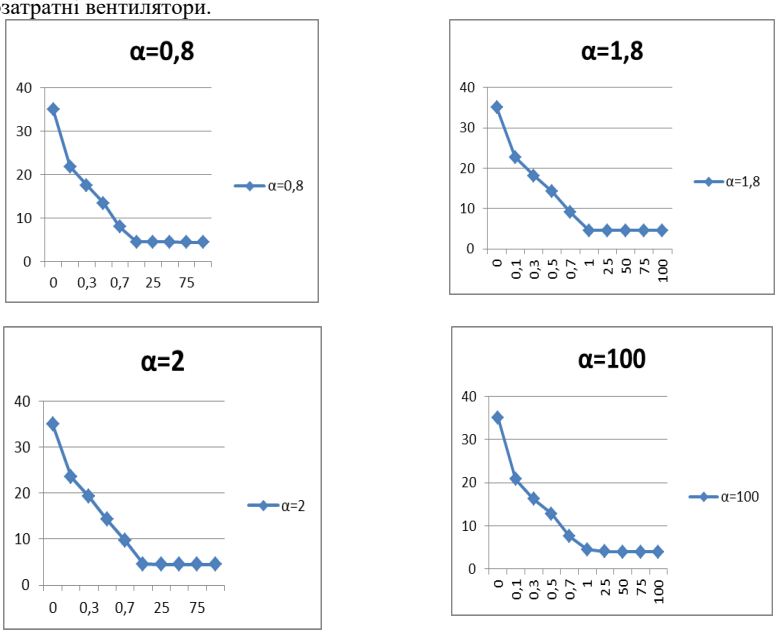


Рис. 1 – Кінетика процесів охолодження ріпаку в залежності від інтенсивності зовнішнього теплообміну:

а) α =2 Вт/(м^2·К) ; б) α =1,8 Вт/(м^2·К); в) α =0,8 Вт/(м^2·К); г) α =100 Вт/(м^2·К).

УДК 66.021.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА В ТРЕХПОТОЧНОМ ИСПАРИТЕЛЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

Титлов А.С., д-р техн. наук, проф., Васылив О.Б., к.т.н., доцент, Адамбаев Д.Б., аспирант
Одесская национальная академия пищевых технологий

Современный переход систем холодильной техники на природные холодильные агенты [1] заставляет разработчиков бытовой холодильной техники пересмотреть отношение к абсорбционным холодильным приборам (АХП), в дальнейшем, согласно существующим нормативным требованиям и определениям [2] – абсорбционным холодильникам и морозильникам, которые комплектуются абсорбционными холодильными агрегатами (АХА) и могут рассматриваться как один из альтернативных вариантов перехода на экологически безопасные хладагенты.

Рабочее тело АХА состоит из природных компонентов – водоаммиачного раствора с добавкой инертного газа (водорода, гелия либо их смеси) и является абсолютно экологически безопасным – имеет нулевые значения озоноразрушающего потенциала и потенциала «парникового» эффекта [3].

Абсорбционные холодильные приборы имеют и ряд таких уникальных качеств, как:

а) бесшумность, высокая надежность и длительный ресурс, отсутствие вибрации, магнитных и электрических полей при эксплуатации;

б) возможность использования в одном аппарате нескольких источников энергии – как электрических, так и альтернативных (теплота сгорания органического топлива, солнечное излучение, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания, теплонагруженные элементы радиоэлектронной аппаратуры);

в) возможность работы с некачественными источниками энергии, в том числе и электрической, в диапазоне напряжения сети 160...240 В.

К достоинствам АХП следует отнести меньшую по сравнению с компрессионными аналогами стоимость, что во многих случаях и определяет их популярность у пользователей.

АХП эффективны при использовании в качестве минихолодильников, минибаров, во встраиваемых и в транспортных моделях холодильников, когда холодопроизводительность не превышает 20 Вт и нецелесообразно использовать компрессионные холодильники.

Абсорбционные холодильники и морозильники, оснащенные горелочными устройствами, широко используются туристами и путешественниками, так как им нет альтернативы в районах с отсутствием электроэнергии.

Вместе с тем, АХП имеют повышенное по сравнению с аналогичными компрессионными моделями энергопотребление, а это не позволяет им расширить свое присутствие на рынке бытовой холодильной техники.

Такая энергетическая ситуация связана с наличием дополнительного «теплового» цикла в АХА, который выполняет нагнетательную функцию компрессора, а также низкоинтенсивными диффузионными процессами при испарении аммиака в инертную парогазовую среду (ПГС) и абсорбции водоаммиачным раствором пара аммиака из ПГС [4].

Испаритель и абсорбер в АХА составляют так называемый «контур естественной циркуляции» [5], в котором в режиме естественной конвекции перемещается ПГС, что также снижает интенсивность внутренних процессов тепломассообмена.

Испаритель АХА обеспечивает и заданный уровень температур в камерах холодильного прибора и требуемую холодопроизводительность. В этой связи актуальным являются исследования режимов работы испарителя, обеспечивающие максимальную энергетическую эффективность АХП, что и является целью настоящей работы.

Моделирование тепловых режимов работы испарителя АХА

Многолетний опыт разработчиков АХА позволил в настоящее время остановится на прямоточной трехтрубной конструкции испарителя, в которой процесс получения искусственного холода осуществляется при испарении стекающего потока жидкого аммиака в поток ПГС [6]. В такой конструкции предусматривается предварительное охлаждение и потока жидкого аммиака и ПГС (рис.1).

На начальный участок испарителя (сечение I) по каналу 1 поступает жидкий аммиак 4, где он контактирует с потоком очищенной ПГС 5, приходящим по каналу 2. На начальном участке при низком парциальном давлении аммиака в потоке очищенной ПГС (порядка 1,0…1,5 бар [7]) происходит испарение жидкого аммиака при температуре минус 33…минус 28 °С. Это самая минимальная температура испарителя.

Далее в процессе испарения ПГС насыщается паром аммиака. Концентрация аммиака в ПГС и плотность ПГС при этом увеличиваются.

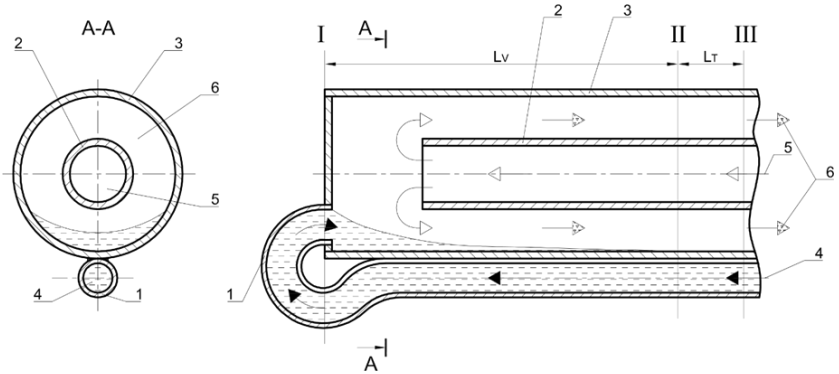


Рис.1. Схема потоков на начальном участке прямоточного испарителя:

а) поперечный разрез; б) начальный участок испарителя;

1 – канал жидкого аммиака; 2 (3) – канал потока очищенной (насыщенной) ПГС; 4 – поток жидкого аммиака; 5 (6) – поток очищенной (насыщенной) ПГС

Во-первых, это приводит к росту парциального давления аммиака и, соответственно, к росту температур испарения. При полном испарении жидкого аммиака в ПГС будут иметь максимальная температура испарения (сечение II).

Во-вторых, возникает разность плотностей между насыщенной аммиаком и ненасыщенной аммиаком ПГС, что приводит в движение контур естественной циркуляции между испарителем и абсорбером АХА.

При течении потоков по испарителю на участке I-II имеют место процессы теплообмена:

а) между потоком испаряющегося аммиака в межтрубном пространстве и потоком жидкого аммиака, проходящего к начальному участку испарителя;

б) между потоком холодной насыщенной ПГС и потоком очищенной ПГС.

Оба процесса идут в режиме противотока и способствуют снижению температуры на начальном участке испарителя [8, 9].

На участке II-III испарение заканчивается и охлаждение поступающих потоков жидкого аммиака и очищенной ПГС осуществляется потоком холодной насыщенной ПГС, движущейся в межтрубном пространстве.

Тепловые режимы прямоточного испарителя АХА определяются температурными и концентрационными параметрами потоков ПГС и жидкого аммиака, поступающих на начальный участок. Концентрация потока очищенной ПГС зависит от режима работы абсорбера, а температура потоков ПГС и аммиака – от режима работы испарителя, т.е. от части холодопроизводительности, идущей на переохлаждение этих потоков. Известно, что на начальном участке прямоточного испарителя достигается минимальная температура испарения аммиака при контакте с очищенной ПГС. С учетом небольших размеров зоны контакта (в современных моделях испарителей величина этой площади порядка 1 см^2) можно принять, что процесс взаимодействия происходит в адиабатных условиях.

На основе этого достаточно правомерного допущения ранее получены соотношения для минимальной температуры испарения, соответственно, для режима противотока [10] и прямотока [11]. Под “прямотоком” и “противотоком” в известных работах понимаются направления движения потоков испаряющейся жидкости и ПГС. Соотношение для прямотока было получено с допущением о равенстве числа Льюиса *Le* = 1 в процессе испарения жидкого аммиака в ПГС.

В тоже время, несмотря на использование этого допущения при расчете процессов абсорбции аммиака в химической технологии [12], оно дает удовлетворительные результаты только для случая испарения воды в воздух и приводит к значительным расхождениям в ряде других случаев.

Экспериментальные исследования процесса испарения аммиака в ПГС [13] показали, что значения числа Льюиса лежали в диапазоне Le = 0,745...0,758.

При дальнейшем анализе принято *Le* = 0,750.

Расчетное соотношение для прямоточного испарителя получено с учетом допущения об адиабатности процесса испарения, когда вся теплота фазового перехода идет на охлаждение поступающих потоков ПГС и жидкого аммиака до минимальной температуры (ν_{min})

$$\alpha \cdot \left(\theta_V^S - \nu_{\min}\right) = \beta_p \cdot r_{\nu(\min)} \cdot \left(P_{x(\min)}^S - P_{x(\min)}\right), \qquad (1)$$

где α – коэффициент конвективного теплообмена в процессе испарения аммиака в ПГС, Вт/(м^2·К);

θ_V^S – температура потока очищенной ПГС вначале процесса испарения, °С;

$\nu_{\min}$ – минимальная температура испарения жидкого аммиака, °С;

β_p – коэффициент массообмена, отнесенный к разности давлений аммиака у поверхности жидкости и в потоке ПГС, кг/(Па·с);

$r_{\nu(\min)}$ – удельная теплота парообразования аммиака при минимальной температуре испарения $\nu_{\min}$, Дж/кг;

$P_{x(\min)}^S$, $P_{x(\min)}$ – давление паров аммиака, соответственно, насыщения при температуре испарения $\nu_{\min}$ и парциальное в потоке ПГС на входе адиабатного участка, Па;

С учетом известных соотношений [14]

$$\mathrm{Le} = \frac{\alpha}{\beta \rho C_p} \quad \text{и} \quad \beta = \beta_p \frac{R}{\mu_\Gamma} \theta_V^S$$

уравнение (1) примет вид

$$\mathrm{Le} \frac{R}{\mu_\Gamma} \cdot \theta_V^S \cdot \rho C_p \left(\theta_V^S - \nu_{\min}\right) = r_{\nu(\min)} \left(P_{x(\min)}^S - P_{x(\min)}\right), \qquad (2)$$

где R = 8314 – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К);

$\mu_Г$ – относительная молекулярная масса ПГС;

ρ, C_p – соответственно, плотность и изобарная теплоемкость ПГС при температуре θ_V^S и давлении $P_{x(\min)}$, кг/м^3 и Дж/(кг·К).

В реальном диапазоне режимов работы современных АХА, когда значения минимальной температуры испарения $\nu_{\min}$ лежат в диапазоне минус 30...минус 20 °С [15], зависимость давления насыщения аммиака от температуры, полученная аппроксимацией табличных данных [16], имеет вид

$$P_{x(\min)}^S = 0{,}07\,\nu_{\min} - 15{,}98\text{, бар,} \qquad (3)$$

где $\nu_{\min}$ – минимальная температура испарения аммиака, К.

Уравнение (2) с учетом (3) можно решить относительно температур θ_V^S или $\nu_{\min}$.

В первом случае уравнение (2) преобразуется в квадратное уравнение

$$\theta_V^S - \nu_{\min} \cdot \theta_V^S - n = 0\text{, К} \qquad (4)$$

где $n = \dfrac{0{,}07\,\nu_{\min} - 15{,}98 - P_{x(\min)}}{C}$;

$$C = \frac{\mathrm{Le} \cdot R \cdot \rho \cdot C_p}{\mu_Г \cdot r_{\nu(\min)} \cdot 10^5}.$$

Физический смысл этого решения состоит в том, что находится температура потока очищенной ПГС на входе адиабатного участка испарителя, обеспечивающая при заданной концентрации очищенной ПГС заданную минимальную температуру испарения.

Или, другими словами – температуру, до которой необходимо охладить поток очищенной ПГС заданной концентрации, чтобы получить заданную минимальную температуру испарения. Во втором случае

$$\nu_{\min} = \frac{m\theta_V^S + r_{\nu(\min)} \cdot 10^5 \cdot \left(P_{x(\min)} + 15{,}98\right)}{0{,}07 \cdot 10^5 \cdot r_{\nu(\min)} + m}, \qquad (5)$$

где $m = \mathrm{Le}\dfrac{R}{\mu_Г}\theta_V^S\,\rho\,C_p$.

Физический смысл второго решения состоит в том, что определяется минимальная температура испарения аммиака на входе адиабатного участка испарителя, в зависимости от заданной концентрации и температуры входящего потока очищенной ПГС.

Уравнения (4) и (5) являются основой для анализа влияния параметров входящих потоков ПГС и жидкого аммиака на режимы работы трехпоточного испарителя АХА.

Анализ результатов моделирования тепловых режимов работы испарителя АХА

Анализ проводили в диапазоне режимных параметров, характерных для современных АХП.

Так, минимальная температура испарения изменялась от минус 35 °С (морозильник) до минус 20 °С (холодильники с низкотемпературным отделением – НТО). Этим температурам соответствует давление насыщения аммиака 0,93 бар и 1,9 бар. Движущий перепад давлений в испарителе определяется уровнем минимальных температур испарения и степенью очистки потока ПГС в абсорбере. На выходе из абсорбера поток ПГС взаимодействует с потоком слабого ВАР, концентрация которого ограничена коррозионными процессами в генераторе и

практически во всех современных схемах составляет $\xi_w \approx 15$ % [17]. При такой концентрации и температуре на выходе из абсорбера $T'_A = 44$ °С парциальное давление аммиака в потоке ПГС не может быть меньше 0,7 бар. При температурах $T'_A = 40$ °С и $T'_A = 20$ °С парциальное давление составляет 0,5 бар и 0,2 бар, соответственно. С учетом этих соображений значения движущего перепада давлений в испарителе $\Delta P'$ при проведении анализа лежали в диапазоне от 0,1 до 1,0 бар.

На первом этапе аналитических исследований был проведен анализ влияния числа Льюиса на значения расчетных температур. Оценивалась правомерность принятых допущений с учетом различия режимных и конструктивных параметров. Числа Льюиса изменялись в диапазоне от 0,75 до 1,00. Расчеты показали, что они незначительно влияют на значения расчетных температур в диапазоне ν_{min} = минус 35...минус 20 °С (максимально до 1 °С). Тем не менее, при дальнейшем анализе использовалось значение Le = 0,75, как наиболее близкое к реальным процессам испарения аммиака в ПГС. Результаты расчета разности температур $\Delta T = \theta_V^S - \nu_{min}$ на адиабатном участке испарителя приведены на рис. 2.

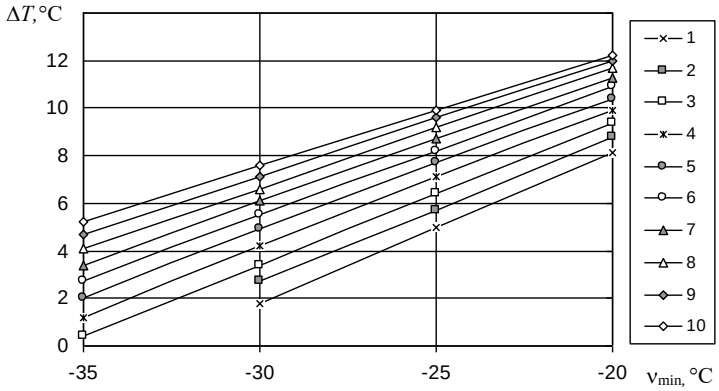


Рис. 2. Влияние минимальной температуры испарения и парциального давления аммиака в ПГС на разность температур на начальном (адиабатном) участке испарителя.
Парциальное давление аммиака в потоке очищенной ПГС на входе в испаритель, бар: 1 – 1; 2 – 0,9; 3 – 0,8; 4 – 0,7; 5 – 0,6; 6 – 0,5; 7 – 0,4; 8 – 0,3; 9 – 0,2; 10 – 0,1.

На рис. 3 представлена зависимость температуры потока ПГС от минимальной температуры испарения на адиабатном участке испарителя.

Представленные на рис. 2 и рис. 3 результаты позволяют сделать вывод о необходимости значительного переохлаждения потока очищенной ПГС, особенно в случае морозильников. Так, в диапазоне температур ν_{min} = минус 35…минус 30 °С среднее значение температуры потока ПГС на входе адиабатного участка лежит в диапазоне от минус 32 до минус 26 °С. Для холодильников с НТО ситуация более благоприятна – поток ПГС необходимо охладить, в среднем, до минус 10 °С.

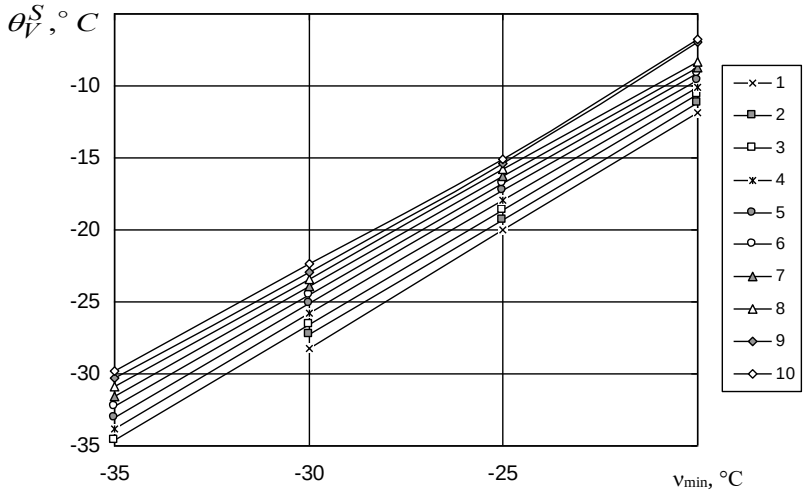


Рис. 3. Зависимость температуры очищенной ПГС от минимальной температуры испарения и парциального давления аммиака в ПГС на адиабатном участке испарителя. Парциальное давление аммиака в потоке ПГС на входе в испаритель, бар: 1 – 1; 2 – 0,9; 3 – 0,8; 4 – 0,7; 5 – 0,6; 6 – 0,5; 7 – 0,4; 8 – 0,3; 9 – 0,2; 10 – 0,1.

Что касается влияния степени очистки инертного газа в абсорбере на режимы работы испарителя, то повышение ее позволяет увеличить температуру потока ПГС на входе адиабатного участка, т.е. уменьшить затраты холода на предварительное охлаждение потока ПГС. В исследуемом диапазоне парциальных давлений аммиака $\Delta P' = 0{,}1...1{,}0$ бар за счет более высокой степени очистки можно увеличить температуру ПГС на входе адиабатного участка испарителя на 4…6 °С для всех типов бытовых АХП.

Расчеты удельных расходов инертного газа и балластной массы аммиака проводили для трех режимов работы при температуре конца испарения: минус 5 °С; 0 °С; плюс 5 °С (рис. 4).

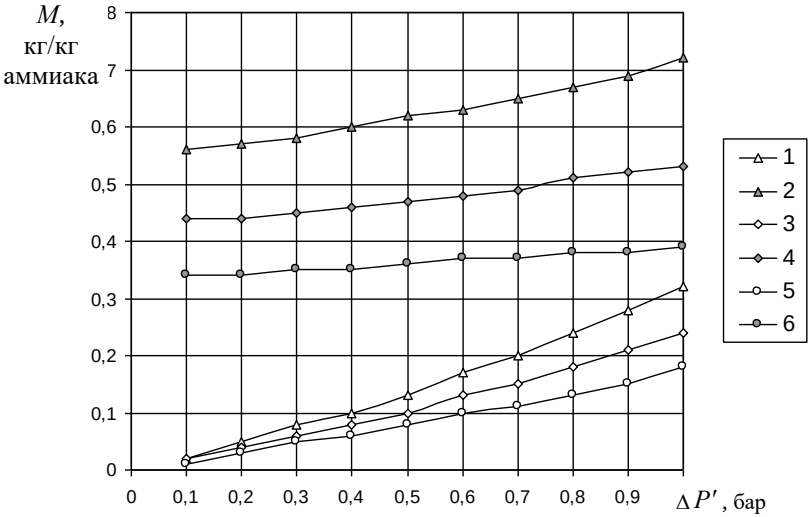


Рис. 4. Результаты расчетов удельных расходов инертного газа и балластной массы аммиака при различных режимах работы испарителя.

Массовая концентрация аммиака в потоке очищенной ПГС на выходе испарителя (ξ_{max}): 1, 2 – 0,648; 3, 4 – 0,700; 5, 6 – 0,747; 1, 3, 5 – поток балластной массы аммиака; 2, 4, 6, – поток инертного газа.

Такие режимы характерны для всего диапазона температур в бытовых АХП. Массовая концентрация потока ПГС для этих температурных режимов составляет, соответственно 0,648; 0,700; 0,747.

Результаты расчета суммарных удельных тепловых нагрузок на охлаждение потоков ПГС и жидкого аммиака в трехпоточном испарителе приведены на рис. 5.

Как показывают результаты, представленные на рис. 5, максимальная тепловая нагрузка теплообменника-охладителя характерна для низкотемпературных АХП. Если принять такую нагрузку за 100 %, то для среднетемпературных она составит 80 %, а для высокотемпературных – 70 %. Повышение степени очистки потока ПГС в абсорбере позволяет уменьшить эту тепловую нагрузку в среднем на 20 %.

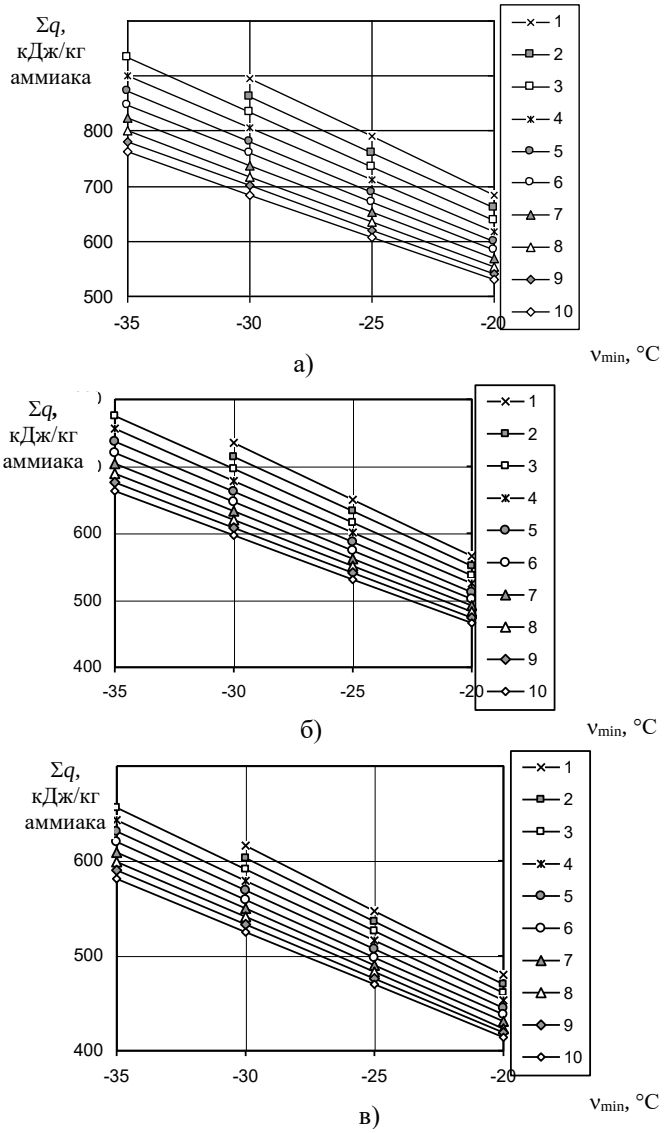


Рис. 5. Результаты расчета суммарных удельных тепловых нагрузок на охлаждение потоков очищенной ПГС и жидкого аммиака.

Парциальное давление аммиака в потоке очищенной ПГС на входе в испаритель, бар: 1 – 1; 2 – 0,9; 3 – 0,8; 4 – 0,7; 5 – 0,6; 6 – 0,5; 7 – 0,4; 8 – 0,3; 9 – 0,2; 10 – 0,1. Массовая концентрация пара аммиака в потоке очищенной ПГС на выходе испарителя (ξ_{max}): а – 0,648; б – 0,700; в – 0,747.

Анализ результатов, представленных на рис. 5, показывает также, что минимальная температура испарения практически на влияет на распределение тепловой нагрузки, затрачиваемой на охлаждение потоков жидкого аммиака и ПГС. В этой связи можно сделать вывод о том, что в специализированных АХП, работающих на одном, либо двух уровнях температур охлаждения, соотношение тепловых нагрузок на трехпоточном испарителе постоянно.

На распределение тепловых потоков оказывает влияние диапазон температур испарения. Так, в универсальных АХП, работающих в широком диапазоне температур от минус 18 °С до плюс 12 °С, на охлаждение потока ПГС затрачивается около 65 %, в абсорбционных холодильниках с НТО (температуры в двух камерах от минус 12 °С до плюс 5 °С) – 60 %, в однокамерных абсорбционных холодильниках (температура от плюс 5 °С до плюс 12 °С) – 55 %.

Представленные результаты получены в предположении о полном переохлаждении потока аммиака, т.е. доведении его температуры до температуры начала испарения.

Из общефизических представлений следует, что в испарительных системах степень переохлаждения жидкости на входе следует поддерживать максимальной, т.е. температура жидкого аммиака на входе адиабатного участка испарителя должна приближаться к минимальной температуре испарения (ν_{min}). В противном случае произойдет дросселирование недостаточно охлажденного жидкого аммиака в двухфазную область, где в равновесии будут находиться насыщенный пар и жидкость. Наличие дополнительного пара аммиака на адиабатном участке испарителя приведет к снижению движущего перепада в процессе испарения и к росту как минимальной температуры (ν_{min}), так и всех температур в испарителе. Соответствующим образом возрастут и температуры в холодильной камере.

Проведем оценку влияния переохлаждения входящего потока жидкого аммиака на режимы работы адиабатного участка испарителя.

В расчете используем соотношение для удельной энтальпии в двухфазной области

$$i_x = i'(1-x) + i''x, \qquad (6)$$

где i', i'' – удельные энтальпии насыщенной жидкости и насыщенного пара, соответственно;

$x = \dfrac{M_П}{M_П + M_ж}$ – степень сухости.

Из (6) находим

$$x = \frac{i_x - i'}{i'' - i'}. \qquad (7)$$

Так как при анализе цикла принято, что $M_П + M_ж = 1$, то

$$M_П = \frac{i_x - i'}{i'' - i'}. \qquad (8)$$

Результаты расчетов представлены в табл.1.

Таблица 1 – Результаты расчета потоков пара аммиака на адиабатном участке испарителя, обусловленных неполным охлаждением жидкого аммиака, $M_П$, кг/кг аммиака

Температурный напор на начальном адиабатном участке испарителя, °С	Минимальная температура испарения, ν_{min}, °С			
	минус 35	минус 30	минус 25	минус 20
5	0,016	0,016	0,017	0,017
10	0,032	0,033	0,033	0,034
15	0,049	0,049	0,050	0,051

20	0,065	0,066	0,068	0,068

Анализ результатов расчета показывает, что для всех типов абсорбционных холодильных аппаратов достаточным будет снижение температуры жидкого аммиака на входе испарителя на 5 °С по сравнении с температурой испарения. В этом случае температуры в испарителе возрастут в среднем 1,5 °С.

Особое внимание на предварительное охлаждение жидкого аммиака следует обращать разработчикам универсальных АХП с широким диапазоном температур охлаждения. В таких аппаратах при температурном напоре на входном участке испарителя 5 °С рост температур по длине достигает 2,5 °С.

Выводы

Моделирование и анализ режимов работы АХА с использованием результатов экспериментальных исследований серийных и опытных образцов АХА показали, что:

а) для реализации нормативных температурных режимов в камерах охлаждения бытовых АХП необходимо обеспечивать предварительное охлаждение потока очищенной ПГС на входе адиабатного участка испарителя с недорекуперацией в 1…5 ºС (для морозильников) и в 5…10 ºС (для моделей с НТО);

б) повышение степени очистки потока ПГС в абсорбере за счет интенсификации наружного теплообмена или посредством использования «бросового» холода испарителя позволяет повысить температуру потока очищенной ПГС на входе адиабатного участка испарителя на 4…6 °С, т.е. уменьшить затраты холода на предварительное охлаждение на 10 (для морозильников)…15 % (для моделей с НТО);

в) на распределение тепловой нагрузки, идущей на предварительное охлаждение потоков очищенной ПГС и жидкого аммиака в трехпоточном испарителе АХА, оказывает влияние диапазон температур испарения;

г) для всех типов АХА, за исключением работающих в составе универсальных АХП, на входе адиабатного участка трехпоточного испарителя достаточно поддерживать температурный напор в 5 °С между потоком жидкого аммиака и минимальной температурой испарения.

Литература

1. Melanie Ashton. UNIDO Releases Guide on Transitioning to Natural Refrigerants. [Электронный ресурс]. URL : http://sdg.iisd.org/news/unido-releases-guide-on-transitioning-to-natural-refrigerants/
2. Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань: ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91) – [Чинний від 1995-7-20] – К. : Держстандарт України, 1996. – 22 с. – (Національний стандарт України).
3. Dincer I., Ratlamwala T. A. Developments in Absorption Refrigeration Systems. Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology. 2016. P. 241-257. doi:10.1007/978-3-319-33658-9_8.
4. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Одесса: Студия «Негоциант», 2006. 712 с.
5. Smirnov G. F., Bukraba M.A., Fattuh T., Nabulsi B. Domestic Refrigerators with Absorption-Diffusion Units and Heat-Transfer Panels. Int. J. Refrig. 1996. Vol. 19. No 8. P. 517-521.
6. Norcold RV Refrigerators And Parts For Sale! [Электронный ресурс]. URL : https://thenorcoldguy.com/norcold-refrigerator-wont-get-cold-enough/
7. Галимова Л.В. Абсорбционный холодильные машины и тепловые насосы. Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. 166 с.
8. Laguerre O., Derens E., Palagos B. The analysis of the factors determining temperature in a house refrigerator. Int.J. Refr. 2002. Vol. 25. No 5. P. 653-659.

9. Ищенко И. Н., Титлов А.С. Моделирование режимов работы испарителя абсорбционного холодильного агрегата (АХА). Харчова наука і технологія. 2011. 1(14). С. 102-106.
10. Морозюк Л. И. Решение психрометрической задачи в абсорбционно-диффузионной холодильной машине методом аналогий. Холодильная техника и технология. 2000. 69. 57-62.
11. Васылив О. Б., Титлов А.С. Поиск энергосберегающих режимов работы серийных абсорбционных холодильных аппаратов. Холодильная техника и технология. 1999. 60. 28-37.
12. Шервуд Т., Пигфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. – М: Химия, 1982. 696 с.
13. Adnan Sozen, Engin Ozbas, Tayfun Menlik, M. Tarik Cakir, Metin Guru, Kurtulus Boran. Improving the thermal performance of diffusion absorption refrigeration systems: An experimental study. Applied Thermal Engineering, 2012. No 33-34. 44-53.
14. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. Т. 1. – М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
15. Бабакин Б. С., Выгодин В.А. Бытовые холодильники и морозильники. – Рязань: Узоречье, 2005. – 860 с.
16. Богданов С.Н. Справочник. Свойства веществ. Холодильная техника. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. 320 с.
17. Ищенко И. Н., Титлов А.С. Анализ влияния давления в системе на процессы тепломассообмена в элементах абсорбционного холодильного агрегата. Харчова наука і технологія. 2012. 4 (21). 108-112.

УДК 621.575

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ БРОСОВОЙ ТЕПЛОТЫ НА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРПОВОДОВ

Титлов А.С., д.т.н., профессор, Дорошенко В.М., д.т.н., профессор, Закушняк М.Ю., магистр
Одесская национальная академия пищевых технологий

Компрессорные станции магистральных трубопроводов, оснащенные газотурбинными агрегатами, имеют значительное количество низкопотенциального тепла, которое в настоящее время выбрасывается в окружающую среду с продуктами сгорания. При этом бросовое тепло может быть использовано для решения различных задач при транспортировке газа непосредственно на компрессорных станциях. Одна из таких задач – предварительное охлаждение газа перед компремированием. Для решения этой задачи необходимо использовать источник искусственного холода, а в нашем случае, с учетом наличия бросового тепла – теплоиспользующую холодильную машину. С учетом современного состояния разработок и уровня техники можно сделать вывод, что наибольшие перспективы имеют абсорбционные водоаммиачных холодильных машин (АВХМ). В связи с выборов АВХМ необходимо отметить, что в последние годы в связи с неблагоприятным техногенным воздействием на окружающую среду систем холодильной техники все большее внимание уделяется природным холодильным агентам. Последние документы [1] уже четко регламентируют применение конкретных природных холодильных агентов для различных типов холодильных машин: для бытовых и торговых холодильников – изобутан; для средних

холодильников – углекислота; для крупных систем – аммиак.АВХМ в отличии от аналогов – бромистолитиевых абсорбционных холодильных машин и пароэжекторных водяных холодильных машин, холодильным агентом в которых является вода, имеют более широкую область применения, в частности, в области отрицательных температур до минус 50 °С [2]. Для их работы можно использовать самые различные источники тепловой энергии: технологический пар, горячую воду, отходящие газы печей, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания [3]. АВХМ кроме задач кондиционирования воздуха могут быть использованы и в холодильниках при длительном хранении замороженных продуктов и сельскохозяйственного сырья.

На первом этапе разработок систем охлаждения газа перед компремированием на базе АВХМ были проведены расчеты циклов и определены диапазоны рабочего состава рабочего тела. Известные подходы к расчету АВХМ [5,6,7] для работы в системах с солнечным подогревом не могут быть использованы из-за не учета взаимной зависимости трех уровней температур: высшей в генераторе (греющего источника) – низшей в абсорбере (окружающей среды) – кипения в испарителе. Тогда, как известно [2], что из этих трех температур только две могут быть выбраны относительно произвольно, а третья температура определяется однозначно.

Такой вывод был получен авторами [4] при анализе теплового коэффициента идеального цикла произвольной абсорбционной холодильной машины в котором: зона дегазации стремиться к нулю и процессы в генераторе и в абсорбере протекают практически при постоянной температуре; абсорбент не обладает собственным парциальным давлением, а теплота дефлегмации отсутствует.

Рассмотрена традиционная простейшая схема АВХМ, включающая два регенеративных теплообменники – растворов рабочего тела и холодильного агента (рис.1). Исходные данные для расчтета и анализа:

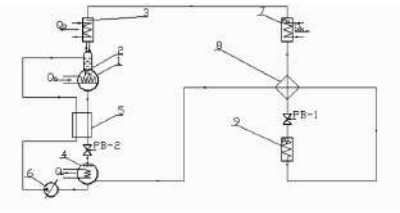


Рис. 1 – Схема АВХМ: 1-генератор; 2-ректификатор; 3- дефлегматор; 4- абсорбер; 5- регенеративный теплообменник растворов; 6- насос; 7-конденсатор; 8- регенеративный теплообменник холодильного агента; 9-испаритель

а) перепад температур между охлаждающей средой и крепким ВАР в абсорбере - $\Delta t_{w_a} = 5^o C$;

б) перепад температур между охлаждающей средой и конденсатором (выходом дефлегматора) - $\Delta t_{w_k} = 5^o C (\Delta t_{WD} = 5^o C)$;

в) перепад температур между испарителем и источником холода - $\Delta t_o = 5^o C$;

г) перепад температур между слабый и крепкий ВАР на “холодном” конце регенеративного теплообменника растворов - $\Delta t_{TO} = 5^o C$;

д) перегрев пара аммиака в регенеративном теплообменнике $\Delta t_{PTO} = 5^o C$.

Для определения термодинамических теплофизических свойств ВАР использовались справочные данные [8]. Вирируемыми параметрами являлись: температура греющей среды - t_h ; температура окружающей среды - t_w ; температура объекта охлаждения -t_o .

Во всех случаях определялись термодинамические параметры и состав рабочего тела в характерных точках цикла АВХМ.

Основным показателем работоспособности АВХМ являлись кратность циркуляции ВАР

$$f = \frac{\xi_D - \xi_{сл}}{\xi_{кр} - \xi_{сл}}, \quad (1)$$

где $\xi_D, \xi_{сл}, \xi_{кр}$ - массовая доля аммиака в паровой смеси, поступающей на вход дефлегматора, слабого ВАР на выходе генератора, крепкого ВАР на входе в генератор, соответственно.

Алгоритм поиска рабочих режимов АВХМ состоял в следующем. На первом этапе задавались температуры объекта охлаждения t_o = минус 30 °С; минус 15 °С; минус 5 °С. Для каждого значения t_o проводился расчет с фиксированным значением t_w из диапазоном 25…43 °С с шагом в 1 °С. Для заданных значений t_o и t_w проводился расчет кратности циркуляции по уравнению (1) с варьированием t_h с шагом в 1 °С. В случае, если $f > o$ делали вывод, что режим работы АВХМ может быть реализован, а в обратном случае, когда $f < o$ - режим работы не существует. Результаты расчетов по приведенному алгоритму представлены на рис.2.

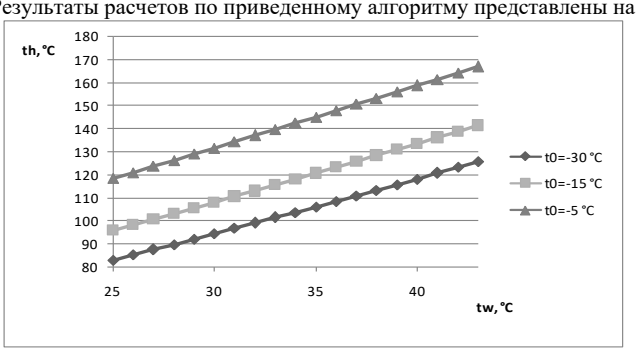


Рис. 2 – Результаты расчета минимальной температуры греющего источника (t_h) в зависимости от температур объекта охлаждения (t_o) и охлаждающей среды (t_w).

Полученные зависимости представляют собой минимально необходимые значения температур греющей среды для условий работы реальных АВХМ.

Анализ этих результатов показывает, что для работы в системах охлаждения с температурами до минус 30 °С необходима температура греющей среды 140…150 °С.

Список литературы

1. Бараненко А.В., Белозеров Г.А., Таганцев О.М., Смыслов В.И., Бондарев В.Н. Состояние и перспективы развития холодильной отрасли в России // Холодильная техника. – 2009. – № 3. – С. 20-24.

2. Бадылькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины [Текст] / И. Бадылькес, Р. Данилов. – М.: Пищевая пром-сть, 1966. – 356 с.

3. Коханський А.І., Редунов Г.М., Тітлов О.С. Перспективи застосування на морських судах абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) // Наукові праці ОНАХТ / Мін. Освіти України. – Одеса: 2009. – Вип. 35. – Т.1. – С. 132-136.

4. Kim D.S., Infatute Ferreira C.A. Air-cooled solar absorption air conditioning // Final report. Novem contract BSE – NEO 0268-02-03-0008. Delft university of technology, 2005. – 230 p.

5. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин [Текст] / Е.М. Бамбушек [и др]. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 423 с.

6. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы [Текст] : монография / Л.В. Галимова. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.

7. Sathyabhama A., Ashok Babu T.P. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system // Thermal science. – 2008. – Vol.12. – № 3. – P.P.. 45-53.

8. Богданов С.Н. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. [Текст] / С.Н. Богданов [и др]. – 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.

УДК 621.575(088.8):664.8

РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ СПОСОБОВ УПРАВЛЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ АППАРАТАМИ

Титлов А.С., д-р техн. наук, профессор, Титлова О.А., канд. техн. наук, доцент, Березовская Л.В., аспирант
Одесская национальная академия пищевых технологий
titlov1959@gmail.com; titlova@ukr.net; milaberez2016@gmail.com

Современные требования к холодильным агентам в части озонобезопасности и минимизации вклада в «парниковый» эффект открывают широкие возможности для холодильных аппаратов абсорбционного типа или аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными аппаратами (АХА), работающих с традиционным водоаммиачным раствором (ВАР) в качестве рабочего тела.

Основной недостаток АХА, сдерживающий их широкое распространение – низкая энергетическая эффективность, обусловленная физическими особенностями холодильного цикла. Этот фактор не только предопределяет повышенные, по сравнению с компрессионными аналогами, стоимостные затраты, но и соответствующий вклад в «парниковый» эффект.

Анализ результатов экспериментальных исследований опытных и серийных моделей холодильных аппаратов с АХА показали, что их повышенный уровень энергопотребления предопределяется существующей методологией расчета и способом управления при эксплуатации. В соответствии с существующими требованиями к бытовым и торговым холодильным аппаратам, в первую очередь, необходимо обеспечить заданный температурный режим в холодильной камере в «жестком» режиме эксплуатации, при этом, как правило, работа АХА осуществляется в непрерывном режиме (КРВ = 1), а величина энергопотребления во внимание не принимается.

Как показывает эксергетический анализ цикла АХА наибольший успех в энергосбережении можно добиться при оптимизации прямого (теплового) цикла, который реализуется в т.н. «приводном» контуре АХА. Особое внимание при этом необходимо уделять перекачивающему термосифону (ПТС), потери эксергии в котором достигают 60 % от суммарных [1].

Анализ основных направлений энергосбережения показал, что наибольший успех при минимуме затрат может быть достигнут за счет использования оптимальных систем управления аппаратами с АХА. В частности, за счет изменения величины теплоподвода на ПТС в зависимости от температурных режимов в характерных точках холодильной камеры и АХА.

Проблемы энергосбережения в ПТС связаны с частичной конденсацией паров в подъемной части. Она решается за счет распределения подводимой тепловой нагрузки на ПТС в зависимости от температуры окружающей среды и температуры в холодильной камере. Эффект энергосбережения при этом составляет 15…16 % [2].

Основное внимание при разработке энергосберегающих режимов АХА, уделялось генераторному узлу. Было показано, что в значительной мере, энергосберегающие режимы холодильного аппарата определяются режимом прохода пара через затопленный U-образный ректификатор АХА.

Режимы прохода пара зависят от величины теплоподвода к ПТС АХА. В энергосберегающих режимах работы АХА проход пара осуществляется путем

барботирования. При увеличении тепловой нагрузки на ПТС пар оттесняет жидкость и в верхней части ректификатора образуется паровая прослойка. Очистка пара и предварительный подогрев пара в ректификаторе в этом режиме минимальны. На примере модели низкотемпературной камеры (НТК) «Стугна-101» АМЛ-180 было показано, что работа в энергосберегающих режимах позволяет снизить энергопотребление по сравнению с лучшими зарубежными аналогами до 50 % [3].

Развитие этого направления было связано с установкой дополнительного теплоизоляционного кожуха на дефлегматоре АХА. Эффект энергосбережения в этом случае составил: 21 % («Киев-410»); 12 % («Кристалл-408»); 17 % («Стугна-101» АМЛ-180). Для реализации таких энергосберегающих режимов необходимо осуществлять контроль температуры пара на выходе дефлегматора – она не должна превышать температуры насыщения аммиака при рабочем давлении в АХА (порядка 50 °С) [4].

При разработке энергосберегающих способов управления исходили из того, что в нерабочем периоде температура элементов приводного контура АХА (термосифона, ректификатора, дефлегматора), за счет тепловых потерь в окружающую среду, снижается.

Это сопровождается не только охлаждением крепкого и слабого ВАР, но и частичной конденсацией паров в дефлегматоре и конденсаторе АХА. При конденсации паров их место занимает инертный газ, до этого находящийся в контуре естественной циркуляции (КЕЦ). Очевидно, что чем больше время нерабочего периода, тем ниже опустится температура и тем больший объем в дефлегматоре АХА займет инертный газ.

При подаче тепловой нагрузки на ПТС инертный газ будет выталкиваться в КЕЦ динамическим напором парового потока, величина которого будет зависеть от количества паровой фазы. В момент запуска АХА определенное количество генерируемого в ПТС пара будет затрачиваться на разогрев элементов конструкции ректификатора, дефлегматора и конденсатора. При прочих равных условиях, время прохождения парового потока до конденсатора будет определяться степенью охлаждения элементов приводного контура в нерабочем периоде, т.е. длительностью нерабочего периода. Это говорит о том, что известное положение - "чем больше время нерабочего периода, тем больше экономичность", не всегда применимо для бытовых и торговых абсорбционных холодильных аппаратов.

Для повышения экономичности необходимо не допускать значительного переохлаждения элементов конструкции приводного контура АХА.

Уменьшить степень переохлаждения транспортных элементов приводного контура АХА можно как путем увеличения термического сопротивления теплоизоляции генераторного узла, так и частичным их прогревом в нерабочем периоде.

Первый путь в бытовой и торговой технике ограничен габаритными требованиями, второй - более перспективен.

Несколько иная ситуация в холодильных аппаратах с высоким термическим сопротивлением ограждающих конструкций, например, в НТК с «суперизоляцией» «Стугна-101» АМЛ-180. В отличие от однокамерных или двухкамерных моделей, в которых регламентировано соотношение температур в камерах, НТК потенциально имеют большие функциональные возможности, т.к. могут применяться практически во всем диапазоне температур хранения, используемом в быту – от минус 18 °С до 12 °С, т.е. стать универсальным холодильным прибором.

В этом случае теплоизоляционные конструкции камеры традиционно должны проектироваться с учетом работы АХА в «жестком» режиме эксплуатации, поэтому универсальная модель будет обладать значительным запасом холодопроизводительности при умеренных низких температурах окружающей среды и положительных температурах хранения.

В таких универсальных аппаратах, выполненных по классу $SN*$, могут иметь место режимы хранения с минимум либо отсутствием теплопритоков (t_K = 5...12 °С, $t_{o.c.}$ = 10 °С). Время рабочего периода в этом случае гораздо меньше нерабочего, поэтому обеспечивать

постоянный прогрев элементов генераторного узла может быть нецелесообразно. В таких условиях эксплуатации экономичнее может быть позиционный режим управления.

Список литературы

1. Захаров М.Д., Тітлов О.С., Тюхай Д.С., Ботук Ю.С., Василів О.Б. Аналіз ексергетичної ефективності циклів АХА // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. –Одеса: ТЄС. –2001. –Вип.22, – С.161–167.
2. Титлов А.С., Тюхай Д.С. Энергосберегающие режимы работы перекачивающих термосифонов бытовых холодильных машин абсорбционного типа //Вестник Международной академии холода. – 2000. – Вып. 4. – С.13-15.
3. Титлов А.С., Ботук Ю.С., Мазур А.В., Завертаный В.В. Оптимизация температурно-энергетических характеристик абсорбционно-диффузионных холодильных агрегатов и аппаратов бытовой техники на их основе. // Тепловые режимы и охлаждение радиоэлектронной аппаратуры: Науч. -техн. сб. –1995. – Вып. 1-2. – С. 69-78.
4. Васылів О.Б., Титлов А.С. Поиск энергосберегающих режимов работы серийных абсорбционных холодильных аппаратов // Холодильная техника и технология. – 1999. - Вып. 60. – С.28-37.

УДК 629.12:621.575.932

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ НА СУДАХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХАГРЕГАТІВ

Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор, Адамбаєв Д.Б., аспірант, Редунов Г.М., ст. викладач

Одеська національна академія харчових технологій

Робоче тіло абсорбційного холодильного агрегату (АХА) - водоаміачних розчин (ВАР) з добавкою інертного газу - водню, гелію або їх суміші абсолютно екологічно безпечно - має нульові значення озоноруйнівної потенціалу та потенціалу «парникового» ефекту.

Холодильники з АХА мають і ряд таких унікальних якостей, як:

а) безшумність, висока надійність і тривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних і електричних полів при експлуатації;

б) можливість використання в одному апарату декількох різних джерел теплової енергії - як електричних, так і альтернативних (теплота згоряння органічного палива, сонячне випромінювання, вихлопні гази двигунів внутрішнього згоряння);

в) можливість роботи з неякісними джерелами енергії, в тому числі і електричної в діапазоні напруги мережі 160 ... 240 В.

До переваг АХА слід віднести мінімальну вартість серед існуючих типів побутового холодильного обладнання, що в багатьох випадках і визначає їх популярність у користувачів.

Холодильні апарати з АХА, оснащені пальниковими пристроями, широко використовуються туристами і мандрівниками, так як їм немає альтернативи в районах з відсутністю електроенергії.

Для роботи на морських судах можуть бути використані два типи АХА - з повітряним і рідинним охолодженням теплорассеіваючіх елементів (конденсатора, дефлегматора і абсорбера).

У першому випадку забезпечується повна автономність холодильного апарату, але конструкція досить громіздка, по-другому випадку ситуація зворотна: металоємність мінімальна, але потрібно циркуляційний насос для прокачування охолоджуючої води.

АХА з повітряним охолодженням теплорассеіваючіх елементів в режимі природної конвекції (надалі - АХА з повітряним охолодженням).

Охолодження вітчизняних АХА з повітряним охолодженням не перевищує 50 Вт, тому переважно вони використовуються в побутових і торгових холодильних апаратах ємністю від 30 літрів до 200 літрів. За кордоном відомо застосування АХА з повітряним охолодженням в холодильниках ємністю понад 300 літрів. Побутові і торгові абсорбція апарати, як правило, працюють з електричними джерелами енергії потужністю від 70 до 300 Вт, так як вони розташовуються усередині житлових і робочих приміщень.

АХА з рідинним охолодженням теплорассеівающіх елементів (надалі - АХА з рідинним охолодженням) розраховані на холодопродуктивність близько 1200 ... 1500 Вт. В даний час вони знайшли застосування в теплових насосах, що використовуються для альтернативного опалення невеликих житлових будинків. Джерелом енергії для АХА з рідинним охолодженням служать продукти згоряння органічного палива (природного газу, пропану, гасу, бензину і т.д.). Пальниковий пристрій розраховується на теплове навантаження 3500 ... 5000 Вт.

У всіх випадках застосування АХА на морських судах не зіткнеться з типовою для тепловикорестуючих холодильних апаратів проблемою - залежністю від режиму роботи енергетичної установки, коли типовим рішенням є установка спеціального парогенератора, включається на стоянках і забезпечує стабільну роботи холодильної машини, а недоліком - збільшення складу суднового енергетичного обладнання та пов'язані з цим проблеми зростання металоємність, зниження надійності і безпеки, наявністю додаткового персоналу і т.д.

При використанні АХА в складі суднових низькотемпературних камер проблеми енергозабезпечення можуть бути вирішені і без підключення додаткового енергетичного обладнання, а тільки за рахунок утилізації тепла вихлопних газів дизель-генераторів.

Як показують оціночні розрахунки, навіть при ККД перетворення енергії вихлопних газів 25 % дизельного двигуна мінімальній потужності (4R32D), що працює на 50% - ної навантаженні, на судні можна експлуатувати до 15 АХА з рідинним охолодженням або до 500 середніх АХА з повітряним охолодженням, забезпечуючи виробництво, не менше, 20 кВт штучного холоду.

Необхідною умовою роботи АХА є і рівень температур джерела теплової енергії - 160 ... 175 °С.

Як показує аналіз, за цим критерієм цілком проходять всі типи дизельних двигунів у всьому діапазоні їх режимів роботи (від 100 до 50% навантаження), причому температурний напір становить, щонайменше, 115 °С.

Ефективність використання АХА, які працюють в режимі утилізації тепла відхідних газів суднових дизельних двигунів, зросте при наявності системи регулювання теплового навантаження на генераторному вузлу.

Доцільність регулювання пов'язана як з прямою економією енергоресурсів, так і з забезпеченням штатної роботи (підтримання необхідного температурного режиму низькотемпературного зберігання) холодильного апарату при змінних умовах експлуатації.

Для розглянутого випадку під змінними умовами експлуатації слід розуміти:

а) зміна режиму роботи дизельного двигуна, коли витрата вихлопних газів може змінитися, практично, в два рази, а температура - на 30 ... 35 °С;

б) зміна умов охолодження теплорассеівающіх елементів АХА в різних кліматичних зонах і при зміні погодних умов (вітер, пряме сонячне випромінювання, дощ);

в) завантаження холодильної камери отепленої харчовими продуктами.

Раціональне використання низькою енергії для виробництва штучного холоду дозволить не тільки знизити число АХА, а отже зменшити металоємність судна, але і використовувати відпрацьоване тепло, що володіє значним температурним потенціалом (не менше 160 °С) для подальшої глибшої утилізації, наприклад, для обігріву приміщень в холодну погоду.

ВИСНОВКИ

1. Перспективи застосування холодильних апаратів абсорбційного типу на морських судах пов'язані і з унікальною можливістю експлуатації АХА з повітряним охолодженням в широкому

діапазоні температур, в тому числі і негативних. При низьких температурах навколишнього середовища (менше 10 °С) не рекомендується експлуатація компресорних холодильних апаратів, через можливість загустіння масла і поломки рухомих елементів компресора. У конструкціях АХА з повітряним охолодженням рушійні елементи відсутні.

2. АХА з повітряним охолодженням доцільно розташовувати на судах за межами житлових і господарських приміщень. В цьому випадку відпрацьовані гази при відсутності подальшої утилізації можуть бути відведені безпосередньо в атмосферу, а теплорассеіваючіх елементи знаходиться в тепловому взаємодії із зовнішнім повітрям.

УДК 621.575:620.91:662.997

РОЗРОБКА СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор, Осадчук Є.О., асистент, Василів О.Б., канд. техн. наук., доцент, Адамбаєв Д.Б., аспірант
Одеська національна академія харчових технологій

Загальновідомо, що найціннішим ресурсом на планеті найближчим часом стане вода, а боротьба за водні ресурси в світі є одним з факторів в сучасних збройних конфліктах і, ця тенденція буде тільки рости в досяжному майбутньому. Для сприяння у вирішенні цієї проблеми, у грудні 2003 року Генеральна Асамблея Організації Об'єднаних Націй оголосила 2005-2015 роки Міжнародним десятиріччям дій «Вода для життя».

Близько 70 відсотків поверхні земної кулі покрито водою, проте на 97,5 відсотка вона складається з солоної води. Решта 2,5 відсотка припадають на прісну воду, майже дві третини якої знаходиться в замороженому стані в льодовикових шапках. Між тим, основна частина прісної води знаходиться в 1 кілометровому шарі атмосфери. Її сумарний обсяг становить не менше 1000,000,000,000,000 літрів. За даними роботи середня абсолютна вологість поблизу земної поверхні становить 11 г / м^3, а в тропічних регіонах вона доходить до 25 г/м^3 і вище. Велика кількість країн тропічного поясу страждає від відсутності прісної води, хоча її зміст в атмосфері досить значно. Наприклад, в Джібуті протягом усього року практично не буває дощів, але абсолютна вологість становить 18-24 г/м^3. Кількість води, проносяться над кожним квадратом в 10 км^2 Аравійської пустелі або Сахари, одно за обсягом озеру площею 1 км^2 і глибиною 50 м.

Тому одним з найважливіших завдань є розвиток технологій дозволяють витягати воду з повітря, причому безпосередньо на місці, де вона необхідна.

З давніх часів прісну воду, в дуже обмежених кількостях, отримували шляхом збору сконденсованих крапель з повітря в результаті природного добового радіаційного охолодження земної поверхні (охолодження в нічний час пористих каменів з утворенням роси). Наприклад, в Нуакшоті (Мавританія) середня місячна температура в травні-жовтні становить 27-30 ºС, відносна вологість 60-80 %. Це означає, що в кожному кубічному метрі повітря міститься 20-24 г води. При зниженні температури на 10-15 ºС з кожного кубічного метра можна виділити 10-14 г води. В Ізраїлі, наприклад, 190-200 ночей характеризуються вигідними умовами для отримання прісної води з атмосферного повітря (в Ашдот, Тель-Авіві дуже часто влітку буває 100 % вологість повітря). Для підвищення ефективності процесу конденсації пари води в цих умовах використовують інтенсифікують елементи - холодоакумулятори (щебінь), теплові труби, що забезпечують передачу тепла на значні відстані і систему сорбентів, що працюють в циклічному режимі «зарядки-розрядки».

Найбільші перспективи мають методи, пов'язані з роботою автономних генераторів штучного холоду – холодильних машин, які гарантовано забезпечують температуру нижче температури точки

роси. Відомо, що для отримання 1 літра води потрібно затратити близько 1 кВт·год електроенергії, а в середньому з потоку повітря 1 кг/с виділити ~ 10 г / с води. При холодильному коефіцієнті компресійної холодильної машини, рівному 3, на виробництво 1 літра води буде витрачається енергія порядку ~ 0,33 кВт·год.

В даний час, основний обсяг ринку обладнання по виділенню води з повітря припадає на системи, що мають у своєму складі компресійну холодильну установку з електричним приводом. Разом з тим застосування компресійних установок перспективно тільки для продуктивності до 3-4 літрів води на годину. При більш високої продуктивності відбувається суттєве зростання габаритів установки.

Необхідною умовою роботи компресійної холодильної машини є наявність електричної енергії. У теж час переважна кількість країн, що зазнають дефіцит води, обмежені і в енергоресурсах. Чи не єдиним доступним джерелом енергії у них є сонце.

Таким чином проблема отримання води з атмосферного повітря - актуальна наукова та практична задача, яка до цього часу не знайшла свого рішення, а більшість технічних пропозицій залишаються на рівні патентів.

Тому, як найбільш перспективного напрямку нами вибрано використання модернізованих абсорбційних холодильних машин (АХМ), що працюють від джерела нізкопотенцільного тепла - сонячної енергії. Одним з перспективних напрямків є можливість використання існуючої інфраструктури сонячних нагрівачів води, сумарний обсяг площ колекторів яких у світі більше 110 млн.м^2.

Аналіз режимних характеристик АХМ показав, що основні проблеми, які треба вирішити при їх використанні в системах отримання води наступні: по-перше, розробити конструкції АХМ з повітряним охолодженням теплорозсіюючих елементів, а по-друге, запропонувати цикл, який можна було б реалізувати в умовах тропічних температур зовнішнього повітря і рівні температур традиційних водяних сонячних колекторів (80-100 ºС).

У таких умовах найбільші перспективи мають абсорбційні водоаміачних холодильних машин (АВХМ), які дозволяють провести необхідну модифікацію циклу.

У зв'язку з вибором АВХМ необхідно відзначити, що в останні роки у зв'язку з несприятливим техногенним впливом на навколишнє середовище систем холодильної техніки все більша увага приділяється природним холодильним агентам. Останні документи вже чітко регламентують застосування конкретних природних холодильних агентів для різних типів холодильних машин: для побутових і торгових холодильників - пропан; для середніх холодильників - вуглекислота; для великих систем - аміак.

АВХМ на відміну від аналогів - бромістолітієвих абсорбційних холодильних машин і пароежекторних водяних холодильних машин, холодильним агентом в яких є вода, мають більш широку сферу застосування, зокрема, в області негативних температур до мінус 50 ºС. Для їх роботи можна використовувати самі різні джерела теплової енергії: технологічний пар, гарячу воду, гази печей, вихлопні гази двигунів внутрішнього згоряння. АВХМ крім завдань кондиціонування повітря можуть бути використані і в холодильниках при тривалому зберіганні заморожених продуктів і сільськогосподарської сировини.

Особливий інтерес представляють АВХМ працюють на поновлюваних джерелах енергії, зокрема, на енергії сонячного випромінювання. Такий інтерес пов'язаний з можливістю цілорічного використання сонячних колекторів, що знаходять в даний час широке застосування в системах опалення та гарячого водопостачання. Передбачається, що при надлишку сонячної енергії в теплий період року частина її можна направляти на генератор АВХМ для виробництва штучного холоду. Отриманий холод можна використовувати як в системах кондиціонування, так і в холодильниках.

Цикли АВХМ реалізовані в насосній і безнасосної схемою. Насосні схеми мають більш високу енергетичну ефективність, але мають у своєму складі циркуляційний насос і не автономні. Безнасосні схеми автономні, але недостатньо ефективні.

На підставі наведеного вище аналізу різних холодильних систем абсорбційного типу та результатів аналізу енергетичних характеристик циклів АВХМ, а також з урахуванням простоти конструкції і способу реалізації для подальшої розробки був обраний варіант традиційної АВХМ з теплообмінником розчинів і з бустер-компресором на магістралі подачі пари аміаку в конденсатор ,

Був проведений аналіз енергетичної ефективності циклів АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором.

Інтерес представляв своєрідний «модифікований холодильний коефіцієнт» циклу АВХМ, який являє собою відношення корисного ефекту (штучного холоду) до витраченої в циркуляційному насосі і бустер-компресорі електричної потужності. З урахуванням того, що теплова енергія гріє джерела надходить від неелектричного джерела, вона не враховується при аналізі.

Було показано, що з підвищенням температури гріє джерела від 80 ºС до 100 ºС ефектність АВХМ зростає майже в 2 рази.

УДК 621.574

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ДЕФЛЕГМАТОРА АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

Холодков А.О., канд. техн. наук, Титлов А.С., д.т.н., профессор, Титлова О.А., канд. техн. наук, доцент
Одесская национальная академия пищевых технологий

Бытовые абсорбционные холодильные приборы (АХП) на базе абсорбционных холодильных агрегатов (АХА) пользуются популярностью у потребителей благодаря широкому диапазону рабочих температур – от минус 24...минус 18 °С до 12 °С, что позволяет осуществлять длительное хранение разнообразных пищевых продуктов [1].

Рабочее тело АХА – водоаммиачный раствор с добавкой инертного газа (водорода, гелия либо их смеси) является экологически безопасным, т.е. имеет нулевые значения озоноразрушающего потенциала и потенциала «парниково-го» эффекта [2].

АХП имеют ряд уникальных качеств[2–4]:

а) бесшумность, высокая надежность и длительный ресурс работы, отсутствие вибрации, магнитных и электрических полей при эксплуатации б) возможность использования в одном аппарате нескольких различных источников энергии – как электрических, так и неэлектрических;

в) возможность работы с некачественными источниками электрической энергии при напряжении в сети до 160 В.

К их достоинствам также относят минимальную стоимость по сравнению с существующими типами бытового холодильного оборудования [5].

Вместе с тем, АХП имеют повышенное по сравнению с аналогичными компрессионными моделями энергопотребление [6–10]. На наш взгляд, такое положение связано не только с несовершенством их холодильного цикла, но и с отсутствием соответствующих научных и инженерных разработок.

Сравнительно невысокая энергетическая эффективность АХА обусловливает и узкую область их применения, в основном, в качестве минихолодильников, и небольшую долю на рынке бытовой холодильной техники.

При поиске энергосберегающих режимов АХА необходимо обратить особое внимание на эффективность транспортировки аммиака в испаритель, особенно в условиях работы при пониженных температурах наружного воздуха. В настоящее время имеет место

парадоксальная ситуация – при низких температурах воздуха в помещении энергопотребление АХА возрастает. Такое положение определяется режимами очистки и транспортировки аммиака на подъемном участке дефлегматора. В известных конструкциях АХА [11–13], которые проектируются для работы в позиционном режиме управления, подъемный участок дефлегматора выполняет функцию окончательной очистки пара аммиака от пара воды. Геометрические размеры подъемного участка дефлегматора определяются не расчетным путем, а из опыта практических разработок и компоновки рабочих элементов в составе конкретного АХА. Так, например, во всех современных конструкциях АХА внутренний диаметр подъемного участка не превышает 18 мм. Это ограничение связано с проблемами полного удаления парогазовой смеси из дефлегматора и конденсатора в абсорбер и испаритель в пусковом периоде. При большем диаметре трубы фронт парогазовой смеси размывается, часть инертного газа остается в зонах дефлегмации и конденсации и существенно снижает интенсивность этих процессов [5, 11].

Длина участка дефлегматора определяется расположением конденсатора и ректификатора АХА. В однокамерных абсорбционных холодильниках это примерно 0,8 м, в двухкамерных – около 1,25 м.

Нижняя часть подъемного участка дефлегматора в зоне генератора закрывается общим теплоизоляционным кожухом. Толщина теплоизоляционного кожуха на подъемном участке дефлегматора не рассчитывается, а фактически определяется компоновкой элементов генераторного узла, имеющего сложную пространственную конфигурацию. Верхняя часть подъемного участка дефлегматора остается свободной (не закрытой теплоизоляцией).

Таким образом, очистка пара аммиака после ректификатора происходит как в зоне установки теплоизоляции (частично), так и на открытых участках подъемного дефлегматора. В идеальном режиме в конце подъемного участка дефлегматора процесс очистки аммиака заканчиваться, флегма стекает в ректификатор, а чистый пар аммиака поступает в конденсатор.

Вместе с тем, при существующем подходе к проектированию подъемного участка дефлегматора идеальные режимы его работы практически нереализуемы. Это связано с неоптимальным выбором размеров участков открытой и теплоизолированной зоны и толщины теплоизоляционного кожуха в нижней части дефлегматора.

В результате такого подхода в конденсатор поступает либо неочищенный пар аммиака, либо конденсация аммиака начинается уже в верхней части подъемного участка дефлегматора. Оба этих фактора неблагоприятно влияют на холодопроизводительность испарителя и энергетическую эффективность АХА.

Первый фактор достаточно легко устраняется за счет увеличения поверхности теплообменника, например, за счет установки ребер [13] или увеличения длины трубы за счет зигзагообразного изгиба трубы в вертикальной плоскости [13].

Второй фактор может быть устранен посредством увеличения толщины теплоизоляционного покрытия нижнего участка дефлегматора, однако он будет оказывать неблагоприятное влияние при работе АХА в широком диапазоне температур окружающей среды – вызывать конденсацию паров аммиака.

В такой ситуации актуальной становится разработка математической модели режимов работы подъемного участка дефлегматора АХА.

Математическая модель тепловых режимов дефлегматора АХА

Функциональная схема работы подъемного участка дефлегматора АХА представлена на **рис. 1.** В общем случае, исходя из общих физических представлений, можно выделить два режима работы дефлегматора:

а) режим очистки паровой смеси, когда температура стенки (t_S) превышает температуру конденсации аммиака ($\vartheta^S_{NH_3}$);

б) режим частичной конденсации чистых паров аммиака $\left(t_S \le \vartheta_{NH_3}^S\right)$.

При идеальном режиме работы дефлегматора реализуется режим "а".

Исходными данными при моделировании являются:

а) размеры подъемного участка дефлегматора (длина L_D, внутренний d_{in} и наружный d_{out} диаметры трубы);

б) коэффициенты теплопроводности материала стенки трубы дефлегматора (λ_S) и материала теплой изоляции (λ_{ti});

в) массовый расход пара аммиака на выходе подъемного участка дефлегматора G''_{ex};

г) параметры потока паровой смеси на входе в подъемный участок дефлегматора (температура ϑ_{ent}, массовая концентрация ξ''_{ent}).

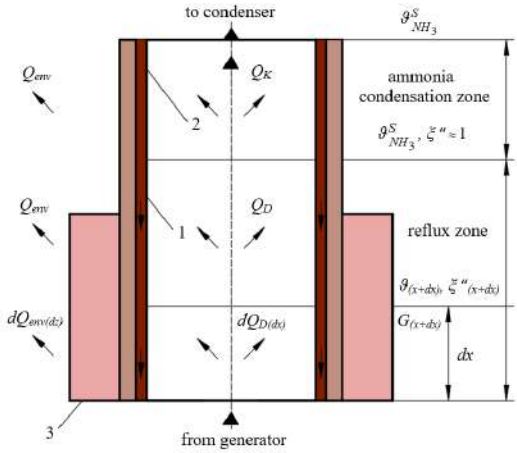


Рис. 1. Схема потоков тепла и массы в дефлегматоре

На вход подъемного участка дефлегматора поступает паровая водоаммиачная смесь с параметрами ϑ_{ent}, ξ''_{ent}, G''_{ent}.

При частичной дефлегмации на начальном (нижнем) участке за счет разности температур стенки и потока концентрация аммиака в нем увеличивается. Равновесная температура потока паровой смеси (ϑ) при этом снижается и на следующем, расположенном выше участке дефлегматора, температура стенки будет ниже, чем на начальном.

За счет изменения температуры стенки по высоте дефлегматора будут иметь место аксиальные перетоки тепла по сечению трубы (Q_{ax}).

Противотоком паровой смеси по внутренней стенке дефлегматора стекает охлажденная флегма. Теплота дефлегмации (Q_D) после подогрева флегмы (Q_F) отводится в окружающую среду (Q_{env}) как в зоне установки теплоизоляционного кожуха, так и со свободной поверхности трубы.

В основе математической модели лежат уравнения сохранения тепла и массы, которые для участка дефлегматора высотой Δx имеют вид

$$\Delta Q_{D(dx)} = \Delta Q_{env(dx)} + \Delta Q_F + \Delta Q_{ax}, \qquad (1)$$

$$G''_{вх} = G''_{dx} + G'_{dx}, \qquad (2)$$

где G''_{dx} и G'_{dx} – массовые расходы паровой смеси на выходе участка Δx и флегмы, образующейся на этом участке, соответственно, кг/с.

Для начального участка аксиальные перетоки тепла будут входить в левую часть уравнения (1) со знаком «плюс», а для конечного участка – со знаком «минус». На промежуточных участках вклад аксиальных перетоков представляет разность между притоком тепла от нижнего участка и оттоком тепла к верхнему участку.

При записи составляющих уравнения (1) применялись следующие допущения:

а) термическое сопротивление пленки флегмы незначительно и при моделировании тепловых режимов дефлегматора ими можно пренебречь [14];

б) температуры флегмы и стенки дефлегматора равны и на участке Δx постоянны;

в) на участке Δx температура стенки дефлегматора постоянна в аксиальном и радиальном направлениях.

С учетом этих допущений уравнения (1) приобретает вид:

а) входной (начальный) участок 1:

$$\alpha_{D(1)}\left(\vartheta_{ent} - t_1\right)\cdot \Delta F_{in} = K_l\left(t_1 - t_{env}\right)\cdot \Delta x +$$

$$+ G_{F(1)}\cdot C_{F(1)}\left(t_1 - t_2\right) + \frac{\lambda}{\Delta x}\left(t_1 - t_2\right)\cdot F_{\sec}; \qquad (3)$$

б) выходной (конечный) участок K:

$$\alpha_{D(K)}\left(\vartheta_K - t_K\right)\cdot \Delta F_{in} = K_l\left(t_K - t_{env}\right)\cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x}\left(t_{K-1} - t_K\right)\cdot F_{\sec}; \qquad (4)$$

в) промежуточный участок i (i = 2 ... K – 1):

$$\alpha_{D(i)}\left(\vartheta_i - t_i\right)\cdot \Delta F_{in} = K_l\left(t_i - t_{env}\right)\cdot \Delta x +$$

$$+ G_{F(i)}\cdot C_{F(i)}\left(t_i - t_{i+1}\right) + \frac{\lambda}{\Delta x}\left(t_{i-1} - 2t_i + t_{i+1}\right)\cdot F_{\sec}; \qquad (5)$$

где $\alpha_{D(i)}$ – коэффициент теплообмена при конденсации водоаммиачного парового потока, Вт/(м^2·К);

ϑ, t – температуры на участке Δx парового потока и стенки (флегмы), соответственно, °С;

K_l – линейный коэффициент теплопередачи между конденсирующимся паровым потоком и окружающей средой на участке Δx, Вт (м·К);

ΔF_{in} и $F_{\sec}$ – площадь внутренней стенки участка Δx и аксиального сечения трубы дефлегматора, соответственно, м^2;

G_F, C_F – массовый расход и массовая теплоемкость поступающей флегмы, соответственно, кг/с и Дж/(кг·К).

Для нахождения неизвестных параметров парового потока на выходе участка Δx ($\vartheta_{(x+dx)}$, $G_{(x+dx)}$ и $\xi''_{(x+dx)}$) к уравнениям (3-5) добавляются уравнения материального баланса по подъемному участку дефлегматора.

С учетом того, что дефлегматор должен покинуть поток чистого аммиака G'', а в ректификатор возвратиться флегма, содержащая как воду G_w^D, так и аммиак G_a^D, выражения для равновесной массовой концентрации можно представить в виде:

а) для паровой смеси

$$\xi'' = \frac{G'' + G_a^D}{G'' + G_a^D + G_w^D}; \qquad (6)$$

б) для жидкой смеси (флегмы)

$$\xi' = \frac{G_a^D}{G_a^D + G_w^D}. \qquad (7)$$

Равновесные концентрации определяются температурой $\vartheta_{вх}$ и полным давлением в системе. Решая систему (6), (7) относительно G_a^D и G_w^D, находим

$$. \; G_a^D = G'' \cdot \frac{1-\xi''}{\xi' - 1 + \xi''\left(\frac{1-\xi'}{\xi'}\right)}, \qquad (8)$$

$$G_w^D = G_a^D \cdot \frac{1-\xi'}{\xi'}. \qquad (9)$$

Из уравнений (8) и (9) можно определить полный поток флегмы, стекающей в ректификатор

$$G_F = G_a^D + G_в^D. \qquad (10)$$

Таким образом, по заданной входной концентрации потока паровой смеси и расхода очищенного аммиака на выходе можно однозначно определить расход паровой смеси на входе в подъемный участок дефлегматора

$$G''_{вх} = G'' + G_F. \qquad (11)$$

На участке Δx теплоту дефлегмации можно выразить и через теплоту фазового перехода r:

$$\Delta Q_{D(\Delta x)} = G_{F(\Delta x)} \cdot r. \qquad (12)$$

Массовая концентрация флегмы определяется по температуре стенки дефлегматора, которую в первом приближении можно принять равной температуре потока ϑ.
Находим долю аммиака и воды в потоке флегмы на участке Δx

$$G_{a(\Delta x)}^D = G_{F(\Delta x)} \cdot \xi'_{(\Delta x)}, \qquad (13)$$

$$. G_{w(\Delta x)}^D = G_{F(\Delta x)} \cdot \left(1 - \xi'_{(\Delta x)}\right). \qquad (14)$$

С учетом сжиженной флегмы, запишем уравнение для массовой концентрации потока на выходе участка Δx

$$\xi''_{ex(\Delta x)} = \frac{G'' + G_a^D - G_{a(\Delta x)}^D}{G'' + G_w^D - G_{w(\Delta x)}^D + G_w^D - G_{w(\Delta x)}^D}. \quad (15)$$

По значению концентрации $\xi''_{ex(\Delta x)}$ определяется равновесная температура потока паровой смеси на выходе участка Δx.

Представленная модель позволяет проводить как конструкторский, так и поверочный расчет подъемного участка дефлегматора АХА.

Минимизацию неизбежных потерь аммиака при его транспортировке в конденсатор при работе в условиях низких и комфортных температур воздуха в помещении предлагается осуществить исходя из следующих соображений.

В умеренных широтах АХА в «жестком» режиме эксплуатируется в году 2-3 месяца. Остальное время его работы проходит при температурах воздуха в помещении от 18 до 25 °С [15].

Предполагается, что оптимальным при этом будет следующий подход – провести расчет теплоизоляционного кожуха подъемного участка дефлегматора из условия полной очистки пара аммиака при температуре воздуха в помещении 32 °С. Такой подход к проектированию позволит осуществлять работу АХА в жестких условиях и минимизировать неизбежные потери при транспортировке в условиях умеренных и низких температур воздуха в помещении.

В результате конструкторского расчета подъемного участка дефлегматора с учетом исходных данных следует определить диаметр (d_{ti}) и высоту (h_{ti}) теплоизоляционного кожуха, при которых при температуре воздуха в помещении 32 °С обеспечивается полная очистка пара аммиака (ζ'' = 1).

На первом этапе конструкторского расчета определяем диаметр теплоизоляционного кожуха на основе приближенного соотношения

$$G''_{ent} \cdot i''_{ent} - G'' \cdot i'' = \frac{\overline{\vartheta} - t_{env}}{R_{ti}}, \quad (16)$$

где i''_{ent} и i'' – удельная энтальпия паровой водоаммиачной смеси на входе подъемного участка дефлегматора и пара аммиака на выходе, соответственно, Дж/кг;

$\overline{\vartheta}$ – средняя температура паровой смеси на подъемном участке дефлегматора, °С;

$$\overline{\vartheta} = \frac{\vartheta_{ent} + \vartheta_{NH_3}^S}{2};$$

t_{env} – температура воздуха в помещении (принимаем равной 25 °С);

R_{ti} – суммарное термическое сопротивление тепловой изоляции, К/Вт.

В результате расчета получаем распределение температур и концентраций по высоте подъемного участка дефлегматора и проводим оценку параметров парового потока на выходе. В случае если полная очистка аммиака не достигается, уменьшаем толщину теплоизоляции, а в случае, если очистка происходит на некотором расстоянии до выхода – увеличиваем. Расчет заканчиваем тогда, когда в пределах заданной точности на выходе подъемного участка дефлегматора достигается полная очистка пара аммиака. Фиксируем толщину теплоизоляционного кожуха.

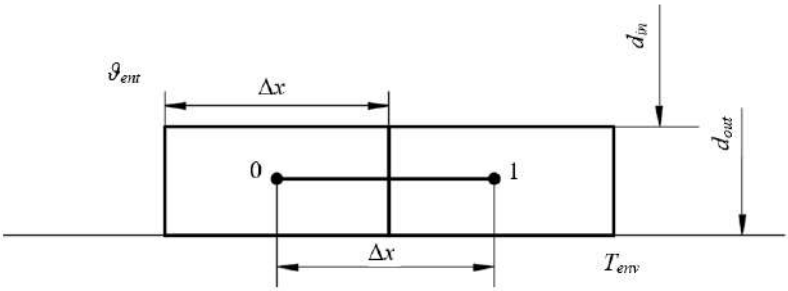
На втором этапе при комфортной температуре воздуха в помещении 22 °С, проводим поверочный расчет теплоизоляционного кожуха. Определяем неизбежные потери аммиака при транспортировке в двух случаях – при традиционном проектировании с частичной

установкой теплоизоляции на подъемном участке дефлегматора и при полной его теплоизоляции.

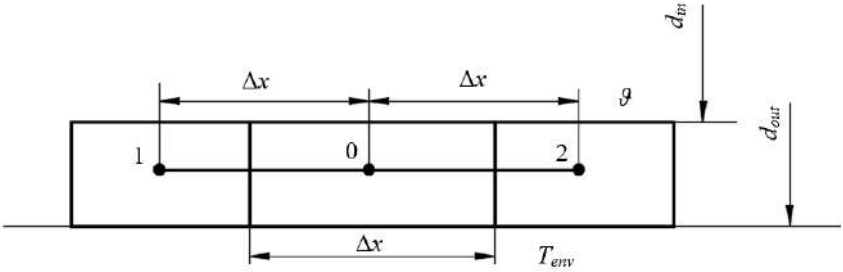
Таким образом, разработанная математическая модель позволяет не только определить оптимальные конструкторские размеры теплоизоляционного кожуха на подъемном участке дефлегматора, но также определить неизбежные потери аммиака при транспортировке при умеренных и низких температурах, в том числе и при различных тепловых нагрузках на кипятильнике – генератор.

Система уравнений (3)–(5) – (12)–(15) решалась при помощи итерационного метода, основанного на непосредственном определении температуры в каждом узле из разностного уравнения балансов энергии [13].

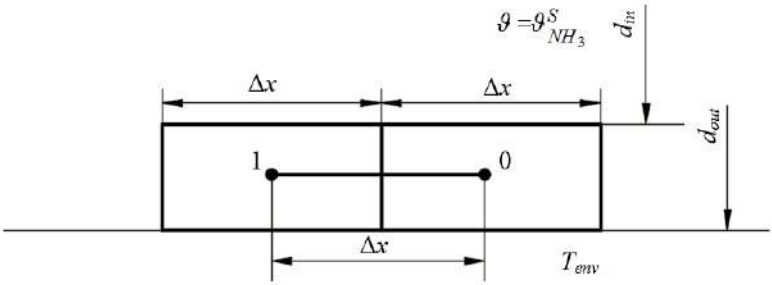
Для участка цилиндрической трубы длиной Δx с учетом принятых допущений можно записать три типа уравнений – для входного и выходного участка и для промежуточных участков (рис. 2).



а



б



в

Рис. 2. Тепловые схемы типичных узлов подъемного участка дефлегматора АХА без теплоизоляционного кожуха: а – входной участок; б – промежуточный участок; в – выходной участок

Для случая «а» уравнение баланса энергии

$$\alpha_D \pi d_{in} \cdot (\vartheta_{ent} - T_0)\Delta x + G_{F(1)} \cdot C_{F(1)} \cdot (T_1 - T_0) + \\ + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\sec}(T_1 - T_0) + \alpha_\kappa \pi d_{out}(T_{env} - T_0)\Delta x = 0. \quad (17)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{in} \cdot \Delta x; \qquad ; B = G_{F(1)} \cdot C_{F(1)}$$

$$C = \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\sec}; \qquad D = \alpha_\kappa \pi d_{out} \cdot \Delta x,$$

уравнение (17) примет вид

$$\frac{A\vartheta_{ent}}{(A+B+C+D)} + \frac{B+C}{(A+B+C+D)} \cdot T_1 + \frac{D}{(A+B+C+D)} \cdot T_{env} = T_0. \quad (18)$$

Обозначая постоянные величины в уравнении (18) соответствующим образом, получим соотношение для температуры узла «0»

$$T_0 = a_0 + a_1 T_1 + a_2 T_{env}. \quad (19)$$

Для случая «б» уравнение баланса энергии

$$\alpha_D \pi d_{in} \cdot (\vartheta - T_0)\Delta x + G_{F(2)} \cdot C_{F(2)} \cdot (T_2 - T_0) + \\ + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\sec}(T_1 - T_0) + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\sec}(T_2 - T_0) + \alpha_\kappa \pi d_{in}(T_{env} - T_0)\Delta x = 0. \quad (20)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{in} \cdot \Delta x; \quad B = G_{F(2)} \cdot C_{F(2)}; \quad C = \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\sec}; \quad D = \alpha_\kappa \pi d_{in} \cdot \Delta x,$$

уравнение (20) примет вид

$$\frac{A}{(A+B+2C+D)} \cdot \vartheta + \frac{C}{(A+B+2C+D)} \cdot T_1 + \frac{B+C}{(A+B+2C+D)} \cdot T_2 + \\ + \frac{D}{(A+B+2C+D)} \cdot T_{env} = T_0. \quad (21)$$

Применяя аналогичные обозначения, получаем соотношение для температуры узла «0»

$$. \; T_0 = b_0 + b_1 \vartheta + b_2 T_1 + b_3 T_2 \quad (22)$$

Для случая “в” уравнение баланса энергии:

$$\alpha_D \pi d_{in} \cdot (\vartheta - T_0)\Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\sec}(T_1 - T_0) + \alpha_к \pi d_{in}(T_{env} - T_0)\Delta x = 0. \quad (23)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{вн} \cdot \Delta x \quad ; \; B = \frac{\lambda}{dx} F_{сеч} \quad , C = \alpha_к \pi d_{вн} \cdot \Delta x,$$

уравнение (23) примет вид

$$\frac{A}{(A+B+C)} \cdot \vartheta + \frac{B}{(A+B+C)} \cdot T_{env} + \frac{C}{(A+B+C)} \cdot T_1 = T_0. \quad (24)$$

Упрощая (24) получим соотношение для температуры узла “0”

$$.T_0 = c_0 + c_1 \vartheta + c_2 T_1 \quad (25)$$

Расчет по уравнениям типа (19), (22) и (25) проводился методом Гаусса-Зайделя [14], который позволяет значительно уменьшить время сходимости за счет постоянного обновления текущих расчетных температур.

Расчет тепловых режимов в зоне установки теплоизоляционного кожуха проводится аналогичным образом с учетом термического сопротивления цилиндрического слоя теплоизоляции.

Результаты расчетов подъемных дефлегматоров типичных бытовых АХА приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты расчета подъемного участка дефлегматора типичных бытовых АХА

Наименование расчетных параметров	Базовые объекты		
	Холодопроизводительность испарителя АХА, Вт		
	40	**50**	**60**
	Высота подъемной части дефлегматора, м		
	0,80	1,00	1,25
Массовый расход $G \cdot 10^5$, кг/с – аммиака во флегме	0,198	0,248	0,297
– воды во флегме	0,388	0,486	0,583
– флегмы	0,586	0,733	0,878
– пара аммиака на выходе дефлегматора	3,330	4,171	5,002
– паровой смеси на входе дефлегматора	3,916	4,905	5,882
Тепловая нагрузка подъемного участка дефлегматора, Вт	20,9	26,2	31,5
Термическое сопротивление тепловой изоляции при температуре воздуха, К/Вт: – 32 °С	2,54	2,02	1,68
– 22 °С	3,01	2,40	2,00
Тепловые потери при комфортной температуре воздуха в помещении (22 °С), Вт:			

– при установке тепловой изоляции на всем дефлегматора	1,8	2,2	3,3
– в базовой конструкции	7,4	10,9	13,7
Рост холодопроизводительности испарителя АХА по сравнению с базовой конструкцией, %	**17**	**22**	**22**

Расчеты проведены для трубы дефлегматора диаметром 16 × 1,5 мм. Материал трубы – сталь (λ_S = 45 Вт/(м·К)). Материал теплоизоляции кожуха – ткань из стекловолокна (λ_{ti} = 0,056 Вт/(м·К)). На вход подъемного участка дефлегматора поступает водоаммиачная паровая смесь с температурой равной 120 °С.

Обсуждение результатов

Расчет показал, что для обеспечения полной очистки потока пара аммиака в жестких условиях эксплуатации АХП толщина теплоизоляции подъемного участка дефлегматора в виде стекловолокнистой ткани должна быть толщиной 3...4 мм.

Анализ результатов расчета, приведенных в табл.1 показывает, что установка теплоизоляционного кожуха по всей высоте подъемного участка дефлегматора на основных базовых конструкциях АХА позволяет повысить холодильную мощность испарителя по сравнению с традиционной частичной теплоизоляцией подъемного участка дефлегматора на 17...22 %.

Особый интерес разработанная модель представляет при оптимизации режимов работы АХА с переменными тепловыми нагрузками в генераторе, в том числе и с форсажными. Имея зависимость расхода паровой смеси на входе в дефлегматор от подводимой тепловой нагрузки, можно контролировать расположение зоны очистки пара аммиака при любой температуре воздуха в помещении и реализовывать энергосберегающие режимы работы бытовых АХА с помощью электронных систем управления.

Выводы

АХП обладая рядом несомненных эксплуатационных преимуществ (надежность, длительный ресурс, бесшумность в работе, минимальная стоимость) перед компрессионными аналогами, а также универсальностью в использовании источников энергии, при наличии энергосберегающих технологий могут расширить свое присутствие на рынке бытовой холодильной техники.

Одним из эффективных и малобюджетных методов повышения энергетической эффективности АХП является технология снижения потерь при транспортировке аммиака в зону производства искусственного холода (испаритель). Ключевую роль в этом процессе выполняет дефлегматор АХА, которые очищает пар аммиака за счет отвода тепла фазового перехода в окружающую среду в диапазоне температур от 10 до 32 °С.

Для снижения потерь при транспортировке аммиака по дефлегматору АХА необходимо устанавливать такую тепловую изоляцию, которая бы в рабочем диапазоне температур и проводила эффективную очистку пара аммиака (при высоких температурах окружающего воздуха) и способствовала его минимальной конденсации аммиака (при пониженных температурах окружающего воздуха).

Моделирование тепловых режимов дефлегматора, выполненное в рамках настоящей работы, позволяет получить такие оптимальные параметры тепловой изоляции, причем была показана целесообразность установки тепловой изоляции по всей длине дефлегматора, что не практикуется в последних разработках ведущих производителей.

В результате было показана перспективность установки тепловой изоляции на всем участке дефлегматора, что позволяет повысить энергетическую эффективность на 17…22 %.

Особое значение данное исследование имеет для систем энергосберегающего управления АХП, которые используют индикаторы температур в характерных точках дефлегматора для выработки управляющего воздействия [16].

Список литературы

1. Tassou, S., De-Lille, G., & Ge, Y. (2009). Food transport refrigeration – Approaches to reduce energy consumption and environmental impacts of road transport. Applied Thermal Engineering, 29(8-9), 1467-1477. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.06.027.
2. Rodríguez-Muñoz, J., & Belman-Flores, J. (2014). Review of diffusion–absorption refrigeration technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 30, 145-153. doi:10.1016/j.rser.2013.09.019.
3. Paiguy Armand Ngouateu Wouagfack & Rene Tchinda (2014). Optimal performance of an absprption refrigerator based on maximum ECOP. International Journal of Refrigeration, 40, 404-415. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.11.025.
4. Abdullah Yildiz (2016). Thermoeconomic analysis of diffusion absorption refrigeration systems. Applied Thermal Engineering, 99, 23-32. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.01.041.
5. Mustafa Ali Erzöz (2015). Investigation the effects of different heat inputs supplied to the generator on the energy performance in diffusion absorption refrigeration systems. International Journal of Refrigeration, 54, 10-21. doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.02.013.
6. Dincer, I., & Ratlamwala, T. A. (2016). Developments in Absorption Refrigeration Systems. Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology, 241-257. doi:10.1007/978-3-319-33658-9_8
7. Acuna, A., Velazquez, N., Cerezo, J. (2013). Energy analysis of an absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substance and ammonia as the refrigerant, 51, 1273-1281.
8. Abdullah Yildiz, Mustafa Ali Erzöz, Bengi Gözmen (2014). Effect of insulation on the exergy performance in Diffusion Absorption Refrigeration (DAR) systems. International Journal of Refrigeration, 54, 161-167. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.04.021.
9. Zhang, N., & Lior, N. (2007). Development of a Novel Combined Absorption Cycle for Power Generation and Refrigeration. Journal of Energy Resources Technology J. Energy Resour. Technol., 129(3), 254. doi:10.1115/1.2751506.
10. Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., & Borde, I. (2007). The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. Applied Thermal Engineering, 27(13), 2213-2219. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.07.025
11. Mazouz, S., Mansouri, R., & Bellagi, A. (2014). Experimental and thermodynamic investigation of an ammonia/water diffusion absorption machine. International Journal of Refrigeration, 45, 83-91. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.06.002.
12. Dincer, I., & Ratlamwala, T. A. (2016). Developments in Absorption Refrigeration Systems. Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology, 241-257. doi:10.1007/978-3-319-33658-9_8.
13. Titlov, A. S. (2007). Sovremennyiy uroven razrabotok i proizvodstva byitovyih absorbtsionnyih holodilnyih priborov. Holodilnyiy Biznes, 8, 12-17.
14. Kirillov, V.KH., Zub, V.V., Titlov, A.S., Shirshkov A.K. Komp'yuternoye modelirovaniye fizicheskikh i tekhnologicheskikh protses-sov. Teoriya, algoritmy, programmy. Odessa: Izdatel'stvo BMB, 2016. – 565 s.
15. Selivanov, A. P. (2013). Absorbtsionnyie holodilnyie apparatyi sezonnogo tipa. Sovremennoe sostoyanie i tendentsii razvitiya. Zbirnik Naukovih Prats NUK, (5-6), 82-88.
16. Titlova, O. O. (2011). Avtomatizirovannoe rabochee mesto issledovatelya teplovyih protsessov v absorbtsionnyih holodilnyih priborah. Avtomatizatsiya Tehnologicheskih I Biznes-protsessov, 60-64.

УДК 621.575:620.91: 621.565.8

РАЗРАБОТКА ПЕРВИЧНЫХ АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ МОЛОКА НА БАЗЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ И БРОСОВЫХ ИСТОЧНИКАХ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Цой А.П.[1], канд. техн. наук, профессор, Титлов А.С.[2], д-р техн. наук, профессор, Алимкешова А.Х.[1], канд. техн. наук, Джамашева Р.А.[1], аспирантка
1 – Алматинский технологический университет,
ул. Толе би, 100, Алматы, Республика Казахстан, 750012
2 – Одесская национальная академия пищевых технологий,
Украина, 65082, Одесса, Дворянская, 1/3
E-mail: 1 –teniz@bk.ru; 2 – titlov1959@gmail.com

Несмотря на высокие темпы индустриализации и электрификации в современном мире, во многих странах имеется значительное количество территорий, где или отсутствуют источники электроснабжения, либо их качество неудовлетворительно.

Одним из таких примеров являются фермерские и крестьянские хозяйства, которые находятся в местах заготовки и первичной обработки продукции животного и растительного происхождения.

Особенно остро стоят проблемы качественного обеспечения первичной холодильной обработки мясных и молочных продуктов в соответствии с технологическими требованиями. И, если в регионах с холодным климатом можно еще использовать известные издавна технологии применения водного льда [1], то в странах с умеренным и тропическим климатом нужно применять только искусственное охлаждение.

Из всего спектра современного холодильного оборудования для решения задач автономного искусственного охлаждения наиболее эффективными, с энергетической точки зрения, являются парокомпрессионные холодильные машины (ПКХМ), работающие от дизель-генераторов или солнечных батарей [2], а также теплоиспользующие абсорбционные холодильные машины, источником тепловой энергии для которых служат потоки нагретых газов и жидкостей [3, 4].

Как показал сопоставительный анализ, для условий работы в автономном режиме можно использовать только водоаммиачные абсорбционные холодильные машины (АВХМ). В отличие от бромистолитиевых аналогов они не требуют обязательного жидкостного охлаждения теплорассеивающих элементов (конденсатора, дефлегматора, абсорбера) и значительно дешевле при изготовлении из-за доступности конструкционных материалов (углеродистых сталей) [5]. При этом если учитывать всю цепочку производства электрической энергии на тепловых станциях, то АВХМ энергетической эффективности становятся сопоставимы с ПКХМ [6].

При разработке новой автономной техники необходимо помнить, что дефицит и высокая стоимость органических топливных ресурсов, особенно ощутимые в настоящее время в мире, а также ожесточающиеся экологические требования по снижению потенциала глобального потепления на планете ставят как никогда ранее актуальную задачу снижения потребления топлива в энергетических, холодильных и энерготехнологических установках.

В этой связи актуальной становится задача поиска путей повышения энергетической эффективности и автономных систем охлаждения, как на базе ПКХМ, так и на базе АВХМ.

Наиболее рациональным будет комплексный подход, когда рассматриваются и внешний (особенности работы в изменяющихся в течение суток и времени года условиях теплоотвода

в окружающую среду) и внутренний фактор (совершенствование термодинамических циклов и схем).

Анализ литературных данных и постановка проблемы

В последнее время, в связи с требованием энергоэффективности и сокращением времени использования синтетических холодильных агентов (фреонов) холодильным системам, наблюдается стабильный интерес к пассивным способам охлаждения. Одним из таких способов является охлаждение за счет радиационного излучения в космическое пространство.

Любая поверхность, обращенная к ночному небу, при определенных условиях может излучать больше тепловой энергии, чем получать обратно от окружающей среды [7]. Данный эффект носит название «эффекта ночного излучения» (ЭНИ) и за счет него можно поддерживать температуру теплоносителя ниже температуры окружающего воздуха.

Использование ЭНИ в значительной степени определяется особенностями климата того или иного региона. В определенных климатических условиях холодильные системы, использующие радиационное излучение будут работать более эффективно, чем в других. Влияние климата на работу систем данного типа исследовавалось в работах [8-10].

Установлено, что на возможность использования ЭНИ влияют такие атмосферные параметры, как скоростью ветра, влажность воздуха, прозрачность атмосферы для инфракрасного излучения в диапазоне от 8 до 13 микрометров [10].

Исследования работы холодильных систем, использующих ЭНИ, проводились во многих регионах с различными климатическими условиями: в северном регионе Таиланда во влажном жарком климате в жаркое время года, [11]; в Копенгагене, в Милане и в Афинах [12] для охлаждения офисов во время холодного периода года (с 1-мая по 30-сентября). Исследована возможность охлаждения материала с фазовым переходом для аккумулирования холода, создаваемого при помощи ЭНИ.

В Австралии [13] стоимость системы охлаждения пытались снизить путем совмещения системы ЭНИ с солнечными батареями (фото-вольтажными панелями).

Во всех исследованиях [11-13], в дневное время охлаждение радиатора (охлаждающего устройства) ниже температуры окружающей среды не достигалось, поскольку поглощенная солнечная энергия превышала излучаемое тепловое излучение.

Для повышения интенсивности радиационного охлаждения предлагаются материалы с высокой излучательной способностью в инфракрасной части спектра [14].

Также для улучшения результата, предлагается радиатор закрыть полиэтиленовой пленкой для снижения конвективного теплопритока и покрасить его поверхность краской с высокой излучательной способностью [7], чтобы он мог отдавать большее количество тепла за счет инфракрасного излучения. Однако радиационное охлаждение в основном было осуществимо только в ночное время, поскольку подходящие материалы с высокой инфракрасной излучательной способностью не обеспечивали охлаждения в дневное время [15, 16]. В качестве красителя, в частности, предлагается использовать материал с большим содержанием соединения TiO_2, что повышает излучательную способность поверхности [17].

Исследования по применению радиационное излучение для холодильных систем проводятся и для резко континентального климата Казахстана [8,14,18].

Авторы [18] показали, что в регионах с резко-континентальным климатом ночное радиационное охлаждение может быть использовано для снижения температуры жидкости, поступающей периодически. Например даная схема может использоваться для первичного охлаждения молока после его сбора.

Теплорассеивающие элементы с площадью излучающей поверхности в 4 $м^2$ позволяют обеспечивать в течение года холодопроизводительность установки от 140 Вт до 650 Вт, в зависимости от погодных условии города Усть-Каменогорск.

Таким образом технология ЭНИ позволяет продлить период использования естественного холода в течение года и сократить затраты электроэнергии при работе систем охлаждения на базе ПКХМ.

При разработке систем охлаждения на базе АВХМ требуется оптимальный рабочий диапазон температур в зоне генерации 120-140 ºС [19].

Так как основной парк солнечных коллекторов составляют конструкции с водой в качестве теплоносителя [20], то этого недостаточно для полноценной реализации цикла АВХМ даже в зоне умеренного климата [21].

Известны технические предложения по решению проблемы низких температур в зоне генерации пара аммиака [22, 23], но авторы не приводят никаких режимных характеристик для реализации холодильного цикла.

Таким образом, исследования и разработки систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ в части расширения их области применения можно считать актуальными.

Объект, цель и задачи исследования

Объект исследования – системы охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ.

Цель исследования – разработать схемы и конструкции автономных систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием альтернативных и возобновляемых источников энергии и определить энергетические эффективные режимы их работы при различных условиях теплоотвода в различное время суток и года.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить такие задачи:

1. Разработать методику моделирования режимов АВХМ и провести аналитические исследования в широком диапазоне рабочих термодинамических параметров.

2. Разработать перспективные схемы автономных систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием альтернативных и возобновляемых источников энергии, в том числе и с использованием технологии ЭНИ.

Моделирование циклов АВХМ

Циклы АВХМ реализуются в насосной и безнасосной схеме [19]. Насосные схемы имеют более высокую энегретическую эффективность, но имеют в своем составе циркуляционный насос и не автономны. Безнасосные схемы автономные, но недостаточно эффективны. Рабочее тело насосных АВХМ – водоаммиачный раствор (ВАР), безнасосных – ВАР с добавкой инертного газа (водорода).

Одной из особенностей АВХМ является взаимозависимость температур в характерных процессах цикла – температуры греющей среды t_h, температуры охлаждающей среды t_W, температуры объекта охлаждения t_{ob}. Из трех температур произвольно могут быть заданы только две [24].

Как показывает практика, работа холодильной установки должна обеспечивать заданный уровень охлаждения (t_{ob} ºС), а сама установка работать в соответствующих климатических условиях, то есть при заданной температуре охлаждающей среды [24]. Поэтому, реальным праметром, который может изменятся является только температура греющего источника.

Для работы с низкопотенциальными источниками тепловой энергии разработан алгоритм расчета циклов АВХМ насосного типа.

При проведение вариантных и оптимизационных расчетов циклов АВХМ была разработана подсистема библиотечных функций термодингамических и теплофизических свойств чистого аммиака и ВАР, осноаванная на использовании стандартных функций аппроксимации (линейной либо сплайновой) системы MathCAD [25].

На рис. 1 приведена базовая схема насосной АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками – растворов (РТР) и аммиака (РТА) [26].

К генератору АВХМ 1, который заполненный жидким ВАР, подводится низкопотенциальное тепло, в результате чего из раствора будет преимущественно выкипать низкокипящий компонент (аммиак) с незначительными частицами водяного пара. Пар

попадает в ректификатор 2, в котором охлажденный насыщенный ВАР с РТР 5 и абсорбера 4 стекает навстречу потоку пара, который идет с генератора 1. При этом менее летучие пары воды конденсируются первыми, повышая при этом концентрацию аммиака в потоке. Дальше пары ВАР попадают в дефлегматор 3. На его холодных трубках первыми конденсируются пары воды, которые остались после ректификатора 2. Наличие в схеме АВХМ ректификатора 2 и дефлегматора 3 позволяет практически полностью избавиться от водяного пара в потоке пара аммиака, который идет в конденсатор 7. Дальше пар аммиака поступает в конденсатор 7, сжижается с отводом тепла фазового перехода, попадает в РТА 8, в котором холодный пар аммиака, что идет из испарителя 9 в абсорбер 4 предварительно подогревается, за счет чего увеличивается тепловой коэффициент цикла АВХМ.

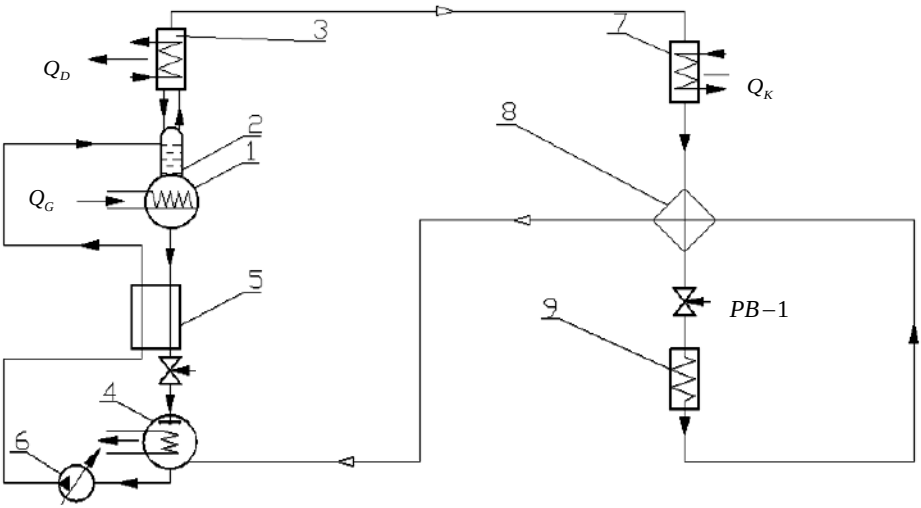


Рис. 1 – Схема АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками: 1 – генератор; 2 – ректификатор; 3 – дефлегматор; 4 – абсорбер; 5 – РТР; 6 – насос; 7 – конденсатор; 8 – РТА; 9 – испаритель

Жидкий аммиак дросселируется в РВ-1 и кипит в испарителе 9, вырабатывая при этом искусственный холод. Пар аммиака поступает из испарителя 9, через РТА в абсорбер 4, где поглощается и растворяется в слабом (с минимальным составом аммиака) ВАР. Слабый ВАР через дроссель РВ-2 поступает из генератора 1 в абсорбер 4 через РТР 5, в котором с подогревается крепкий (насыщенный) ВАР. Насыщенный ВАР с помощью насоса 6 поступает в ректификатор 2 и цикл повторяется снова.

Исходными данными для расчета являются: а) температура охлаждающей среды t_W; б) температура объекта охлаждения t_{ob}; в) перепады температур на элементах, которые не явно учитывают условия теплообмена и недорекуперацию тепла: Δt_h – перепад температур между слабым ВАР и греющим источником тепла генератора; Δt_{WK}, Δt_{WA}, $\Delta t_{деф}$ – температурный напор в конденсаторе, абсорбере, дефлегматоре с охлаждающей средой; Δt_{TO} - температурный напор между потоками слабого и крепкого ВАР на холодном конце РТР; г) холодопроизводительность испарителя Q_0.

Варьируемым параметром является температура греющего источника тепла t_h.

На первом этапе определяют два уровня давления в цикле:

а) по температуре конденсации аммиака:

$$t_K = t_W + \Delta t_{WK} \quad (1)$$

давление в конденсаторе, генераторе, дефлегматоре:

$$P_K = f(t_K) \quad (2)$$

б) по температуре объекта охлаждения:

$$t_0 = t_{ob} - \Delta t_0 \quad (3)$$

давление в испарителе:

$$P_0 = f(t_0) \quad (4)$$

Потом находят термодинамические параметры (температура, удельный объем и массовая доля) и тепловые функции (удельная энтальпия) в характерных точках цикла (на входе и на выходе элементов).

Температура слабого ВАР на выходе генератора:

$$t''_{сл.G} = t_h - \Delta t_h \quad (5)$$

Массовая доля аммиака в слабом ВАР на выходе генератора:

$$\xi'_{сл.} = f(P_K, t''_{сл.G}) \quad (6)$$

Температура крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$t''_{кр.A} = t_W - \Delta t_{WA} \quad (7)$$

Удельный объем крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$\upsilon' = f(P_K, t''_{кр.A}) \quad (8)$$

Массовая доля аммиака в крепком ВАР:

$$\xi'_{кр.} = f(P_0, t''_{кр.A}) \quad (9)$$

Температура крепкого ВАР на входе в генератор:

$$t'_{кр.G} = f(P_K, \xi'_{кр.}) \quad (10)$$

Массовая доля аммиака в паровой смеси на выходе генератора - входе дефлегматора:

$$\xi''_{GD} = f(P_K, t''_{сл.G}) \quad (11)$$

Кратность циркуляции ВАР:

$$f = \frac{\xi''_{GD} - \xi'_{сл.}}{\xi'_{кр.} - \xi'_{сл.}} \quad (12)$$

Температура крепкого ВАР на входе РТР:

$$t'_{кр.TO} = t''_{кр.A} \quad (13)$$

Температура слабого ВАР на входе РТР:

$$t'_{сл.TO} = t''_{сл.G} \quad (14)$$

и на выходе РТР:

$$t''_{сл.TO} = t'_{кр.TO} + \Delta t_{TO} \quad (15)$$

Удельная энтальпия, соответственно, крепкого и слабого ВАР на входе в РТР:

$$i_{кр.TO.in} = f(P_0, t'_{кр.TO}) \quad (16)$$

$$i_{сл.TO.in} = f(P_K, t'_{сл.TO}) \quad (17)$$

Удельная энтальпия крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$i_{кр.A} = f(P_0, t'_{кр.TO}) \quad (18)$$

Массовая теплоемкость слабого ВАР на входе РТР:

$$C_{вх.ТО.} = f(P_K, t'_{сл.ТО}) \quad (19)$$

и на выходе РТР:

$$C_{вых.ТО.} = f(P_K, t''_{сл.ТО}) \quad (20)$$

Средняя теплоемкость ВАР в РТР:

$$C_{ср.ТО} = \frac{C_{вх.ТО} + C_{вых.ТО}}{2} \quad (21)$$

Удельная энтальпия слабого ВАР на выходе РТР:

$$i_{сл.ТО.out} = i_{сл.ТО.in} - C_{ср.ТО} \cdot (t'_{сл.ТО} - t''_{сл.ТО}) \quad (22)$$

Удельную энтальпия слабого ВАР на входе в абсорбер принимаем равной на выходе РТР:

$$i_{сл.А} = i_{сл.ТО.out} \quad (23)$$

Удельная энтальпия крепкого ВАР на выходе РТР:

$$i_{кр.ТО.out} = i_{кр.ТО.in} + \frac{(f-1) \cdot (i_{сл.ТО.in} - i_{сл.ТО.out})}{f} \quad (24)$$

Температура флегмы на выходе дефлегматора:

$$t_{Ф} = t_W + \Delta t_{деф} \quad (25)$$

Массовая доля аммиака в флегме:

$$\xi'_{Ф} = f(P_K, t_{Ф}) \quad (2.26)$$

Кратность циркуляции флегмы в дефлегматоре:

$$R_{Ф} = \frac{1 - \xi''_{GD}}{\xi''_{GD} - \xi'_{Ф}} \quad (27)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на выходе дефлегматора – входе конденсатора определяется из условия полной очистки от пара воды:

$$i''_X = f(P_K, \xi''_D = 1) \quad (28)$$

Удельная энтальпия жидкого аммиака на выходе конденсатора:

$$i'_X = f(P_K, \xi'_K = 1) \quad (29)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на входе в испаритель:

$$i''_0 = f(P_0, \xi''_0 = 1) \quad (30)$$

Удельная энтальпия, соответственно, паровой смеси и флегмы на выходе генератора:

$$i''_G = f(P_K, t''_{сл.G}) \quad (31)$$

$$i'_{Ф} = f(P_K, \xi'_{Ф}) \quad (32)$$

Удельная энтальпия жидкого аммиака и пара аммиака на входе в РТА:

$$i_{PTO.in.li} = i'_X \quad (33)$$

$$i_{PTO.in.v} = i''_O \quad (34)$$

Определяем массовую теплоемкость пара аммиака в РТА:

$$C_V = f(t_0) \quad (35)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на выходе РТА:

$$i_{PTO.out.v} = i''_O + C_V \cdot \Delta t_{PTO} \quad (36)$$

Удельная энтальпия жидкого аммиака на выходе РТА:

$$i_{PTO.out.li} = i_{PTO.in.li} - i_{PTO.out.v} + i_{PTO.in.v} \quad (37)$$

Определяются удельные тепловые нагрузки на элементы:

а) холодопроизводительность испарителя:

$$q_0 = i''_0 - i_{PTO.out.li.} \quad (38)$$

б) дефлегматора:

$$q_D = (1 - R_Ф) \cdot i''_G - i''_X - R_Ф \cdot i'_Ф \quad (39)$$

в) генератора:

$$q_G = (1 + R_Ф) \cdot i''_G - f \cdot i_{кр.TO.out} + (f - 1) \cdot i_{сл.TO.in} - R_Ф \cdot i'_Ф \quad (40)$$

г) конденсатора:

$$q_K = i''_X - i'_X \quad (41)$$

д) абсорбера:

$$q_A = i_{PTO.out.v} - f \cdot i_{кр.A} + (f + 1) \cdot i_{сл.A} \quad (42)$$

е) циркуляционного насоса:

$$l_{pump} = \upsilon' \cdot f \cdot (P_K - P_0) \quad (43)$$

Находим подводимое тепло:

$$q_1 = q_G + q_0 + l_{pump} \quad (44)$$

и отводимое тепло:

$$q_2 = q_A + q_K + q_D \quad (45)$$

Массовый расход пара аммиака в испарителе составляет:

$$D = \frac{Q_0}{q_0} \quad (46)$$

Полные тепловые нагрузки:

а) генератор:

$$Q_G = q_G \cdot D \quad (47)$$

б) абсорбер:

$$Q_A = q_A \cdot D \quad (48)$$

в) конденсатор:

$$Q_K = q_K \cdot D \quad (49)$$

г) дефлегматор:

$$Q_D = q_D \cdot D \quad (5\ 0)$$

д) циркуляционный насос:

$$L_{pump} = l_{pump} \cdot D \quad (51)$$

Тепловой коэффициент цикла насосной АВХМ:

$$\eta = \frac{Q_0}{Q_G} \quad (52)$$

Разработка автономной системы охлаждения с использованием эффекта ночного радиационного охлаждения

Система на базе ПКХМ

Рассмотрим для примера, технологию ЭНИ в системе охлаждения молока на фермах (рис. 3, 4).

Предлагаются две схемы с радиационным охлаждением и резервной ПКХМ.

Схема 1 (Рис.3). В ночное время, когда отсутствует солнечная радиация, жидкий хладоноситель 4 с низкой температурой замерзания подается с помощью насоса 3 к теплорассеивающей панели 9. Панель 9 устанавливается под открытым небом и сбрасывает тепло в космическое пространство за счет радиационного инфракрасного излучения, а в атмосферный воздух за счет конвективного теплообмена. При отсутствии тепловой нагрузки температура хладоносителя и атмосферного воздуха выравнивается. При дальнейшей

циркуляции наблюдается эффект ЭНИ и хладоноситель охлаждается ниже температуры атмосферного воздуха до 5-10 °С [31].

Хладоноситель 4 далее поступает в бак-аккумулятор 5 и охлаждает бак 7 с молоком 6. Если хладоноситель 4 не может охладить молоко до требуемой температуры, то подключают ПКХМ 1. Испаритель 2 ПКХМ 1 охлаждает хладоноситель 4 и молоко 6 до нужной температуры. Мешалка 8 интенсифицирует процесс охлаждения молока 6. После охлаждения молока 6 до требуемой температуры, открывается запорный вентиль 11 и производится слив продукта в бак 10.

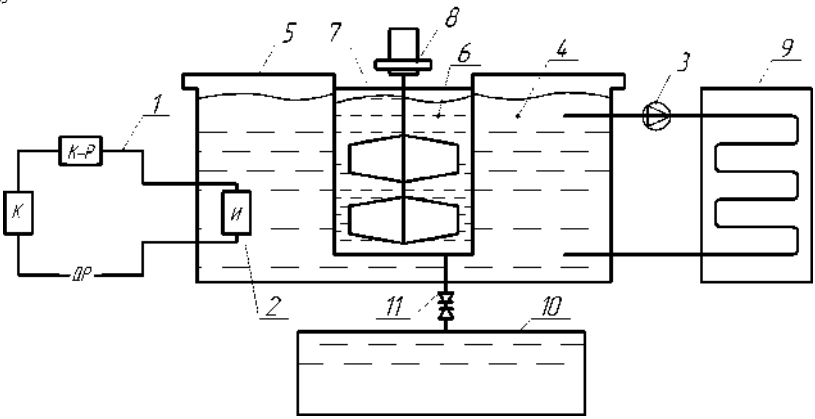


Рис. 3 – Система охлаждения молока с использованием ЭНИ и ПКХМ:
1 – ПКХМ, 2 – испаритель ПКХМ, 3 – насос хладоносителя, 4 – хладоноситель, 5 – бак-аккумулятор холода, 6 – молоко, 7 – емкость для молока, 8 – мешалка, 9 – теплорассеивающая панель, 10 – бак для охлажденного молока, 11 – запорный вентиль.

Схема 2 (Рис.4). Испаритель 10 ПКХМ 9 располагается в нижней части и внутри рубашки бака-охладителя 4. В верхней части рубашки бака-охладителя 4 устанавливается ороситель 5 с отверстиями для равномерной подачи насосом 6 холодной воды из аккумулятора холода 2.

Теплорассеивающая панель 1 расположена под открытым небом под углом 10-30 °С в направлении севера. При ЭНИ хладоноситель в радиаторе 1 охлаждается ниже атмосферного воздуха на 5-10°С [31] и поступает в теплообменник 7, где охлаждает воду до нужной температуры.

Система охлаждения работает эффективно в холодные сезоны года и без ПКХМ, когда температура атмосферного воздуха не превышает 10-12 °С, особенно в ночное время.

В теплое время года система охлаждения эффективна только ночью. Запас холода за счет ЭНИ обеспечивает предварительное охлаждение молока, а затем уже подключается ПКХМ. В этом случае отключают насос 6 и циркуляцию осуществляют насосом 13.

При включении в схемы систем охлаждения ПКХМ необходимо оценить их энергетическую эффективность при работе в широком диапазоне температур атмосферного воздуха.

Следует оценить возможность применения разрешенных в настоящее время холодильных агентов для условий работы ПКХМ в составе систем охлаждения молока с эффектом ЭНИ.

Для этого был выполнен расчет термодинамических параметров простейшего цикла ПКХМ без регенеративного теплообменника и переохлаждения жидкости перед дросселированием. При расчете использованы рабочие тела ПКХМ: R134a; R717 (аммиак); R22; R600 (изобутан); R744 (CO_2).

Температура кипения рабочих тел ПКХМ принималась равной t_o = 0 °С, а температура конденсации варьировалась: t_k = 10; 20; 30; 40 °С.

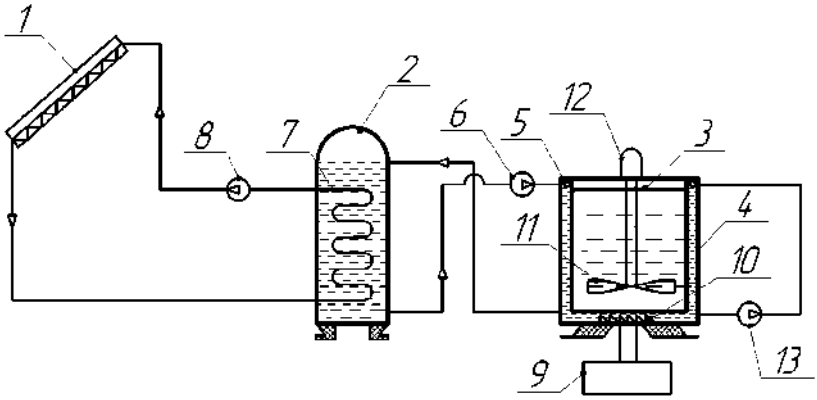


Рис. 4 – Система охлаждения молока с использованием ЭНИ и ПКХМ:
1 – теплорассеивающая панель, 2 – бак-аккумулятор холода, 3 – крышка бака-охладителя молока, 4 – бак-охладитель молока, 5 – трубопровод с отверстиями, 6 и 13 – насос для воды, 7 – теплообменник, 8 – насос для хладоносителя, 9 – ПКХМ, 10 – испаритель ПКХМ, 11 – мешалка, 12 – мотор-редуктор мешалки

При расчете использовался классический алгоритм [] с определением в характерных точках цикла температур, давлений кипения (P_o) и конденсации (P_k) и расчете удельной холодопроизводительности (q_o), удельной работы сжатия в компрессоре (l), холодильного коэффициента (ε).

Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Анализ результатов расчета, приведенных в таблице 1 показывает, что:

а) снижение уровня температур атмосферного воздуха от 40 °С до 10 °С благоприятно сказывается на энергетической эффективности циклов ПКХМ, так, в среднем имеет место рост холодильного коэффициента в 4-6 раз, а для аммиака – в 17,3 раза;

б) максимальная энергетическая эффективность цикла ПКХМ среди рассмотренных рабочих тел отмечена у аммиака.

Система на базе АВХМ

Система охлаждения (рис. 5-7) содержит теплоизолированную емкость 1 с крышкой 2. В нижней части емкости 1 установлен канал с запорным вентилем 3 для периодического отвода охлажденного продукта. Сбор и хранение охлажденного молока осуществляется в емкости 4.

Таблица 1 – Результаты расчетов термодинамических параметров и энергетических характеристик циклов ПКХМ

Наименование рабочего тела ПКХМ	t_k, °С	P_o, бар	P_k, бар	q_o, кДж/кг	l, кДж/кг	ε
R134a	10	3,0	4	185	15	18,5
	20	3,0	5,6	170	22	7,7

	30	3,0	7,5	155	25	6,2
	40	3,0	9,8	140	32	4,3
R717	10	4,3	6	1260	10	127
	20	4,3	8,5	1200	40	30
	30	4,3	12,5	1160	100	11,6
	40	4,3	16,5	1100	150	7,3
R22	10	5,0	7	193	7	27,5
	20	5,0	9	181	17	10,6
	30	5,0	12	165	27	6,1
	40	5,0	16	153	36	4,25
R600	10	1,6	2,3	325	12	27
	20	1,6	3	300	15	20
	30	1,6	4	275	35	7,8
	40	1,6	5,3	255	50	5,1
R744	10	35,0	45	210	8	26,2
	20	35,0	58	177	18	9,8
	30	35,0	72	133	28	4,75

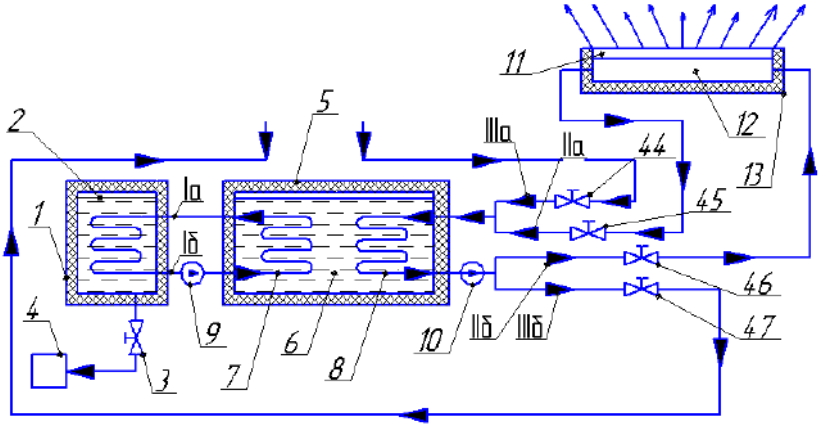


Рис. 5 – Схема системы охлаждения молока с теплорассеивающей панелью: 1-емкость с молоком, 2-крышка, 3-запорный вентиль, 4-молокособирающая емкость, 5-бак-акумулятор ледяной воды, 6-ледяная вода, 7-теплообменник с водой, 8-теплообменник с рассолом, 9-циркуляционный насос ледяной воды, 10-насос для рассола, 11-теплорассеивающая панель, 12-система каналов, 13-теплоизоляционное покрытие, 44, 45, 46 и 47-вентили

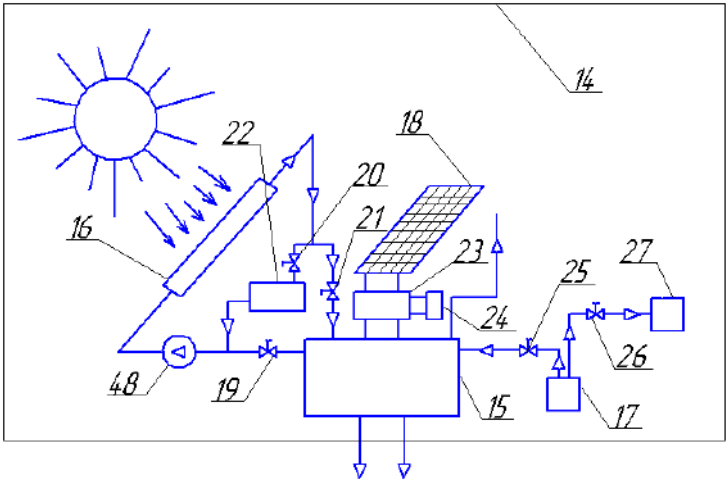


Рис. 6 – Система генерации искусственного холода:
14-холодильная система, 15- АВХМ, 16-солнечный коллектор, 17-генератор топочных газов, 18-солнечные батареи, 19, 20 и 21- запорные вентили, 22, 24 и 27-потребители тепла, 23-система преобразования постоянного тока, 25 и 26- запорно-регулирующие вентили, 48-циркуляционный насос

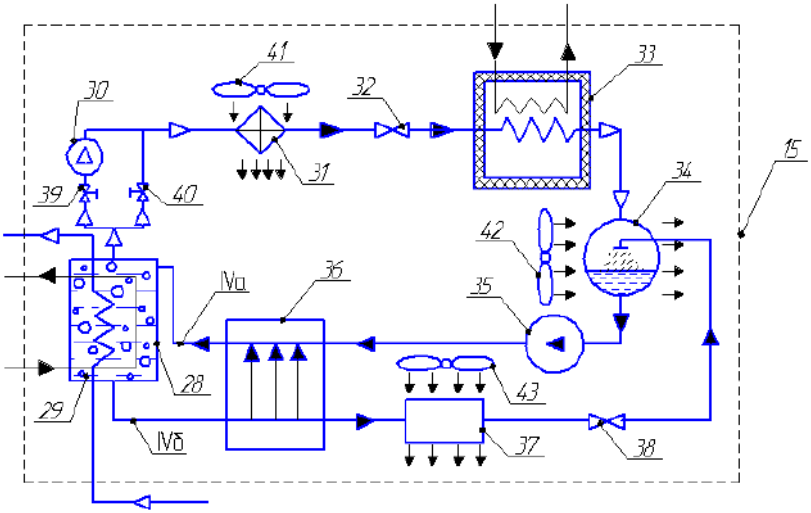


Рис. 7 – Схема АВХМ с бустер-компрессором в составе системы охлаждения молока:
28- генератор, 29-ВАР, 30-бустер-компрессор, 31-конденсатор с воздушным охлаждением, 32- дроссельное устройство жидкого аммиака, 33-рассольный испаритель, 34-абсорбер с воздушным охлаждением, 35-циркуляционный насос крепкого ВАР, 36-регенеративный теплообменник растворов, 37-воздушный охладитель слабого ВАР, 38-дроссельное устройство слабого ВАР, 39 и 40-запорные вентили, 41,42 и 43-вентиляторы теплорассеивающих элементов АВХМ

Внутри емкости 1 по теплообменнику 7 циркулирует ледяная вода. Вход холодного потока расположен в верхней части (Iа), а выход - в нижней части (Iб) емкости 1. Система охлаждения содержит также бак-аккумулятор ледяной воды 5 с теплоизоляционным покрытием. Бак 5 заполняется ледяной водой 6 с температурой, близкой к 0°С. Во внутреннем объеме бака-аккумулятора 5 установлены теплообменники 7 и 8.

По теплообменнику 7 при помощи насоса 9 циркулирует ледяная вода (потоки Iа и Iб), а по теплообменнику 8 при помощи насоса 10 циркулирует рассол – незамерзающая жидкость при температуре, близкой к 0°С.

Вход охлажденного потока рассола в бак-аккумулятор 5 (потоки IIа и IIIа) осуществляется в верхней части, а выход отепленного потока рассола (потоки IIб и IIIб) из нижней части.

Система охлаждения содержит теплорассеивающую металлическую панель 11. Панель 11 расположена либо горизонтально, либо с некоторым углом к горизонту. Верхняя часть панели покрыты краской светлых цветов. Панель 11 связана в тепловом отношении с системой каналов 12, по которым циркулирует потоки рассола Iа и IIб. Система каналов 12 и нижняя часть панели 11 закрывается теплоизоляционным покрытием 13.

В состав системы входит холодильная система на базе АВХМ 14 (рис.7), предназначенная для охлаждения потоков рассола IIIа и IIIb. Управление потоками рассола IIа, IIб, IIIа и IIIб осуществляется при помощи запорных вентилей, соответственно, 44, 45, 46 и 47.

Холодильная система 14 содержит АВХМ 15 с системой подвода тепла от солнечного коллектора 16 и генератора топочных газов 17, а также систему автономного электрообеспечения на базе солнечных батарей 18 (рис.8).

Система солнечного коллектора 16 содержит циркуляционный насос 48 и систему запорных вентилей 19, 20, 21 обеспечивающих подачу горячего теплоносителя как на АВХМ 15, так и на других потребителей тепла 22.

Система автономного электрообеспечения содержит систему преобразования постоянного тока 23 с возможностью подачи произведенной электрической энергии для других потребителей 24.

Генератор топочных газов 17 содержит систему запорно-регулирующих вентилей 25 и 26, обеспечивающих подачу потока продуктов сгорания к АВХМ 15 и к другим потребителям 27.

АВХМ 15 содержит генератор 28 с ВАР 29, бустер-компрессор 30, конденсатор с воздушным охлаждением 31, дроссельное устройство жидкого аммиака 32, рассольный испаритель 33, абсорбер с воздушным охлаждением 34, циркуляционный насос 35 крепкого ВАР (поток IVа), регенеративный теплообменник 36 крепкого и слабого ВАР, воздушный охладитель потока 37 слабого ВАР (поток IVб), дроссельное устройство слабого ВАР 38.

Для отсечения потока пара от бустер-компрессора 30 предусмотрены запорные вентили 39 и 40.

Воздушное охлаждение конденсатора 31, абсорбера 34 и охладителя 37 осуществляется вентиляторами, соответственно, 41,42 и 43.

Работа системы охлаждения молока на базе АВХМ осуществляется следующим образом.

Предварительно до начала охлаждения молока проводят «зарядку» (охлаждение) воды в баке-аккумуляторе 5. Для этого используют либо систему радиационного охлаждения – панель 11, либо холодильную систему 14. Соответственно закрывают вентили 44 и 47 и открывают вентили 45 и 46, или наоборот.

При достижении температуры ледяной воды до 1…2 °С включают насос 9 и прокачивают потоки Iа и Iб через охлаждающую полость емкости 1, а затем заполняют емкость 1 отепленным молоком. За счет теплообмена молоко охлаждается до температуры 4°С

и охлажденный продукт при помощи запорного вентиля 3 сливают в емкость 4 для дальнейшего использования.

Далее цикл работы системы охлаждения повторяется.

Рассмотрим некоторые режимы работы установки для охлаждения молока.

«Ночной» режим охлаждения молока.

Для охлаждения рассола используется теплорассеивающая панель 11, обеспечивающая охлаждение рассола на 5…10˚С ниже атмосферного воздуха.
Такой режим охлаждения может быть эффективно использован в зимнее время и переходные периоды года (весна-осень) без холодильной системы.

Рассол при помощи насоса 10 прокачивается по теплообменнику 8 при открытых вентилях 46 и 45 и закрытых вентилях 44 и 47. За счет радиационного охлаждения пластины 11 производится охлаждение рассола в каналах 12.

В «ночном» режиме используется как естественный холод атмосферы Земли, так и радиационное излучение в космическое пространство, а электрическая энергия используется только для работы циркуляционного насоса 10.

«Дневной» режим охлаждения молока.

Используется холодильная система 14 при открытых вентилях 44 и 47 и закрытых вентилях 46 и 45. Рассол насосом 10 прокачивается через испаритель 33 АВХМ 15.

В «дневном» режиме охлаждения можно выделить два режима работы холодильной системы 14.

В первом случае используется только возобновляемый источник тепловой энергии – солнечное тепловое излучение.

В качестве приемника солнечного излучения используются наиболее широко распространённые и имеющие оптимальное соотношение цены и качества солнечные коллектора 16 с водой в качестве теплоносителя. Характерная их особенность – рабочий уровень температур не выше 100 °С.

При отсутствии потребности в искусственном холоде тепловой поток от солнечных коллекторов может быть переключен на других потребителей тепловой энергии 22 при открытом вентиле 20 и закрытых вентилях 19 и 21.

Рабочий уровень температур в генераторе традиционных АВХМ составляет 120…140 °С, что превышает располагаемый температурный потенциал теплоносителя-воды в солнечном коллекторе 16. В этой связи используется схема АВХМ с поджимающим бустер-компрессором 30 перед конденсатором 31 [22]. В схеме АВХМ 15 предусмотрена возможность отсечения бустер-компрессора 30 от парового потока запорным вентилем 39 при изменении температурных параметров подачи тепловой нагрузки в генератор 28.

Работа АВХМ 15 с солнечным коллектором 16 осуществляется следующим образом. При подаче горячей воды от солнечных коллекторов в генератор 28 осуществляется кипение крепкого ВАР с выходом преимущественно легкокипящего компонента – аммиака. При подаче пара аммиака на бустер-компрессор 30 вентиль 39 открыт, а вентиль 40 закрыт.

Пар аммиака сжимается бустер-компрессором 30 и подается в конденсатор 31, где сжижается с отводом теплоты парообразования в окружающую среду. Отвод тепла фазового перехода из конденсатора 31 осуществляется при помощи вентилятора 41.

Сжиженный аммиак из конденсатора 31 через дроссельное устройство 32 поступает в испаритель 33, где давление его падает. Происходит низкотемпературное кипение жидкого аммиака с отводом тепла от циркулирующего потока рассола. Образующийся в испарителе 33 пар поступает в абсорбер 34, куда, в свою очередь, проходит слабый ВАР из генератора 28.

До поступления в абсорбер 34 слабый ВАР охлаждается в регенеративном противоточном теплообменнике растворов 36 и охладителе 37 и в результате становится ненасыщенным по аммиаку. В абсорбере 34 при контакте слабого ВАР с паром аммиака происходит процесс абсорбции – поглощение слабым ВАР пара аммиака. В результате слабый ВАР насыщается и становится «крепким» (насыщенным по аммиаку). В процессе абсорбции выделяется тепло, который отводится вентилятором 42 в окружающую среду. Крепкий ВАР

из абсорбера насосом 35 через регенеративный теплообменник 36 подается обратно в генератор 28 и цикл далее повторяется.

Работа бустер-компрессора 30 и насоса 35 осуществляется за счет работы солнечной батареи 18 и системы преобразования и аккумулирования электрической энергии 23. Система 23 так же позволяет перераспределять, при необходимости, электрическую энергию для других потребителей 24.

При втором режиме работы холодильной системы 14 подача тепловой нагрузки в генератор 28 АВХМ 15 осуществляется отходящими продуктами сгорания с температурой 350…450˚С от генератора газов 17.

В этом случае может использоваться широкий ассортимент органических топлив: природный газ, пропан-бутан, бензин, керосин, уголь, дрова, торф и др.

При работе горелочного устройства температурного потенциала достаточно, чтобы АВХМ 15 работал без поджимающего бустер-компрессора 30. В этом случае вентиль 39 закрыт, а вентиль 40 открыт.

Работа АВХМ 15 далее осуществляется приведенным выше способом.

Второй способ работы холодильной системы 14 реализуется в пасмурную погоду и в темное или сумрачное время суток.

Таким образом, разработанные схемы систем охлаждения позволяют с минимальными затратами сетевой электрической энергии и воды осуществлять первичное охлаждение молока. Наиболее перспективной областью применения таких систем станут крестьянские и фермерские хозяйства.

Выводы

1. Показаны энергетические перспективы использования технологии «ночного радиационного охлаждения» (ЭНИ) для автономных систем охлаждения преимущественно в сельских и крестьянских хозяйствах.

1. Разработан оригинальный алгоритм поиска минимально необходимой температуры греющей среды в зависимости от температур объекта охлаждения и охлаждающей среды реальной АВХМ. Приведены графические зависимости для широкого диапазона температур эксплуатации (температура окружающей среды – 17…47 °С, температура объекта охлаждения – минус 30…15 °С).

2. При реализации традиционных циклов АВХМ имеются режимы с максимальной энергетической эффективностью в практических диапазонах температур охлаждающей среды (от 10 до 32 ºС) и объектов охлаждения (от минус 25 до минус 5 ºС). Для достижения таких оптимальных режимов необходимо соответствующая комбинация состава крепкого ВАР и температуры греющего источника.

4. Работа насосной схемы АВХМ в области низких температур греющего источника (от 90 до 120 ºС) предполагает наличие циркуляционного насоса с установочной мощностью на 2-3 порядка превышающую мощность насоса, работающего в схеме в диапазоне температур греющего источника от 120 до 160 ºС.

5. Выполнен расчет циклов ПКХМ в условиях работы автономных систем охлаждения (температура атмосферного воздуха изменяется в диапазоне 10…40 °С). Показаны значительные преимущества при работе ПКХМ при низких температурах атмосферного воздуха. В качестве рабочего тела для этих условий рекомендован аммиак (R717), с максимальной энергетической эффективность холодильного цикла среди рассмотренных аналогов (R134a; R22; R600 (изобутан); R744 (CO_2).

6. Разработаны оригинальные схемы автономных систем охлаждения молока на базе ПКХМ и АВХМ с использованием технологии ЭНИ.

Список литературы

1. Босин, И.Н. Охлаждение молока на комплексах и фермах / И.Н. Босин – М. : Колос, 1993. – 46 с.

2. Перельштейн, Б.Х. Новые энергетические системы / Б.Х. Перельштейн. – Казань : Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.
3. Морозюк, Л.И. Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования // Л.И. Морозюк [Текст] // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 5(151). – С.23–29.
4. Титлов, А. С. Анализ перспектив использования пароэжекторной и абсорбционной холодильных установок для охлаждения технологического газа и получения жидкого углеводородного топлива / А.С. Титлов, Т.А. Сагала, В.Н. Артюх, Т.В. Дьяченко [Текст] // Холодильная техника и технология. – 2017. – № 53(6). – С.11–18.
5. Морозюк, Л.И. Развитие теории и методов исследования процессов преобразования и получения тепла и холода в установках с многокомпонентными и многофазными рабочими веществами: дисс. док. тех. наук: 05.14.06 / Морозюк Лариса Ивановна. – ОНПУ, Одесса, 2013. – 352 с.
6. Титлов, А.С. Сравнение характеристик абсорбционной и компрессионной бытовой холодильной техники [Текст] / А.С. Титлов // Холодильная техника и технология. – 1997. – № 57. – С. 39–41.
7. Kimball, B.A., Cooling performance and efficiency of night sky radiators / B.A. Kimball // Solar Energy. – Vol. 34. – No. 1. – P. 19–33.
8. Цой, А.П. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство [Текст] / А.П. Цой, А.С. Грановский, Д.А. Цой, А.В. Бараненко // Холодильная техника. – №12, 2014 (начало) и (продолжение) №1, 2015). – С.43–47.
9. Yong, C. Performance analysis on a building-integrated solar heating and cooling panel. / C. Yong et al. // Renewable Energy. – 2015. – № 74. – P. 627–632.
10. Zhiguang, Zhou. Radiative cooling for thermophotovoltaic systems / Zhiguang Zhou, Xingshu Sun, Peter Bermel // Infrared Remote Sensing and Instrumentation XXIV, San Diego, California, August 28, 2016.
11. Prommajak, T. Passive cooling of air at night by the nocturnal radiation in Loei , Thailand / T. Prommajak, J. Phonruksa, S. Pramuang // Int. J. Renew. Energy. – 2008. – Vol. 3. – № 1. – P. 33–40.
12. Eleftherios, Bourdakis Simulation Study of Discharging PCM Ceiling Panels through Night - time Radiative Cooling / Eleftherios Bourdakis, Ongun B. Kazanci, Bjarne W. Olesen, F. Grossule // ASHRAE Annual Conference, St. Louis, 2016.
13. Imroz, M. Sohel. A Feasibility Study of Night Radiative Cooling of BIPVT in Climatic Conditions of Major Australian Cities / M. Imroz Sohel, Zhenjun Ma, Paul Cooper, Jamie Adams, Lloyd Niccol and Stefan Gschwander // Asia – Pacific solar research conference, November 2014.
14. Цой, А. П. Использование эффективного излучения в холодильной системе открытого катка / А. П. Цой, А. В. Бараненко, А. Я. Эглит // Вестник Международной Академии Холода. – 2012. – № 4. – С. 8–11.
15. Bosholm, F. Reproducibility of solidification and meltingprocesses in a latent heat thermal storage tank / F. Bosholm, A. López-Navarro, M. Gamarra, J.M. Corberán, J. Payá // International journal of refrigeration. – 2016. – № 62. – P. 85–96.
16. Sutyaginsky, M.A. The use of low-temperature potential of the environment in energy-efficient refrigeration supply technologies of the enterprises of GC «Titan» / M.A. Sutyaginsky, V.A. Maksimenko, Yu.A. Potapov, A.P. Suvorov, V.N. Dubok // International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2016. Procedia Engineering. – 2016. – P. 361–365.
17. Berdahl, P.The Thermal Performance of Radiative Cooling Panels / P. Berdahl, M. Matin and F. Sakkal // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1983. – № 26. – P. 871–880.
18. Цой, А. П. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство [Текст] / А. П. Цой, А. С. Грановский, Д. А. Цой, А. В. Бараненко // Холодильная техника. – 2014. – № 12. – С. 36–41.
19. Титлов, А.С. Научно-технические основы энергосбережения при проектировании холодильных аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами [Текст]

/А.С. Титлов // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2006. – № 29. – Т. 1. – С. 194–200.
20. Doroshenko A., Comparative field experimental investigations of different flat plate solar collectors / A. Doroshenko // Solar Energy. – 2016. – № 115. – P. 577–588.
21. Осадчук, Е.А. Определение энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха [Текст] / Е.А. Осадчук, А.С. Титлов С.Ю. Мазуренко // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 4. – С. 54–57.
22. Патент на корисну модель № 104854 Україна, МПК E03B 3/28 (2006.1), F25B 15/10 (2006.1). Спосіб одержання води з атмосферного повітря / О.Б. Василів, О.С. Тітлов, Є.О. Осадчук, В.М. Кузаконь (Україна). – № u 2015 07386; заявл. 23.07.2015; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.
23. Патент на корисну модель № 100195 Україна, МПК(2015.01) E03B 3/28 (2006.1), F25B 15/00. Спосіб одержання води з атмосферного повітря / О.Б. Василів, О.С. Тітлов, Є.О. Осадчук (Україна). – № u201501512; заявл. 20.02.2015; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 9.
24. Титлов, А.С. Научно-технические основы энергосбережения при проектировании холодильных аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами [Текст] / А.С. Титлов // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2006. – № 29. – Т. 1. – С. 194–200.
25. Осадчук, Е.А. Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора [Текст] / Е.А. Осадчук, А.С. Титлов // Наукові праці ОНАХТ. – 2011. – № 39. – Т.1. – С.178–182.
26. Осадчук, Е.А. Разработка схем насосных и безнасосных абсорбционных водоаммиачных холодильных машин для работы в системах получения воды из атмосферного воздуха [Текст] / Е.А. Осадчук, А.С. Титлов, В.М. Кузаконь, Г.В. Шлапак // Технологический аудит и резервы производства. – 2015. – № 3/3(23). – С. 30–37.
27. Ищенко, И. Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов [Текст] / И. Н. Ищенко // Наукові праці ОНАХТ. – 2010. – № 38. – Т.2. - С. 393–405.
28. Яровой, С. В. Влияние рабочего давления в холодильном агрегате бытового абсорбционного холодильника на его надежность [Текст] / С. В. Яровой, А. М. Пилипенко // Холодильная техника. – 1989. – № 12. – С. 19–20.
29. Zohar, A. The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance [Text] / A. Zohar, M. Jelinek, A. Levy, I. Borde // Applied Thermal Engineering. – 2007. 27. – P. 2213–2219.
30. Котельников, А. В. Экспериментальное определение характеристик гене-раторов абсорбционно-диффузионной холодильной машины [Текст] / А. В. Котельников, В. М. Янченко, Э. А. Казаков // Холодильная техника. – 1978. – № 1. – С.29–31.
31. Цой, А.П. Обзор проведенных экспериментальных исследований эффективного излучения холодильной системы в космическое пространство [Текст] / А.П. Цой, А. С. Грановский, Ю. И. Мачуев, А. С. Филатов // Вестник МАХ. – 2015. – № 3. – С. 28–33.
32. Мартыновский, В.С. Холодильные машины: справочник / В. С. Мартыновский, Л. З. Мельцер, Б. А. Минкус и др. – М.: Легкая и пищевая пром-ть, 1982. – 223 с.

УДК 621.575

РАЗРАБОТКА БЫТОВЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ПРИБОРОВ С ТЕПЛОВЫМИ КАМЕРАМИ

Титлов А.С., д.т.н., профессор, Гратий Т.И., аспирантка,
Козонова Ю.А., канд. техн. наук, доцент, Приймак В.Г., соискатель
Одесская национальная академия пищевых технологий

Перспективным, с точки зрения энергосбережения, направлением в современной технике является создание бытовых приборов, объединяющих функции холодильного хранения и тепловой обработки пищевых продуктов, полуфабрикатов и сельскохозяйственного сырья.

При проведении большинства бытовых технологических процессов температура не превышает 70 ºС.

Для технологических режимов с уровнем температур ниже 70 ºС в тепловой камере (ТК) холодильника могут быть использованы устройства позволяющие отводить нагретый воздух за пределы камеры, например, шиберы, заглушки и т.п.

Из всех типов современного бытового холодильного оборудования таким температурным потенциалом обладают элементы абсорбционного холодильного агрегата (АХА) - дефлегматор и ректификатор.

Разработаны различные схемы бытовых холодильных приборов с дополнительной ТК, отличающиеся:

- способом передачи тепла (непосредственный контакт дефлегматора и ТК, использование промежуточных теплопередающих устройств, в том числе и с эффектом «осмоса»);
- расположением ТК (сверху холодильного шкафа и в нижней части);
- конструктивным исполнением ТК (однокамерная, двухкамерная);
- источником бросового тепла и, соответственно, температурным уровнем (конденсатор, дефлегматор).

Наиболее простой в конструктивном исполнении является схема с промежуточным теплопередающим устройством, которая предполагает минимум изменений в составе бытового комбинированного прибора и АХА.

Разработано и исследовано два типа таких бытовых комбинированных приборов - с воздушной ТК и жидкостной ТК.

Расчет конструктивных параметров ТК был проведен по тепловой нагрузки на подъемном участке дефлегматора 19...22 Вт.

Толщины теплоизоляции боковых стенок, дна и крышки определены в результате математического моделирования нестационарных температурных полей.

При этом учитывались: ориентация поверхностей камеры и ее тепловая связь с холодильной камерой; конструктивные особенности ТК (воздушная камера выполнена в виде шкафа, а жидкостная в виде ларя); коэффициент рабочего времени КРВ серийной модели бытового однокамерного абсорбционного холодильника «Кристалл-408» АШ -150 .

Опытные конструкции были изготовлены на Васильковском заводе холодильников.

Во всех случаях наружные геометрические параметры ТК составляли: высота – 0,420 м; глубина – 0,540 м; ширина – 0,570 м; полезный объем – 35 дм^3.

Толщина теплоизоляции: боковых стенок – 0,080 м; дна – 0,075 м; крышки, задней и передней стенок – 0,10 м.

В жидкостной ТК внутренний корпус был изготовлен в виде целостного короба.

Материал короба - нержавеющая сталь.

Толщина стенки – 0,001 м.

Внутренний корпус воздушной ТК изготовлен из пищевого алюминия.

Толщина стенки составляла – 0,001 м.

Для обеспечения тепловой связи подъемного участка дефлегматора АХА с ТК использовался двухфазный термосифон (ДФТС) длиной 1,2 м и диаметром – 0,010 × 0,001 м.

Материал корпуса ДФТС - нержавеющая сталь.

Теплоноситель - этиловый спирт.

Крепление ДФТС к дефлегматору диаметром 0,016 × 0,0014 м осуществлялось при помощи медной обжимающей пластины, причем для снижения термического сопротивления в зоне контакта находился сжатый высокопористый ячеистый материал на основе меди, поры которого были заполнены теплопроводной пастой КТП-8.

Во всех случаях испарительный участок ДФТС крепился в нижней части подъемного участка дефлегматора и устанавливался параллельно ему.

Длина участка испарения ДФТС в исследованиях варьировалась путем изменения зоны тепловой связи с дефлегматором. Транспортная зона ДФТС закрывалась теплоизоляционным кожухом. Длина конденсационного участка ДФТС не изменялась и составляла – 0,3 м.

Исследование тепловых режимов ТК осуществлялось как в стационарном (в «жестких» условиях - $t_{о.с.}$=32 ºС, КРВ=1), так и в переходных ($t_{о.с.}$< 32 ºС, КРВ<1) режимах работы АХА.В результате исследований была определена оптимальная длина испарительного участка ДФТС - 0,15 м.

На выходе этого участка температура дефлегматора составляет 73...76 ºС. Наиболее благоприятными условиями для ТК были режимы с повышенными температурами окружающей среды, когда снижаются тепловые потери, а КРВ АХА и, соответственно, период подачи тепловой нагрузки увеличивается.

В связи с недостаточной величиной тепловой мощности дефлегматора для подогрева воды либо другой жидкости в ТК изучалась и работа аппарата в режиме термостатирования. В этом случае вода нагревалась до температуры 60 ^{0}С специальным электронагревателем, а после его отключения тепловые потери в окружающую среду компенсировались за счет подвода тепла от дефлегматора, что позволяло поддерживать температуру в ТК в диапазоне 55...65 ºС.

С учетом результатов экспериментальных исследований проведен вариантный расчет толщины теплоизоляции ТК.

Для создания некоторого запаса расчет проведен при $t_{о.с.}$=20 ºС и КРВ = 0,55 и представлен в виде номограмм.

Рассмотрено два варианта теплоизоляции – пенополиуретан и стекловолокно, при этом зафиксирована наружная ширина (0,570 м) и глубина (0,54 м), в соответствии со стандартными размерами холодильного шкафа.

Выбор определенной конструкции ТК проводится с учетом располагаемой тепловой нагрузки подъемного участка дефлегматора с температурным уровнем 70 °С и выше, при этом варьируемыми параметрами являются: тип тепловой изоляции (стоимость); полезный объем ТК; высота ТК.

Выводы:

1. Установлено, что перспективным направлением энергосбережения в бытовой технике является разработка приборов, совмещающих функции холодильного хранения и тепловой обработки пищевых продуктов, полуфабрикатов и сельскохозяйственного сырья. В таких комбинированных приборах теплота, выделяющаяся при реализации холодильного цикла, не отводится в окружающую среду, а передается в специальную ТК, температура воздуха в которой может достигать 70 ºС.

2. Экспериментальные исследования бытовых комбинированных приборов абсорбционного типа, созданных на базе серийной модели ВЗХ “Кристалл – 408” АШ-150 показали, что введение в состав бытовых абсорбционных холодильников дополнительной ТК,

связанной в тепловом отношении с подъемным участком дефлегматора АХА, не приводит к росту энергопотребления и не ухудшает эксплуатационные характеристики камер охлаждения.

3. Дальнейшие исследования и разработки в области комбинированных бытовых приборов целесообразно проводить для АХА, работающих на неэлектрических источниках тепловой энергии.

УДК 621.383.51

ПРЯМЕ ПІДКЛЮЧЕННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО НАСОСУ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ ВІД ФОТОЕЛЕКТРИЧНОГО МОДУЛЯ

Баганов Є.О. к.т.н, доц., Соловйов М.В., студент
Херсонський національний технічний університет

Сонячна енергія є однією з найбільш перспективних джерел для реалізації автономних електроенергетичних систем [1]. Разом із тим питання надійності електропостачання призводить до значного росту вартості фотоелектричних систем, що вимагає мінімізації компонентів системи і незважаючи на значне здешевлення самих фотоелектричних модулів (ФЕМ), вартість таких систем залишається високою. Одним з варіантів їх здешевлення є пряме підключення фотоелектричних модулів до навантаження [2].

Однак зміна інтенсивності сонячного випромінювання призводить до зміни робочої точки ФЕМ, тим самим, змінюючи умови роботи споживача. Особливо це може бути критичним при роботі електромеханічного навантаження, так як зміна напруги і струму буде викликати зміну моменту на валу, що може призвести до повної зупинки системи. Для зменшення впливу мінливості сонячної інтенсивності збільшують номінальну потужність ФЕМ. Однак останнє можна досягти зміною струму короткого замикання або напругою холостого ходу. Дане питання, станом на сьогодення, досліджено мало.

Відповідно метою даної роботи є дослідження впливу зміни інтенсивності сонячного випромінювання на роботу системи ФЕМ-насос постійного струму, а також визначення пріоритетності запасу потужності ФЕМ за напругою холостого ходу або струмом короткого замикання.

Дослідження було проведено шляхом моделювання системи у графічному середовищі імітаційного моделювання Simulink пакету MATLAB.

Моделювання роботи двигуна здійснювалося елементом «Shunt Motor». Параметри були взяті для двигуна 2ПН90М механічною та електричною потужностями 170 Вт і 350 Вт відповідно, номінальною напругою $U_{ном}$ = 110 В [3]. Навантаження на валу змінювалося за вентиляторною характеристикою з номінальними параметрами $n_{ном}$=705 об/хв, $M_{ном}$=2,16 Н·м, що відповідають параметрам двигуна. Забезпечувалося обмеження можливості зворотного ходу.

Моделювання роботи фотоелектричного модуля проводилося за допомогою елемента «Solar Cell». Базовим для аналізу був ФЕМ, що відповідає електричній потужності двигуна. Досліджено вплив введення запасу відносно номінальної електричної потужності у 12,5% та 25% шляхом послідовного (підвищення напруги холостого ходу) або паралельного (підвищення струму короткого замикання) з’єднання.

Для аналізу впливу зміни інтенсивності сонячної радіації на роботу насосу вона приймалася на поверхні модуля приймалося у вигляді:

$$I_c = I_{сер} + \Delta I \sin(\omega t),$$

де $I_{сер}$ = 600 Вт/м^2 – середнє значення інтенсивності;

ΔI = 200 Вт/м^2 – амплітуда зміни інтенсивності;

ω = 0,3 рад/с – циклічна частота.

Частота обиралася з міркувань відсутності впливу швидкості зміни сонячної інтенсивності на появу значних перехідних процесів у двигуні, а також зі зменшення часу моделювання. Розрахункова модель наведена на рис. 1.

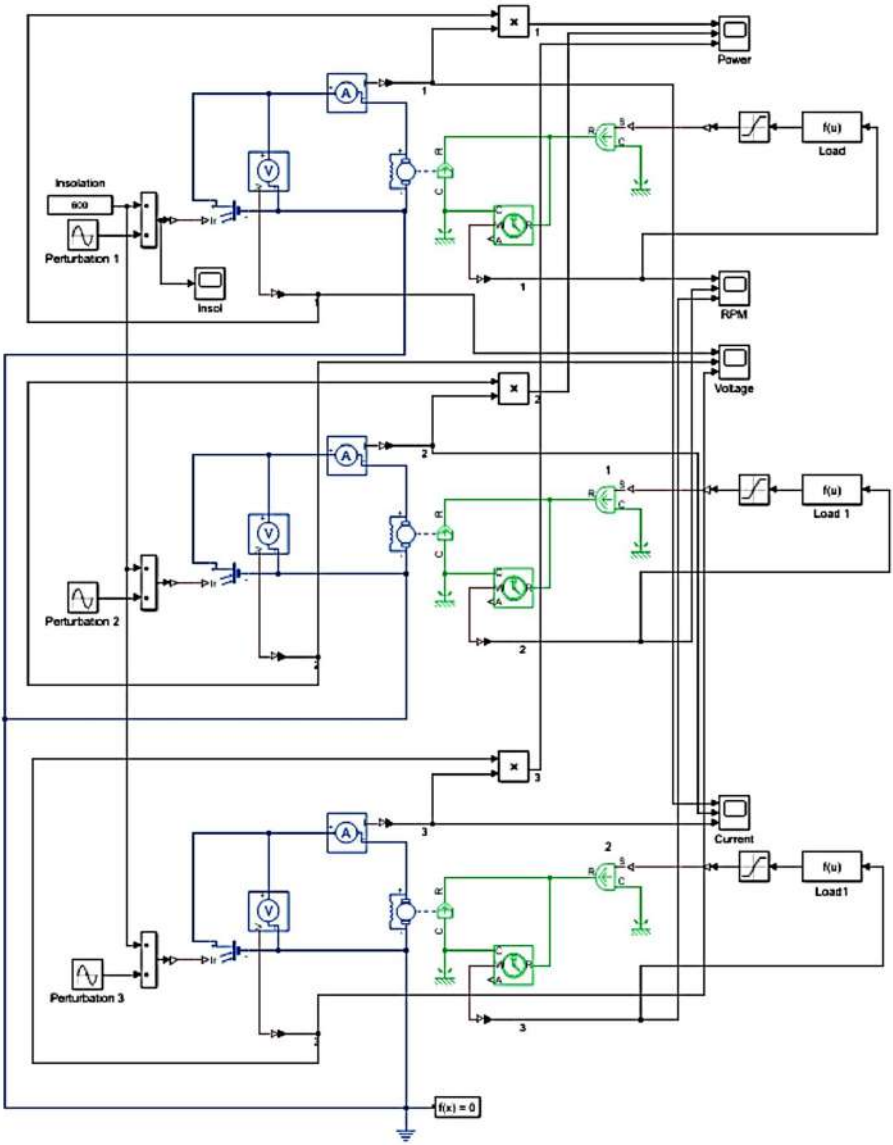


Рис. 1 – Розрахункова модель у MATLAB/Simulink.

Під час моделювання контролювалися напруга, струм та потужність двигуна, а також

його швидкість.

Результати моделювання наведені на рис. 2. Крива 1 відповідає базовій потужності ФЕМ P_1=350 Вт, крива 2 – потужності P_2=1,25P_1; крива 3 – P_3=1,5P_1.

Аналіз споживання енергії показує незначне підвищення ефективності використання потужності ФЕМ у випадку з пріоритетним паралельним з'єднанням (підвищення струму короткого замикання). Підвищення номінальної потужності ФЕМ на 12,5 % призводить до збільшення виробітку на 4 % у випадку підвищення напруги холостого ходу і на 10% у випадку підвищення струму короткого замикання. Підвищення номінальної потужності ФЕМ на 25 % призводить до збільшення виробітку відповідно на 7 % та 16 %. Однак більш суттєвим чинником, що характеризує роботу системи, є режими роботи двигуна насоса.

З результатів, наведених на рис. 2 видно, що пріоритетним для двигуна, який працює на пристрій з вентиляторною характеристикою, є забезпечення за струмом короткого замикання, аніж за напругою холостого ходу. Перевищення напруги викликає перевищення швидкості понад номінальну, тобто режим роботи з перевантаженням. Останнє може порушити тепловий режим двигуна та привести до його перегріву. Відповідно, потрібно вводити у систему обмежувачі напруги, що призведе до падіння енергетичних характеристик системи та збільшить її вартість. При забезпеченні запасу за струмом короткого замикання режим роботи стабілізується поблизу номінального режиму і двигун може працювати в тривалому режимі без додаткового обладнання.

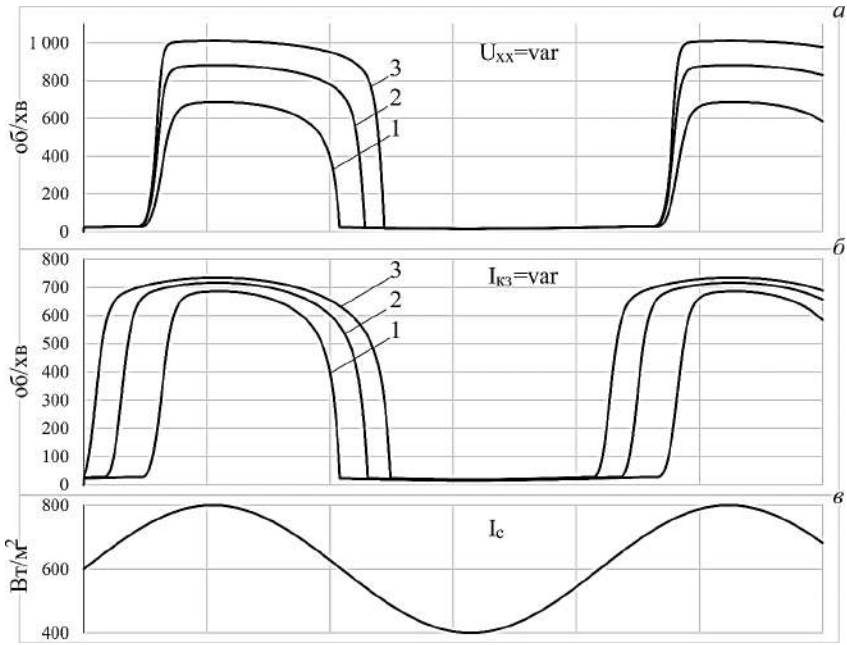


Рис. 2 – Результати моделювання

а – варіювання напруги холостого ходу ФЕМ, *б* – варіювання струму короткого замикання ФЕМ, *в* – інтенсивність сонячного випромінювання. P_2=1,25P_1; P_3=1,5P_1.

Виходячи з результатів дослідження, при прямому підключенні електроприводу з вентиляторним навантаженням, пріоритетним є забезпечення запасу потужності за номінальним струмом короткого замикання, що забезпечує більш широкий інтервал

номінальної роботи при варіації інтенсивності сонячного випромінювання.

Інформаційні джерела

1. Solar photovoltaic electricity: Current status and future prospects/ T.M. Razykov at all. // Solar Energy. – 85. – 2011. - pp. 1580–1608.

2. A model for direct-coupled PV systems with batteries depending on solar radiation, temperature and number of serial connected PV cells / Ayeng'o S.P. [at all]// Solar Energy. – 2019. – 183. – P. 120–131.

3. http://elektro-dvigateli.ru/postoyannogo-toka/elektrodvigateli-2p-2pf-2pn-2pb.html.

Секція 2:

«ЕКОЛОГІЯ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА РАЦІОНАЛЬНЕ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ»

УДК 67.08:502.3:504.054:504.61

МОРСЬКІ НАФТОВІ ТЕРМІНАЛИ – ДЖЕРЕЛА ВПЛИВУ НА АТМОСФЕРНЕ ПОВІТРЯ І ПРИРОДООХОРОННІ ЗАХОДИ

Купріяшкіна О.В., начальник служби охорони навколишнього середовища ПрАТ «Чорноморський паливний термінал»,
Зацерклянний М.М., к.т.н., доцент, Одеська національна академія харчових технологій,
Столевич Т.Б., к,т,н,, доцент, Одеський національний політехнічний університет

Морські нафтові термінали, що призначені для перевантаження вантажів наливом з/на танкерів та залізничних цистерни, а також зберігання нафти, нафтопродуктів у резервуарному парку відносяться до об'єктів підвищеної небезпеки першого класу.

На підставі вимог Законів України: «Про охорону навколишнього природного середовища», «Про об'єкти підвищеної небезпеки», «Про оцінку впливу діяльності», «Про відходи», «Про охорону атмосферного повітря»; Водного Кодексу України, Постанови Кабінету Міністрів України від 29.03.2002р. №269 «Правила охорони внутрішніх морських вод і територіального моря від забруднення та засмічення», з метою зменшення негативного впливу на навколишнє природне середовище при впроваджені планової діяльності або реалізації діючої діяльності, підприємства зобов'язані здійснювати природоохоронні заходи. Реалізація технологічних операцій з заявленими вантажами по заявленим технологіям перевантаження можлива на підставі розробленої та затвердженої робочої технологічної документації (далі – РТК) на підстав Наказу Міністерства інфраструктури України від 05.06.2013р. №348 «Про затвердження правил надання послуг у морських портах України».

Блок – схема варіантів перевантажувальних процесів з зазначенням джерел викидів представлена на рисунку.

Крім того джерелами забруднення атмосфери морських нафтових терміналів є залізничні естакади, автоестакади, резервуарні блоки, насосні, нафтовловлювачі, верстати металообробні, зварювально-газо різний пост, пересувний фарбувальний пост, котельня та їдальня.

Основні варіанти роботи морських нафтових терміналів:

Перевантаження вантажу на судно: резервуарний парк – технологічні трубопроводи – насосна станція – причальний технологічний трубопровід – стендерна установка – вантажний судовий танк.

Перевантаження вантажу на судно: залізнична естакада – технологічні трубопроводи – насосна станція – причальний технологічний трубопровід – стендерна установка- вантажний судовий танк.

Перевантаження вантажу в резервуарний парк: грузовий судовий танк – вантажні судові насоси – стендерна установка – технологічний причальний трубопровід – резервуарний парк.

Перевантаження вантажу в резервуарний парк: залізнична естакада – технологічний трубопровід – насосна станція – технологічний трубопровід – резервуарний парк.

Перевантаження вантажу в залізничні цистерни: вантажний судовий танк – вантажні судові насоси – стендерна установка – технологічний причальний трубопровід - залізнична естакада - вагон.

Перевантаження в резервуарному парку: резервуар – насосна станція – технологічний трубопровід – резервуар.

Вплив нафтової промисловості на стан довкілля охоплює весь технологічний ланцюг - від видобутку сировини і первинної обробки до використання кінцевого продукту і розміщення відходів.

У процесі діяльності підприємств нафтової промисловості виникає необхідність у запланованих або непередбачених скидах нафтопродуктів, що неминуче завдає шкоди навколишньому середовищу і значно збільшує ймовірність реалізації екологічних ризиків. Серйозний вплив на екологічну ситуацію здійснюють розливи нафти при її транспортуванні по морю, річках, при аваріях нафтопроводів, коли на значних просторах нафтопродуктами забруднюються ґрунт і водні джерела.

З метою недопущення порушень вимог природоохоронного законодавства України на морських нафтоих терміналах передбачені природоохоронні заходи та умови використання території, природоохоронних ресурсів тощо.

Природоохоронні заходи стосовно здійснення технологічних операцій наступні:

– початок кожного навантаження або розвантаження визначається стратегією (№ резервуарів, що наповнюється або спорожнюється, послідовне або паралельне наповнення або спорожнення резервуарів, № насосів, які використовуються для перекачування, лінії трубопроводів);

– до початку проведення технологічних операцій передбачено складання плану навантаження: потужність та тиск перекачування, попередня наявність відомостей щодо осадки судна та диференту на підхід, суднового маніфольду, з визначенням типу, кількості, найменування матеріалу та розміру фланців, характеристика вантажу в танках судна, що потребують уваги (утримання ароматичних вуглеводнів, фактичний тиск парів, температура спалаху вантажу, температура вантажу в танках судна);

– попередня наявність відомостей щодо схеми швартовки судна, діаметру патрубка та вантажного стендеру на причалі, наявність або відсутність вантажу у береговому трубопроводі;

– до початку вантажних операцій навколо танкеру встановлюється бонування суден, наявність заземлюючого кабелю, який з’єднується із заземлюючим кабелем причалу, встановлюється на чергування нафтосміттєзбірник на термін вантажних операцій;

– перед початком транспортування вантажу під місцем з’єднання фланців встановлюються піддони достатньої місткості з метою виключення виникнення забруднення водного середовища, причалу, ґрунту. У разі встановлення наявності течі через вантажний трубопровід, фланцеві з’єднання – вантажні операції підлягають негайному припиненою, течі наганній локалізації та ліквідації.

При виникненні будь-яких нештатних ситуацій (поломка, аварії, несприятливі метеорологічні умови тощо) припиняються всі вантажні операції Подальше провадження технологічних операцій можливе з урахуванням усунення виниклих несправностей.

Природоохоронні заходи щодо охорони атмосферного повітря від впливу морських нафтових терміналів наступні:

Діяльність морських нафтових терміналів у сфері контролю забруднюючих речовин стаціонарними джерелами здійснюється тільки на підставі діючого Дозволу на викиди.

Дозволом на викиди забруднюючих речовин від стаціонарних джерел встановлюється контроль:

– ефективності роботи газоочисного обладнання;

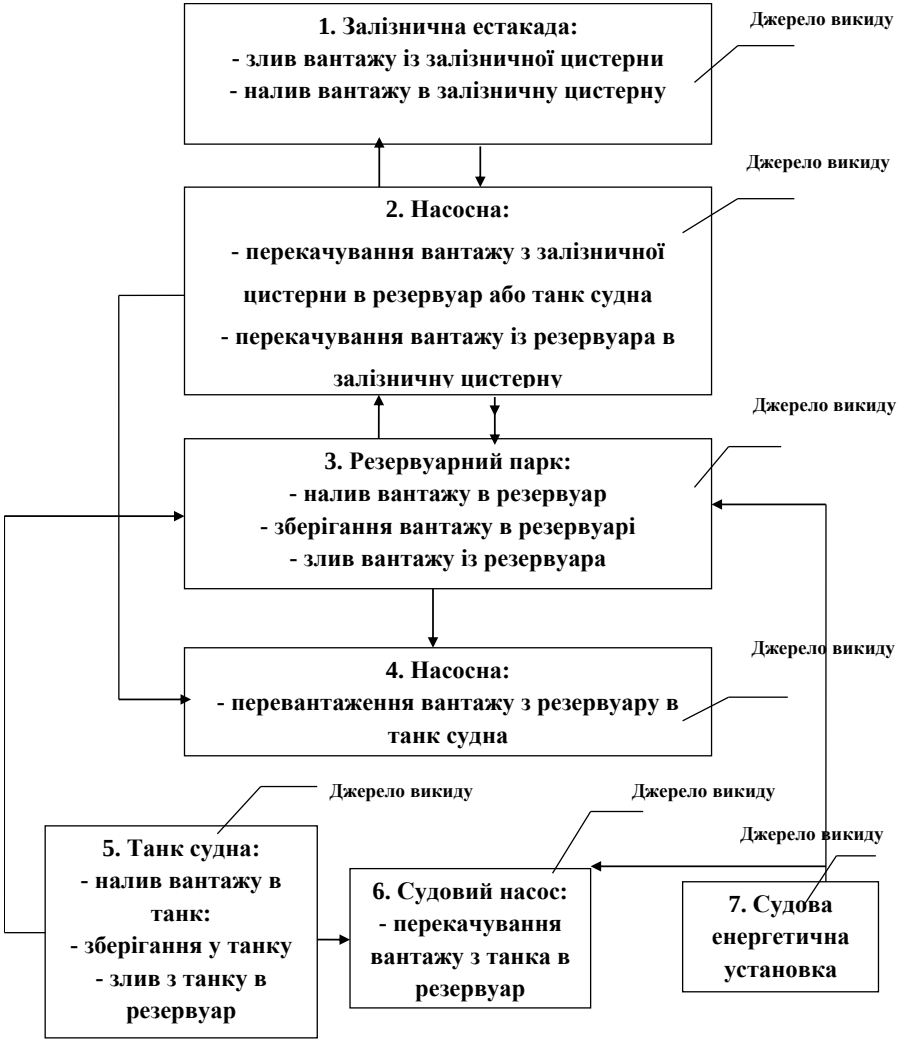
– умов до технологічних процесів, обладнання та споруд, фарбувальних робіт;

– умов до виробничого контролю;

– дозволених обсягів викидів забруднюючих речовин в атмосферне повітря;

– за дотриманням встановлених нормативів викидів забруднюючих речовин від стаціонарних джерел;

– заходів щодо скорочення викидів.



Блок-схема перевантажувальних процесів з зазначенням джерел викидів

У Дозволі на викиди встановлюються заходи стосовно контролю за дотриманням встановлених нормативів викидів забруднюючих речовин від стаціонарних джерел та періодичність контролю, організацію місця відбору проб згідно КНД 211.2.3.063-98. На визначеному джерелі викиду морським нафтовим терміналом забезпечується своєчасний контроль згідно затверджених ГДВ забруднюючих речовин з вказаною періодичністю. Інструментальні вимірювання здійснюються силами акредитованої лабораторії.

Організовується моніторинг якості атмосферного повітря у санітарно-захисній зоні морського нафтового терміналу (Санітарно-захисна зона підприємства встановлюється на підставі ДСП-173-96 від 19.06.96 та розраховується в обґрунтовуючих матеріалах викидів

забруднюючих речовин в атмосферне повітря стаціонарними джерелами) у контрольних точках.

УДК 67.08:502.3:504.054:504.61

МОРСЬКІ НАФТОВІ ТЕРМІНАЛИ – ДЖЕРЕЛА ВПЛИВУ НА ВОДНІ РЕСУРСИ І ШЛЯХИ ЙОГО ЗМЕНШЕННЯ

Купріяшкіна О.В., начальник служби охорони навколишнього середовища ПрАТ «Чорноморський паливний термінал»,
Зацерклянний М.М., к.т.н., доцент, Одеська національна академія харчових технологій,
Столевич Т.Б., к,т,н,, доцент, Одеський національний політехнічний університет

Нерозважливо забруднює людина водні басейни планети. Щорічно в Світовий океан з тих чи інших причин скидається від 2 до 10 млн. тон нафти. Майже 30% поверхні океану покрито нафтовою плівкою. Особливо забруднені води Середземного моря, Атлантичного океану і їх береги.

Дм^3 нафти позбавляє кисню 40 тис. дм^3 морської води. Тонна нафти забруднює 12 км^2 поверхні океану. При концентрації її в морській воді в кількості 0,1-0,001 мл / дм^3 ікринки риб гинуть за кілька діб. На 1 га морської поверхні може загинути більше 100 млн. личинок риб, якщо є нафтова плівка. Джерел надходження нафти в моря і океани досить багато. Це аварії танкерів і бурових платформ, скидання баластних і очисних вод, принесення забруднюючих компонентів ріками.

Морські нафтові термінали, що призначені для перевантаження вантажів наливом з/на танкерів та залізничних цистерни, а також зберігання нафти, нафтопродуктів у резервуарному парку відносяться до об’єктів підвищеної небезпеки першого класу і вони також забруднюють водні ресурси.

З метою запобігання потрапляння забруднених наливними вантажами стічних вод у водний об’єкт та земельні ресурси, на терміналах передбачені локальні очисні споруди, які забезпечують очистку стоків, що вміщують нафтопродукти, до якості технічної води.

Для зменшення витрат води питної якості джерелом технічної води являються саме очищені стічні води забрудненні нафтопродуктами (використовуються очищена технічна вода на потреби охолодження обладнання, пожежні, гідравлічні випробування трубопроводів та резервуарів, миття бонових загороджень, змив вантажів з дорожнього покриття). Нафтопродукти, які були уловлені на етапі відстоювання стічних вод на очисних спорудах, зневоднюються та відправляються до резервуару зберігання вантажів. Зібрані завислі речовини, які осідають під час відстоювання забруднених стічних вод, насосами направляються на площадку обезводнювання та компостування за допомогою препарату-біодеструктору «Еконадін». Далі можливе повторне використання піску для підсипання розливів та забруднення на твердій поверхні.

Для оцінки впливу господарської діяльності морських нафтових терміналів на водний об’єкт моніторинг якості морської води здійснюється шляхом інструментального дослідження поверхневого шару води в контрольних та фоновій точках. Дослідження проводиться спеціалізованою акредитованою лабораторією. На підставі «Правил промислового рибальства в рибогосподарських водних об’єктах України» водний об’єкт відносять до певної категорії та визначають ГДК забруднюючих речовин для визначеного водного об’єкту.

У процесі діяльності морських нафтових терміналів виникає необхідність у запланованих або непередбачених скидах нафтопродуктів, що неминуче завдає шкоди навколишньому середовищу і значно збільшує ймовірність реалізації екологічних ризиків. Серйозний вплив на екологічну ситуацію здійснюють розливи нафти при її транспортуванні

по морю, річках, при аваріях нафтопроводів, коли на значних просторах нафтопродуктами забруднюються ґрунт і водні джерела.

З незабрудненої території морських нафтових терміналів відводяться дощові, снігові води, а також дренажні води (відведення води з метою попередження підтоплення об'єктів морських нафтових терміналів таких як насосні з засувками, що мають електроприводи, підземні кабелі трансформаторної підстанції і тощо). Вимоги до якості відведення вище зазначених стічних вод встановлюються на підставі Дозволу на спецводокористування. Якісний і кількісний склад забруднюючих речовин у стічних водах, які скидаються у водний об'єкт під час відведення, визначаються в місці їх випуску спеціалізованою акредитованою лабораторію.

Блок схема очистки стічних вод, які забруднені нафтопродуктами, представлена на рисунку.

БЛОК СХЕМА ОЧИСТКИ СТІЧНИХ ВОД, ЯКІ ЗАБРУДНЕНІ НАФТОПРОДУКТАМИ

На підставі «Правил промислового рибальства в рибогосподарських водних об’єктах України» водний об’єкт відносять до певної категорії та визначають ГДК забруднюючих речовин для визначеного водного об’єкту.

Поверхневі стічні води, що утворюються на території морських нафтових терміналів відводяться для їх очищення на локальних очисних спорудах.

Забруднюючі речовини діяльності морських нафтових терміналів, скидання яких нормується: завислі речовини, $БСК_5$, ХСК, азот амонійний, нітрати, нітрити, фосфати, хлориди, сульфати, нафтопродукти.

УДК 67.08:502.3:504.054:504.61

ПРИРОДООХОРОННІ ЗАХОДИ ЩОДО БЕЗПЕЧНОГО ПОВОДЖЕННЯ З ВІДХОДАМИ НАФТОВИХ ТЕРМІНАЛІВ

Купріяшкіна О.В., начальник служби охорони навколишнього середовища ПрАТ «Чорноморський паливний термінал»,
Зацерклянний М.М., к.т.н., доцент, Одеська національна академія харчових технологій,
Столевич Т.Б., к,т,н,, доцент, Одеський національний політехнічний університет

У результаті виробничої діяльності морських нафтових терміналів утворюється різна категорія відходів, що можуть негативно впливати на навколишнє середовище.

Законодавством України та Європейськими Директивами визначено вимоги до промислових підприємств з транспортування нафти, спрямовані на зменшення екологічних ризиків. Основна частина виконання вимог зі зменшення впливу на довкілля належить суб’єкту господарювання. Законом України «Про нафту і газ» установлені повноваження підприємств стосовно зберіганням, транспортуванням та реалізацією нафти, газу та продуктів їх переробки.

На морських нафтових терміналах на підставі візуальних спостережень визначається кількісний та якісний склад відходів виробництва.

У рамках моніторингу за рівнем безпечного поводження з відходами оглядаються джерела утворення відходів, місця тимчасового зберігання відходів до накопичення транспортної партії та їх передачу організаціям, які мають ліцензії у сфері поводження з відходами на підставі укладених договорів. Відходи, які утворюються у господарській діяльності морських нафтових терміналів на підставі діючих договорів передаються організаціям, які мають ліцензії на поводження з небезпечними відходами від Міністерства захисту довкілля та природних ресурсів України та ліцензію на транспортування небезпечних відходів від Укртрансбезпеки (на підставі Закону України «Про ліцензування видів господарської діяльності»), а також спеціалізовані організації повинні бути внесеними до Ліцензійного реєстру (поводження з небезпечними відходами) на офіційному сайті Міндовкілля України.

В Одеській області на сьогоднішній день організації, які мають повний пакет дозвільних документів поводження з небезпечними відходами, є такі як ТОВ «НВК «УКРЄКОПРОМ», ТОВ «УТІЛЬВТОРПРОМ», ТОВ «УКРАЇНСЬКИЙ ЦЕНТР ПОВОДЖЕННЯ ЗВІДХОДАМИ».

Відходи, які утворюються в господарській діяльності морських нафтових терміналів представлені у таблиці.

Таблиця

Узагальнений перелік та опис виробничих процесів, технологічного устаткування об'єктів, вид відходу за Державним класифікатором

№ п/п	Найменування процесу	Стадія процесу	Технологічне устаткування	Назва відходу, за Державним класифікатором
Основні виробничі процеси				
1	Перевантаження нафтопродуктів	Злив/налив. Зберігання нафтопродуктів	Резервуарний парк	Залишки очищення резервуарів (що містять нафтопродукти)
Допоміжні виробничі процеси				
1	Проведення лабораторних досліджень	Визначення:		Лампи люмінесцентні та відходи, які містять ртуть; інші зіпсовані або відпрацьовані
		– щільності		
		– температури спалаху у закритому тиглі		
		– вмісту води		
2	Очищення промислових і дощових стічних вод	Очистка стіч-них вод	Буферні резервуари-відстійники	
			Установка для очистки нафтовмісних стічних вод	
			КНС для збирання технологічних вод причалу і забруднених дощових вод	
			Збірник уловлених нафтопродуктів	
Процеси споживання				
1	Котельня	Вироблення і передача теплоносія	Парові котли	Вугілля активоване зіпсоване або відпрацьоване
2	Освітлення приміщень	Люмінесцентні лампи	Освітлення	Лампи люмінесцентні та відходи, які містять ртуть; інші зіпсовані або відпрацьовані
3	Обслуговування автотранспорту	Експлуатація автотранспорту, джерел безперебійного енергопостачання	Батареї свинцево-кислотні	Батареї свинцеві зіпсовані або відпрацьовані
		Експлуатація автотранспорту		Масла та мастила моторні, трансмісійні, інші зіпсовані або відпрацьовані
			Колеса з пневматичними шинами	Шини, зіпсовані перед початком експлуатації, відпрацьовані, пошкоджені чи забруднені під час експлуатації

			Маслофільтри	Відходи, які утворилися під час експлуатації транспортних засобів та перевезень, не позначені іншим способом або комбіновані
4	Відходи, що утворюються при виробничій та господарсько-побутовій діяльності	Ліквідація проливів нафтопродуктів		Відходи, стабілізовані чи затверділі за допомогою матеріалу зв'язувального неорганічного
5	Ремонтні роботи	Ремонт і технічне обслуговування автотранспорту і технічного обладнання, очищення резервуарів від нафтопродуктів		Матеріали обтиральні зіпсовані, відпрацьовані чи забруднені
		Ремонт технічного обладнання		Залишки пароніту
6	Відходи, що утворюються при виробничій та господарсько-побутовій діяльності	Робота заточувального верстата	Відпрацьовані круги, пил абразивно-залізний	Матеріали абразивні та вироби з них зіпсовані, забруднені або неідентифіковані, які не можуть бути використані за призначенням
		Проведення лабораторних досліджень	Бій скляної тари і лабораторного посуду	Тара скляна використана та бій скла (за винятком відходів тари, що утворилися під час перевезень, та тари аптечної)
				Тара пластикова дрібна використана
				Макулатура паперова та картонна
				Одяг зношений чи зіпсований
				Взуття зношене чи зіпсоване
				Прилади медичного призначення інші (у т.ч. шприці, термометри, набори для діагностичних аналізів, медичні інструменти тощо), що не

				відповідають установленим вимогам, відповідним чином не марковані, зіпсо-вані або використані
				Брухт чорних металів дрібний інший
		Прибирання приміщень, складів, території		Відходи комунальні (міські) змішані, у т.ч. сміття з урн
		Робота джерел безперебійного живлення обладнання		Батареї лужні зіпсовані або відпрацьовані
		Забезпечення безпечних умов праці		Одяг захисний зіпсований, відпрацьований чи зіпсований
				Засоби захисту від хімічних чи бактеріальних аерозолів зіпсовані чи відпрацьовані
				Відходи речовин для вогнегасіння
7		Газозварювальні апарати		Вироби та матеріали гумові зіпсовані чи відпрацьовані

Організаційні заходи щодо безпечного поводження з відходами на морських нафтових терміналах наступні:

– орієнтовно один раз на 5 років організовується коригування Звіту з інвентаризації відходів. Переглядається та затверджується Департаментом екології та природних ресурсів обласних державних адміністрацій паспорти на відходи та реєстрова картка об’єкта утворення відходів;

– якщо за звітний рік на морських нафтових терміналів $П_{зув}$ більше 1000, то заповнюються реєстрові картки об’єктів утворення відходів;

– на території морських нафтових терміналів організовується роздільне збирання відходів за видами у спеціально організованих ємностях та спеціально відведених та обладнаних місцях;

– в органах місцевої влади затверджується річний план щодо поводження з відходами на морських нафтових терміналів;

– на підставі наказу призначаються відповідальні особи щодо поводження з відходами;

– затверджується схема тимчасового зберігання відходів на території морських нафтових терміналів;

– щоквартально до Державної екологічної інспекції надається звіт щодо відходів використаних олив (якщо автотранспорт обслуговується на станціях, то зазначений звіт не подається);

– забезпечується професійна підготовка та підвищення кваліфікації фахівців у сфері поводження з відходами (спеціаліст з питань охорони навколишнього середовища проходить навчання та отримує сертифікат; працівники проходять навчання на морських нафтових

терміналах; на підставі наказу та протоколу затверджується список працівників, які пройшли навчання з відміткою про результати складання заліку);

– щорічно подається декларація про відходи за затвердженою формою та згідно порядку, якщо $П_{зув}$ менше 1000;

– щорічно заповнюється журнал за формою 1-ВТ та надається статистична звітність за встановленою формою на підставі даних журналу 1-ВТ;

– укладаються та пролонгуються договори із спеціалізованим організаціями, які мають ліцензії у сфері поводження з відходами (Ліцензії на поводження з відходами та транспортування небезпечних відходів) на кожен вид відходів згідно Звіту інвентаризації;

– укладаються договори купівлі-продажу на відходи вторинної сировини;

– на морських нафтових терміналах розробляється Стандарт щодо поводження з відходами.

УДК 631.6 (477.72)

ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ОЧИСНИХ СПОРУД м. ОДЕСИ.

Сиренко А. , магістр, Зацерклянний М.М., к.т.н., доцент
Одеська національна академія харчових технологій

Водовідведення та очистка стічних вод є однією з основних проблем м. Одеси. Завдання полягає у відведенні стічних вод, що утворюються, за межі міста і промислових підприємств, очищенні, знешкодженні, повторному або послідовному використанні та випуск їх у водойми, а також в утилізації виділених осадів.

Очисні споруди міста Одеси (станції біологічного очищення стічних вод (СБО) «Північна» і «Південна») є джерелами, що можуть негативно впливати на стан морського середовища вод Одеського району північно-західної частини Чорного моря, оскільки безпосередньо після них стічні води направляються через глибоководні випуски у море.

У цей час скидання очищених стічних вод від СБО «Північна» здійснюється на відстані 260 − 300 м від берега на глибині 3,6 м, що не відповідає чинним нормативно-правовим документам . Скиди стічних вод з СБО «Північна» здійснюють негативний вплив на екологічний стан води як Одеської затоки, так і Одеського регіону північно-західній частині Чорного моря в цілому. Для запобігання цьому впливу практикується відведення стічних вод у Хаджибейський лиман, що у свою чергу породжує загрозу прориву дамби і затопленню району Пересипу за рахунок переповнення лиману. Недоліки притаманні і СБО «Південна».

Мета роботи полягає у здійсненні аналізу роботи очисних споруд і подальшою розробкою рекомендацій щодо поліпшення їх роботи.

Проведені нами розрахунки, виконані окремо для заглибленого випуску стічних вод СБО «Південна», показали, що забруднюючі речовини переносяться на північ уздовж західного рекреаційного узбережжя району.

У роботі, на основі результатів чисельного математичного моделювання, встановлені особливості поширення забруднюючих речовин, що надходять від станцій біологічної очистки м. Одеси, уздовж узбережжя Одеського району, які визначаються вітровими умовами. При спільному функціонуванні СБО «Північна» і «Південна» несприятливі для якості прибережних вод західного регіону вітри любого напрямку. Домінуючу роль у формуванні підвищеного рівня забруднення вод у прибережній зоні Одеського району належить СБО «Північна».

Вплив СБО «Південна» на якість вод прибережної зони найбільш несприятливий у весняно-літній період року.

При реалізації проекту видалення випуску стічних вод СБО «Північна» на 4 км від берега, концентраця забруднюючих речовин у прибережній зоні Одеського району зменшиться при вітрах більшості напрямків, за винятком північного і південного. Особливо значного зменшення рівня забруднення вод слід очікувати уздовж північного узбережжя Одеської затоки. З іншого боку, при вітрах з східної складової, рівень забруднення прибережних вод на ділянці вздовж узбережжя зменшиться в 2−4, а можливо і більше разів.

Необхідно вирішити питання призупинення скидання стічних вод у Хаджибейський лиман.

Що стосується СБО «Південна», то з метою зменшення впливу її функціонування на стан води прибережної зони Чорного моря рекомендується подовжити випуск очищених стічних вод до нормативного.

Серед рекомендацій для покращання роботи очисних споруд необхідно також вирішити питання знезараження стічних вод перед їх скиданням у водойму з урахуванням того, що Чорне море є об'єктом рекреаційного і рибогосподарського призначення.

Екологічний стан акваторії, який досліджувався у період моніторингу, класифікується як нестійкий. Найбільший внесок у забруднення морських вод дають зважені речовини, нафтопродукти, іони важких металів.

Розповсюдження забруднювальних речовин вздовж узбережжя Одеси визначаються вітровими умовами. Сумісне функціонування СБО «Північна» та СБО «Південна» найбільш несприятливе для якості прибережних вод при вітрах східного напрямку, що сприяє накопиченню забруднювальних речовин в Одеській гавані.

Берегові антропогенні джерела значною мірою впливають на рівень трофності вод Одеського району лише у межах двомильної природоохоронної прибережної зони. Рівень трофності вод у відкритій морській ділянці акваторії формується за домінуючого впливу річкового стоку Дніпра та Південного Бугу.

Найбільш суттєвою проблемою постає відсутність знезараження стоків. Тому рекомендовано установку озонування або використання УФ-випромінювання оскільки використання сполук хлору значно погіршує стан води.

УДК 351.777

ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ УКРАЇНИ В СУЧАСНИХ УМОВАХ

Нестер А.А., к.т.н, доцент
Хмельницький національний університет

Навколишнє середовище вважається безпечним, коли його стан відповідає встановленим у законодавстві критеріям, стандартам, лімітам і нормативам, які стосуються чистоти (не забруднення), не виснаженості, екологічній стійкості, санітарним вимогам, здатності задовольняти інтереси громадян.

Сучасні екологічні проблеми України пов'язані з загальною тенденцією розвитку міст, промислового виробництва пов'язаного з використанням широкого комплексу матеріалів, хімічних сполук. Бурхливий розвиток промисловості та міст потягнув за собою широке будівництво житла, транспортних засобів та вузлів комунікацій та накоплення відходів.

В цей же час у багатьох країнах світу усе ще використовується метод знешкодження токсичних відходів шляхом поховання на спеціальних полігонах із застосуванням захисних матеріалів з глини, поліетилену, полівінілхлориду та інших водостійких матеріалів. Економічним методом поховання осадів часто є хімічна фіксація, що здійснюється дозуванням у шлам спеціальних агентів типу силікату натрію, цементу. У результаті цього токсичні

речовини виявляються зафіксованими у твердій масі, але згодом може мати місце їх вимивання.

Серед рідких відходів є велика група важких металів, які широко застосовуються в різних промислових виробництвах, і, незважаючи на застосовувані способи очищення, з'єднання важких металів проникають у промислові стічні води. Значна кількість цих з'єднань попадає у воду також через атмосферу. Екологічна небезпека важких металів полягає в тому, що вони активно поглинаються фітопланктоном, а після цього попадають людині по харчовому ланцюгу.

Проблема утилізації відходів промислового й побутового походження набуває в наш час усе більш гострого характеру у зв'язку з тим, що обсяги генерування відходів постійно зростають, тоді як темпи їхнього перероблення незрівнянно малі. У результаті до теперішнього часу накопичено сотні мільйонів тон різних твердих відходів, які необхідно переробляти й знешкоджувати. Масштаби щорічного продукування й нагромадження твердих відходів вимагають створення потужних переробних установок продуктивністю, вимірюваної мільйонами тонн у рік з їх промисловим освоєнням.

Сміттєзвалища твердих побутових відходів часто експлуатується за відсутності проектної документації, а також відповідних рішень, що забезпечують експлуатаційну надійність цих об’єктів; без виконання інженерних заходів, що забезпечують стійкість полігонів як споруди, його довговічність і безпеку навколишнього природного середовища, за відсутності даних розрахункового терміну експлуатації полігонів (сміттєзвалищ). Сільськими радами в більшості не розроблено місцеву програму поводження з твердими побутовими відходами та схему санітарного очищення населених пунктів.

А проблема буде посилюватись через специфічність територіальних громад, які не мають досвіду роботи в екологічній царині, пов’язаній з щоденним контролем на підпорядкованій території, відсутністю кваліфікованих кадрів.

У сільських населених пунктах відсутні спеціалізовані підприємства у сфері поводження з побутовими відходами, відсутність в переважній більшості спецтехніки для належного збору та вивезення ТПВ на діючі сміттєзвалища.

Не забезпечується організація роздільного збирання корисних компонентів відходів, які завозяться на звалище ТПВ.

Відповідні перевірки додержання вимог природоохоронного законодавства свідчать про численні порушення у сфері поводження з твердими побутовими відходами при здійсненні операцій щодо складування, розміщення, зберігання останніх на територіях селищних та сільських рад.

Основними порушеннями, що були виявлені під час проведення перевірок сміттєзвалищ твердих побутових відходів були: безсистемне складування та захоронення – без використання карт, не здійснення контролю ступеню пошарового ущільнення відходів, в переважній більшості не здійснюється пошарова ізоляція ґрунтом; не ведеться облік відходів; відсутній дизбар’єр тощо.

На більшості сміттєзвалищ не проводиться моніторинг визначення та прогнозування впливу відходів на навколишнє природне середовище, своєчасного виявлення негативних наслідків, їх відвернення та подолання, що можуть виникнути при експлуатації звалища ТПВ.

Особливу занепокоєність викликають відходи гальванічних процесів утворені промисловими підприємствами. Під час використання гальванічних процесів в сучасному виробництві виникає ризик, пов'язаний з аварійними ситуаціями, який можна розглядати як ризик зберігання відходів так і безпосередньо в процесі проведення технологічних процесів. При цьому принято виділяти технічні, технологічні, організаційні та інші причини розвитку несприятливих ситуацій. Ризик зберігання відходів так і безпосередньо в процесі проведення технологічних процесів є небезпекою для навколишнього середовища, в якому перебуває людина, тваринний світ та фауна. Тому такий ризик можна називати екологічним.

Проведенні на декількох підприємствах дослідження показали, що часто відходи гальванічних виробництв зберігаються не в належних умовах у вигляді солей, які зберігаються в ємкостях, поліетиленових мішках та попадають під дію атмосферних осадів. У процесі дії на них атмосферних осадів солі вимиваються та переходять в ґрунти, поверхневі води, забруднюючи навколишнє середовище. Часто обчислений індекс небезпеки відходів, які зберігаються на території підприємств мають індекс небезпеки *HI*>1. Такий рівень ризику є неприйнятним, а забруднювальні речовини, які містяться у гальванічному шламі і надійшли в об'єкти довкілля внаслідок аварійної ситуації, негативно вплинуть на здоров'я людини. Отже, аварійні ситуації, що супроводжуються порушенням цілісності місць зберігання (ємностей, мішків і т.п.) і призводять до попадання гальванічного шламу в довкілля, підвищують ризик для здоров'я людини. Отримані рівні канцерогенного ризику і індексу небезпеки вказують на необхідність прийняття комплексу рішень щодо відвертання виникнення надзвичайних ситуацій, а також мінімізацію їх наслідків.

Особливу небезпеку для людини і біоти становлять важкі метали, які присутні у відходах гальванічного виробництва. Шкідливий вплив таких важких металів, як хром і нікель значно підвищується за їх канцерогенними властивостями, які проявляються в мутагенному ефекті, хромосомних ушкодженнях, зміні репарації ДНК і тому подібне.

Свинець впливає на кровотвірну і нервову системи, шлунково-кишечний тракт і нирки. Спричиняє анемію (оскільки включається до ланцюгу біосинтезу гема і скорочує період життя еритроцитів), а також енцефалопатію, зниження розумових властивостей, викликає гіперкінетичні або агресивні стани, шлунково-кишечні розлади, диспепсію, кольки, нефропатію.

Кадмій — важкий метал, віднесений до другого класу небезпечності, має виражену тенденцію до накопичення в організмі. Отруєння кадмієм відбувається при потраплянні його в шлунок або інгаляційним шляхом. Абсорбований кадмій накопичується в печінці та нирках у вигляді комплексу з металотіонеїном. В еритроцитах і м'яких тканинах кадмій зв'язується з альфа 2-макроглобуліном та альбуміном. Кадмій зв'язується із сульфгідрильними групами білків, що веде до їх денатурації і до інактивації ферментів; пригнічується діяльність мітохондрій, підвищується вільнорадикальне окислення в клітинах. Концентрацію кадмію в нирках можна оцінити, досліджуючи нейтронноактиваційним методом отриманий субстрат сечі.

Хром викликає рак легенів і органів шлунково-кишкового тракту; нікель – рак носової порожнини і легенів. За рахунок утворення комплексів з біоорганічними з'єднаннями вони довгий час можуть знаходитися в доступній для живих систем формі. Нікель індукує канцерогенез пригнобленням генів і в результаті процесів гіперметилування і мутації ДНК, перетворення генів-супресорів пухлин в гетерохроматин.

Нині єдиною офіційно затвердженою в Україні методикою визначення класу небезпеки відходів є державні санітарні правила і норми ДСанПіН 2.2.7.029-99 «Гігієнічні вимоги до поводження з промисловими відходами та визначення їх класу небезпеки для здоров'я населення». Цей нормативний документ містить деякі норми, що не відповідають вимогам діючого законодавства України та принципам державної регуляторної політики, тому Рішенням Державної служби України з питань регуляторної політики та розвитку підприємництва № 33 від 15.07.2014 року Міністерству охорони здоров'я України було запропоновано визнати ДСанПіН 2.2.7.029-99 такими, що втратили чинність, та усунути порушення принципів державної регуляторної політики у двомісячний строк з дня прийняття такого рішення. Проте і досі жодні зміни не були внесені у цей документ і жодних нових правил визначення класу небезпеки відходів Міністерством охорони здоров'я України розроблено не було і де-факто на практиці фахівці вимушені продовжувати користуватися цим нормативним недіючим документом, адже альтернативи немає.

Сьогодні як ніколи перед людством стоїть питання про необхідність зміни свого ставлення до природи і забезпечення відповідного виховання і освіти нового покоління.

Екологічна освіта являє собою процес усвідомлення людиною цінності навколишнього середовища і уточнення основних положень, необхідних для отримання знань і умінь, необхідних для розуміння і визнання взаємної залежності між людиною, його культурою і його біофізичним оточенням. Екологічна освіта також включає в себе прищеплення практичних навичок у вирішенні завдань, що відносяться до взаємодії з навколишнім середовищем, вироблення поведінки, що сприяє поліпшенню якості навколишнього середовища [1].

Екологічна освіта в наш час має стає обов'язковим елементом всього виховного та освітнього процесу, починаючи з дитячого садка, школи. Тут важливо щоб будь-яка людина, яка живе в суспільстві, повинен представляти збиток від своєї діяльності. Але для цього необхідна освіта, яке дасть можливість зрозуміти екологічні закономірності і за цей рахунок зменшити шкоду навколишньому природі. Екологічна освіта та виховання в сучасній школі має охоплювати всі віки, воно повинно стати пріоритетним. Екологічними знаннями повинні володіти всі.

Завдання школи полягає не тільки в тому, щоб сформувати певний обсяг знань з екології, а й сприяти набуттю навичок наукового аналізу явищ природи, осмислення взаємодії суспільства і природи, усвідомлення значущості своєї практичної допомоги природі. Екологічна освіта може бути організована наступними моделями:

1.Вивчення конкретної навчальної дисципліни для всіх фахівців

2.Введенням елементів екологічних знань у більшість вивчаємих навчальних дисциплін

3. Модель, при якій вивчається курс екології з введенням елементів екології в більшу частину предметів.

При цьому особлива увага повинна бути приділена питанням повторного використання відходів в різних галузях промисловості держави, тобто можна сказати, що повинна «нав'язуватися» умова безвідходного виробництва.

При проектуванні і запуску нових виробництв необхідний жорсткий контроль з боку держави з обов'язковим рішенням по утилізації, переробці відходів виробництва, за що повинен нести відповідальність виробник відходів. До вирішення подібних питань виробництво не повинно запускатися в експлуатацію.

Екологічна культура недоступна людині з моменту народження, вона формується протягом життя тривалим, безперервним процесом навчання, який потрібно вести постійно у всіх сферах діяльності людського суспільства. Розвиток нових технологічних процесів, матеріалів породять нові екологічні проблеми. І лише заклавши основи екологічного світогляду, виховання можна сподіватися на правильне вирішення виникаючих ситуацій. Для вирішення поставленого завдання при навчанні молодих людей необхідно віддавати перевагу методам, викладеним нижче:

1.Постійно поповнювати знання про навколишнє середовище і для цього ви користовувати радіо, телебачення, соціальні мережі, вивішувати плакати екологічного спрямування в громадському транспорті, навчання в школах, ВУЗах.

2. Залучати населення, студентів, учнів в практичну діяльність щодо вирішення проблем берегів річок, ставків, навколишнього середовища місцевого і регіонального значення (суботники для очищення, парків).

3. Розширювати знання і практичні навички щодо збереження зелених насаджень, тваринного світу (і пташиного царства), розширенню лісопаркових зон у великих і малих містах, посадкам уздовж шосейних і залізних доріг.

У сучасному складному, різноманітному, динамічному, повному протиріч світі проблеми навколишнього середовища (екологічні проблеми) набули глобального масштабу. Діяльність людини призвела до утворення озонової діри (це область виснаженого озонового шару в стратосфері Землі). Найбільша на Землі озонова діра розташована над Антарктидою і займає зараз трохи менше 20 млн кв. км).

Незважаючи на те, що виробництво більшої частини небезпечних для озонового шару речовин, суворо регламентовано, недавно вчені знайшли деякі нові небезпечні речовини, які не входять до Монреальського протоколу, але також можуть призводити до збільшення площі озонових дір. Крім антропогенних чинників, на товщину озонового шару впливають і природні причини, зокрема, вулканічна активність, яка призводить до викиду великої кількості хлорвмісних сполук в атмосферу.

Різке зменшення озонового шару, підвищення температури (глобальне потепління), танення льодовиків можуть і вже приводять до негативних явищ у навколишньому середовищі, порушуючи звичний режим життя і проживання людини і тваринного світу.

В результаті такої складної екологічної ситуації безупинно скорочується населення України: за 10 років - на 4,1 млн чоловік. Тривалість життя чоловіків в Україні на 8-12, а жінок - на 4-7 років менше, ніж в розвинених країнах. Українці все більше хворіють - число умовно здорових людей знизилося з 62,2% в 1990 році до 39,6% в 2003 році. Зростає смертність дітей у віці до одного року. Існують і інші, не менш страхітливі цифри:

1. 15 % території України відноситься до категорії особливо забруднених регіонів з посиленням ризику для здоров'я людей і регіонів екологічної катастрофи.

2. 75 % населення України споживають питну воду, яка не відповідає стандартам якості, прийнятим ще в 1982 році і далеким від європейських стандартів.

3. За останні 15 років смертність в Україні збільшилася на 32 %.

Сьогодні для більшості жителів України досить проблематичним є забезпечення природних прав: дихати чистим повітрям, пити чисту воду, споживати якісну їжу, мати здорових дітей [2].

В Україні основними забруднювачами повітря називають автомобільний транспорт, промислові підприємства і сільське господарство. Зараз виділяють п'ять основних забруднювачів, за якими здійснюється моніторинг і складається індекс забруднення атмосферного повітря в Україні, це: пил, діоксид азоту, діоксид сірки, формальдегід і оксид вуглецю. Так, діоксид азоту потрапляє при горінні в атмосферу від викидів підприємств і автомобілів. А якщо наднормативний вплив на людину цього з'єднання триватиме довго, це вже може спровокувати хронічні захворювання дихальних шляхів. Подібним чином діє і діоксид сірки: він викликає запалення і подразнення, що полегшує потрапляння інфекції всередину організму. Пил також є дратівливим елементом, осідаючи в легенях, пошкоджує клітини. Формальдегід - сильний подразник і є отрутою для клітин; потрапляючи далі в систему кровотворення людини, він вражає різні системи організму.

Але всі викиди осідають в кінцевому рахунку на землі, а також можуть накопичуватися в організмах живих істот, тому для аналізу був обраний пісок з дитячих майданчиків, який за визначенням повинен бути безпечним. Також аналізували донні відкладення, які демонструють довгострокові викиди, і курячі яйця від місцевих птахів. Яйця були обрані для дослідження, так як така речовина, як, наприклад, діоксин, який є частиною промислових викидів, має властивість накопичуватися в жирових тканинах організму.

Свою частку негативу в стан навколишнього середовища України вносить і Чорнобиль. Чорнобиль був внесений в "чорну" десятку через ураження великій території ізотопами урану, плутонію, стронцію, цезію та інших радіоактивних речовин. "Зона навколо ЧАЕС є непридатною для життя", - констатують фахівці Блексмітского інституту. Життя в цих місцях схоже на смертний вирок", - йдеться в доповіді Блексмітского інституту про міста з найбільш неблагополучною екологією.

Кількість радіоактивних речовин, викинутих в атмосферу під час аварії, склало 50 млн кюрі, що в 500 разів перевищує за потужністю вибух в Хіросімі. В результаті цієї катастрофи за минулі роки понад 120 тис. людей загинули від прямого або непрямого випромінювання. Після Чорнобиля в сотні разів збільшилася кількість серцево-судинних, онкологічних захворювань, туберкульозу і багатьох інших. З'явилися десятки нових хвороб. Сьогодні вже доведено, що 80% онкологічних захворювань - це екологічний рак. Але з особливою силою

наслідки Чорнобиля виявляються в третьому-четвертому поколінні. Найближчим часом в Україні очікується епідемія раку.

Головна причина стурбованості вчених полягає в тому, що, хоча чимала кількість радіації була викинута під час аварії, велика частина радіоактивних речовин залишається всередині станції. За оцінкою фахівців, там зберігається до 100 т урану та інших радіоактивних продуктів. У разі повторної аварії вони можуть потрапити в навколишнє середовище [3].

Висновок. 1. Все викладене має стимулювати державні структури, навчальні заклади до розширення вивчення екологічних питань і прийняття рішучих заходів з оздоровлення навколишнього середовища.

2. Вдосконалення системи державного екологічного контролю за дотриманням суб'єктами господарювання вимог природоохоронного законодавства на сьогоднішній день вимагає проведення ряду заходів:

-вдосконалення нормативно-правової бази щодо здійснення державного контролю у сфері охорони навколишнього природного середовища та екологічної безпеки;

-перегляд існуючої організаційної структури і розподілу повноважень територіальних органів Державної екологічної інспекції України;

-здійснення комплексу заходів, спрямованих на підвищення рівня відповідальності суб'єктів господарювання за виконанням вимог природоохоронного законодавства;

-врегулювання відносин у сфері здійснення громадського контролю за використанням природних ресурсів та охороною навколишнього природного середовища.

Інформаційні джерела

1.Алиева О.А., Логинова М.Н., Муравьева Е.А., Ярославцева Н.А., Ярославцев А.С. Современное экологическое образование // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2010. – № 1. – С. 63-65.

2.Экология Украины [Електронний ресурс] – Режим доступу https://sites.google.com/site/modernecology21age/ekologiaukrainy.

3. Чернобыль: 12 фактов об аварии, городе и животных [Електронний ресурс] – Режим доступу https://24tv.ua/ru/chernobyl_12_faktov_ob_avarii_zhivotnyh_i_gorode_chernobyle_n958615.

УДК 502.174:664

ОЦІНКА ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ ПРОДУКЦІЇ РЕСТОРАНУ МЕТОДОМ БАЛАНСОВИХ СХЕМ

Соколова В.І., аспірант, Крусір Г.В., д.т.н., проф.
Одеська національна академія харчових технологій

З метою збереження природних ресурсів та координування заходів щодо охорони довкілля дають екологічну оцінку діяльності підприємства. Екологічна оцінка діяльності підприємства є основним методичним інструментом для визначення екологічних цілей та забезпечення шляхів їх досягнення. Найкращим інструментом для якомога повнішої екологічної оцінки діяльності підприємства є складання його екологічного балансу.

Оцінка повного життєвого циклу продукції дає можливість визначити впливи на навколишнє середовище продовж усього життєвого циклу продукції: одержання сировини, матеріалів, виробництва, експлуатація та утилізація. Також, враховуються негативні впливи на людину, та на стан екосистем.

Зважаючи великий асортимент страв та їх багатокомпонентність, виникає проблема в описі стадій життєвого циклу продукції ресторану на компоненти довкілля, яку можна

узагальнити на прикладі впливу найбільш поширеної сировини для приготування страв – зерна. Балансова схема вирощування основної сировини представлено на рис. 1

Рис. 1 – Балансова схема вирощування пшениці

Початковим етапом вирощування пшениці є підготовка ґрунтів до посіву, що супроводжується внесенням добрив. Зазвичай, в грунт вносять фосфорно-калійні добрива, азотисті добрива, а також напівперепрілий гній. Посів відбувається напочатку весни з використанням методик рядового, вузькорядного або перехресного посіву. Догляд за посівами є досить тривалим та складним процесом та включає в себе післяпосівне згладжування поверхні, розпушування ґрунту з метою аерації та захист посівів. Збір врожаю відбувається способом прямого комбайнування або роздільним способом. Зберігання вже зібраного зерна відбувається на токах або елеваторах, де проходить очистку та сушку.

За подібною схемою вирощуються й інші зернові та деякі овочеві культури, плоди яких, використовуються для приготування страв ресторану.

Наступною стадією є переробка зерна у борошно. Цей процес складається з двох етапів: підготовки зерна та помолу. Від якості зерна та обраної технології виробництва залежить і якість виготовленого борошна, тому ця стадія життєвого циклу є важливою.

Друга стадія життєвого циклу зерна тісно пов’язана з використанням електроенергії та вилученням забруднень і домішок. Відбувається очистка зерна від домішок, кондиціювання, дроблення та розмел. Продукти розмелу сортуються за крупністю і щільністю та очищують крупки від лушпиння, що залишилися.

Зважаючи, на те, що життєвий цикл включає в себе усі етапи вирощування сировини та технологічні процеси, неможливо оцінити комплексно вплив усіх страв, що можуть реалізуватись закладом громадського харчування. Тому, з метою комплексного підходу до оцінки впливу ресторанного комплексу, побудована схема аналізу життєвого циклу приготування напівфабрикатів з сировини тваринного походження (рис.2).

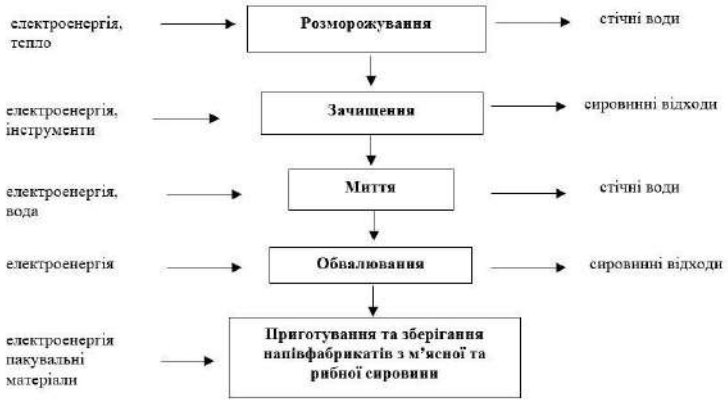


Рис. 2- Схема аналізу життєвого циклу напівфабрикатів з сировини тваринного походження

Аналіз життєвого циклу напівфабрикатів з рослинної сировини дає можливість оцінити впливи на довкілля у процесі сортування, калібрування, очищення і миття сировини, а також під час приготування напівфабрикатів з овочів, фруктів, листя салатів тощо. Схему аналізу життєвого циклу приготування напівфабрикатів в з рослинної сировини зображено на рис.3

Рис. 3 - Схема аналізу життєвого циклу напівфабрикатів з сировини рослинного походження

Основною діяльністю ресторанного закладу є приготування страв та подача їжі гостям, тому слід провести оцінку життєвого циклу приготування та оформлення страв і напоїв в холодному та горячему цехах, що дасть додаткову інформацію про негативні впливи на довкілля під час приготування їжі (рис.4)

Рис. 4 - Схема аналізу життєвого циклу приготування та оформлення страв і напоїв в холодному та горячему цеху

Аналіз життєвого циклу місця розташування враховує ті чинники, які є екологічно важливими і зумовлюють певний вплив на довкілля, але не були враховані попередньо. Оцінка життєвого циклу місця розташування є досить складним завданням, це пов'язано із зовнішніми факторами, на які складно впливати. Схему аналізу життєвого циклу місця розташування підприємства зображено на рис. 5

Рис. 5 – Схему аналізу життєвого циклу місця розташування ресторанного підприємства

Комплексна оцінка впливу будь-якого об'єкту на довкілля повинна бути виконана тільки з урахуванням всього життєвого циклу продукції.

За допомогою балансових схем можливо наочно відобразити усі вхідні та вихідні аспекти виробництва продукції ресторанного комплексу. Так, аналізуючи вищенаведені балансові схеми видно, що негативний вплив функціонування підприємства ресторанного господарства діє на атмосферу (пара, пил, викиди CO2), гідросферу (стічні води, в тому числі забрудненні нафтопродуктами та СПАР) та літосферу (тверді побутові відходи, в тому числі харчові, проливи мастильних матеріалів).

Інформаційні джерела

1. Крусір Г.В. Дослідження режимів процесу анаеробного зброджування стічних вод м'ясопереробного підприємства у мезофільних умовах / Г. В. Крусір, О. О. Чернишова, В. М. Поліщук // Екологічна безпека. – 2016. – Вип. 2. – С. 112–117. [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ekbez_2016_2_18

2. Крусір Г.В. Організація екологічного контролю підприємства експертним методом / Г.В. Крусір, І.П. Кондратенко // Матеріали Міжнародної науково–практичної конференції «Економічні та управлінські аспекти розвитку підприємств в харчової промисловості». – Одеса, ОНАХТ, 2013. – с.212–213.

3. Домбровський В. С., Пластун О. Л. Фаза життєвого циклу підприємства як важливе джерело інформації при попередженні криз [Електронний ресурс] / В. С. Домбровський, О. Л. Пластун. – Режим доступу: www.rusnauka.com/7_NND_2009/Economics/42556

4. Гудзь О. І. Аналізування сучасних підходів до сутності і структури життєвого циклу підприємства / О. І. Гудзь // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Менеджмент та підприємництво в Україні : етапи становлення і проблеми розвитку. – № 714. – С. 52–57.

УДК 353.9

ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА В СИСТЕМІ НАЦІОНАЛЬНОЇ БЕЗПЕКИ

Аракелян К.О. студентка 4 курсу, Столевич Т.Б., к.т.н., доцент
Одеський національний політехнічний університет

Екологічна безпека як складова національної безпеки є порівняно новою сферою, що набула актуальності у світі, який глобалізується.

Сьогодні змінюється характер екологічних загроз природного й техногенного характеру, а небезпеки й загрози стають все більше взаємопов'язаними. Через господарську діяльність постійно зростає ризик природних катастроф, що часто є першопричиною більшості надзвичайних ситуацій природного і техногенного характеру. У сучасному світі екологічна безпека є проблемою транснаціональною, вона не може вирішуватись зусиллями лише однієї держави, подолання екологічних загроз є обов'язковою складовою економічної політики держави та основним завданням екологічної безпеки окремо взятої держави.

Для здійснення екологічної політики на державному рівні необхідно усвідомлювати економічну спроможність розв'язання екологічних проблем у контексті певних екологічних загроз і фінансової спроможності.

Питання екологічної безпеки є важливою ознакою суверенної держави, потребою суспільства та кожної людини. Показник, що використовується у міжнародній статистиці, є співвідношення активності держави у сфері екологічної політики з певними значеннями розміру валового внутрішнього продукту на душу населення на рік.

На національному рівні державі належить провідна роль у системі забезпечення безпеки. Вона створює розгалужену законодавчу базу і виконавчі органи, підтримує силові структури на рівні, необхідному для виконання покладених на них завдань, створення системи попередження негативних наслідків екологічних та техногенних катастроф, забезпечує розвиток економіки.

Об'єктами національної безпеки є: людина і громадянин – їхні конституційні права і свободи; суспільство – його духовні, морально-етичні, культурні, історичні, інтелектуальні та матеріальні цінності, інформаційне і навколишнє природне середовище та природні ресурси; держава і її конституційний лад, суверенітет, територіальна цілісність і недоторканність.

Навколишнє природне середовище і природні ресурси є одними із головних об'єктів національної безпеки.

Екологічну безпека створює механізми для запобігання деградації і оздоровлення навколишнього природного середовища, піклування про здоров'я народу, формування соціально-правових та економічних умов, що виключали б завдавання збитків навколишньому середовищу з боку інших країн світу, їх державних структур, підприємців та окремих громадян, підтримання такого стану природного середовища, що забезпечує нормальні умови життєдіяльності населення і суспільного відтворення; запобігання виникненню екологічної загрози; упередження погіршення екологічної рівноваги і виникнення небезпеки для здоров'я людини, суспільства, нації; виявлення джерел екологічного ризику з боку техногенних, економічних, соціальних, політичних структур і шляхів його запобігання; захист природноресурсного і людського потенціалу держави.

Система забезпечення екологічної безпеки України повинна базуватися на здатності держави захищати свої інтереси та реалізовувати свої цілі.

Реалізація цього завдання має сприяти виробленню відповідної політики. Реалізація екологічної політики потребує ефективного функціонування системи законодавства у сфері охорони навколишнього природного середовища, спрямованого на досягнення національних пріоритетів. Основними вимогами до такого законодавства є його відповідність Конституції України, наближення до відповідних директив ЄС, забезпечення впровадження

багатосторонніх екологічних угод (конвенцій, протоколів тощо), стороною яких є Україна. Законодавство має сприяти гнучкому застосуванню відповідних економічних інструментів для стимулювання впровадження інноваційних екологічних технологій, розв'язанню екологічних проблем на місцевому рівні.

Метою національної політики екологічної безпеки України повинна бути стабілізація і поліпшення стану навколишнього природного середовища шляхом інтеграції екологічної політики до її соціально-економічного розвитку; гарантування екологічно безпечного природного середовища для життя і здоров'я людей; впровадження екологічно збалансованої системи природокористування; збереження природних екосистем.

УДК 628.1

ПРОБЛЕМАТИКА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПИТНОЮ ВОДОЮ ПІДПРИЄМСТВ ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Бондар С.М., к.т.н., доцент кафедри екології та природоохоронних технологій,
Чабанова О.Б., к.т.н., доцент кафедри технології молочних, олійно-жирових продуктів та індустрії краси,
Трубнікова А.А., к.т.н., асистент кафедри товарознавства та митної справи
Одеська національна академія харчових технологій

Вода в якості основної або допоміжної сировини використовується в переважній більшості технологічних процесів виробництва харчових продуктів. Практично всі харчові виробництва пов'язані зі споживанням води з водопроводу, свердловини чи колодязів.

У ряді виробництв, пов'язаних з виготовленням бутильованої води, води для дитячого харчування, води для пива та лікеро-горілчаної продукції виникає безліч проблем, пов'язаних з тим, що вихідна вода не є якісною і потребує очистки від різних забруднень.

Вода є унікальним харчовим продуктом. Її основний хімічний склад пов'язаний з розчиненими мінеральними компонентами: макро- і мікроелементами. Воду, яку використовують для виробництва харчових продуктів за призначенням поділяють на технологічну та технічну. До технологічної води відноситься та, яка є сировиною і входить до складу харчових продуктів і напоїв, а також воду, яка безпосередньо контактує з харчовою сировиною в технологічному процесі. До технічної води (або води технічного призначення) відносять воду, яку використовують для забезпечення технологічного процесу на всіх стадіях виробництва харчових продуктів і функціонування підприємстві в цілому. Отже, така вода не має контакту з сировиною, напівпродуктами і готовою продукцією, а використовується для охолодження напівфабрикатів і продуктів, миття виробничих приміщень тощо.

Перш ніж ввести в експлуатацію джерело або свердловину, необхідно отримати дозвільну документацію на провадження діяльності підприємств питного водопостачання, передбачену Законом України "Про питну воду та питне водопостачання", а також мати в наявності експлуатаційний дозвіл виданий ДСанПін України. Кожен матеріал, з якого виготовляють обладнання і допоміжні матеріали, що мають контакт безпосередньо з водою, повинні мати дозвіл МОЗ України для їх використання у виробництві.

Існують також вимоги щодо безпечності та якості питної води, в яких говориться, що вона повинна відповідати таким гігієнічним вимогам: бути безпечною в радіаційному і епідемічному відношенні, мати нешкідливий хімічний склад та сприятливі органолептичні властивості. Гігієнічну оцінку безпечності проводять за показниками епідеміологічної безпеки, санітарно-гігієнічними, радіаційними показниками. Особлива увага звертається на параметри води для дитячого користування.

Більшість важливих показників та їх нормативні значення, які регулює ДСанПін для води вказані у табл.1.

Таблиця 1 – Показники та нормативні значення води

№ з/п	Найменування поепзників	Одиниці виміру	Норматив водопровідної води	Норматив для колодязів та джерел	Норматив фасованої води
1. Органолептичні показники					
1	Запах при Т 20 град. С	Бали	≤ 2	≤ 3	≤ 0
			≤ 2	≤ 3	≤ 1
2	Забарвленість	Градуси	≤ 20	≤ 35	≤ 10
3	Каламутність	Нефелом. один	≤ 1,0	≤ 3,5	≤ 0,5
4	Смак та присмак	Бали	≤ 2	≤ 3	≤ 0
2. Фізико-хімічні показники					
5	Водневий показник	pH	6,5-8,5	6,5-8,5	6,5-8,5
6	Діоксид вуглецю	%	-	-	0,2-0,3
7	Залізо загальне	мг/куб.дм	≤ 0,2	≤ 1,0	≤ 0,2
8	Загальна жорсткість	ммоль/куб.дм.	≤ 7,0	≤ 10,0	≤ 7,0
9	Загальна лужність	ммоль/куб.дм.	-	-	≤ 6,5
10	Йод	мкг/куб.дм.	-	-	≤ 50
11	Кальцій	мкг/куб.дм.	-	-	≤ 130
12	Магній	мкг/куб.дм.	-	-	≤ 80
13	Марганець	мкг/куб.дм.	≤ 0,05	≤ 0,5	≤ 0,05
14	Натрій		≤ 200	-	≤ 200

Проведення розширеного аналізу води та його порівняння з вищевказаною таблицею дає аналітичну інформацію щодо використання певної води на харчовому виробництві. Якщо вода не відповідає вищевказаним нормам, її завжди можна довести до нормативних показників через спеціалізовані системи водоочистки, водопідготовки або промислові системи зворотного осмосу. Варто зауважити, що більшість харчових виробництв окрім заданих норм ДСанПін використовують внутрішні технологічні норми, які гарантують високу якість та відмінні смакові властивості виробленої продукції.

Література:

1. Закон України “Про питну воду та питне водопостачання” : за станом на 9 верес. 2005 р. / Верховна Рада України. – Офіц. вид. – К. : Парламент. вид-во, 2005. – 36 с.
2. Котляр А. М. Современные проблемы питьевой пресной воды / А. М. Котляр. – Х. : Факт, 2002. – 232 с.
3. Мазаев В. Т. Контроль качества питьевой воды / В. Т. Мазаев, Т. Г. Шлепнина, В. И. Мандрыгин. – М. : Колос, 1999. – 168 с
4. Екологічна ситуація та стан питної води в Україні [Електронний ресурс]. – Режим доступу : URL : http://gorizont-m.com.ua/uk/need-toknow/show/18 . – Назва з екрана
5. Курик М. В. Проблеми якості питної води в Україні [Електронний ресурс] / М. В. Курик, Г. М. Семчук, В. Ф. Скубченко. – Режим доступу : URL : http://aurasvit.com/archives/465 . – Назва з екрана.
6. Руководство по обеспечению качества питьевой воды [Электронный ресурс] / ВОЗ. – Изд. 3-е. – Женева, 2004. – Т. 1. – 121 с. – Режим доступа : URL : http://www.who.int/water_sanitation_health/dwq/gdwq3ruprelim_1to5.pdf . – Название с экрана.

7. Hanson G. Unsafe drinking water: a global problem with a solar powered Solution [Electronic resource] / G. Hanson. – Way of access : URL : http://www.aqua-sun-intl.com/reference-material/198-unsafe-drinking-water-aglobal-problem-with-a-solar-powered-solution . – Title from the screen.

UDC 628.3

RESEARCH OF THE OZONATION PROCESS OF BIOLOGICALLY PURE MUNICIPAL WASTEWATER

Sergii Bondar, Ph.D., Associate Professor of Departments of Ecology and Environmental Technologies
Odessa National Academy of Food Technologies
Olga Shevchenko, Ph.D., Assistant of Department of Obstetrics and Gynecology #1
Odesa National Medical University
Oksana Chabanova, Ph.D., Associate Professor of Department of technology of dairy, oil and fat products and cosmetics
Anastasiia Trubnikova, Ph.D., Assistant of Department of Commodity Science and Customs
Iryna Kuznetsova, Ph.D., Associate Professor of Departments of Ecology and Environmental Technologies
Odessa National Academy of Food Technologies

Urban sewage often comes after treatment with low water exchange capacity. In cities where the industry is a developed, biological treatment in urban wastewater treatment plants is in many cases insufficient in order to effectively remove residual contaminants. The concentration of these substances at the point of discharge of wastewater often exceeds the limit values for reservoirs of economic, drinking and cultural purposes. This is why the deep purification of biologically treated wastewater is a vital process for the environment. This fact started to be f particular importance when among the pollutants are identified heavy oxidizing synthetic surfactants (OSSs), petroleum products, dyes, carcinogens, etc Of particular importance are blastomogenic or carcinogenic compounds, among which polycyclic aromatic hydrocarbons are particularly prominent because of their widespread distribution. Medium is the most dangerous gasoline. The essential sources of pollution of the reservoirs of benzpyrene are municipal wastewater, atmospheric air, production processes accompanied by the spillage of petroleum products and the like.

The main role in these processes is played by hydroxyl radical - an extremely strong oxidizing agent that oxidizes organic compounds by separation of a hydrogen atom: HRH + HO. - HR. + H 2 0. As a result, organic radicals are formed that initiate the chain reactions of oxidation. Sulfur-containing impurities (synthetic detergents, hydrogen sulfide, sulfur dioxide, rhodanides) in water make up a significant proportion in the spectrum of pollutants. All of these compounds are oxidized by ozone. The most actively interact with ozone those in which the molecule has a double bond C = S. Oxidation of impurities in the treatment of wastewater with ozone does not exhaust the entire spectrum of its action. Inhibiting the growth of bacteria, viruses, algae and other aquatic organisms, ozone acts as a disinfectant.

Toxicological studies of the safety of water ozonation began to develop intensively only in the 80-ies of the last century. This is explained by the difficulty of developing the methodology for such studies, the need to evaluate the toxicity of a very large number of organic impurities, taking into account their mutual influence in different combinations, the influence of the environment and the like.

The analysis of these and other published works shows a great practical experience of ozone application, mainly for wastewater disinfection.

However, the effect of ozone disinfection on many chemical compounds should be noted.

The purpose of the work is to clarify the parameters and establish the feasibility of ozonation of urban wastewater that has undergone biological treatment for deep purification and disinfection.

The purpose of research is to be chieved by solving the following issues:

1. Establishing basic dependencies on ozone treatment to reduce biological and chemical oxygen demand (BOD and COD).

2. Establishment of optimal sewage ozonation parameters.

3. Determination of the main dependencies of wastewater disinfection during ozone treatment.

4. Assessment of the degree of toxicity of the decomposition products of pollutants under the influence of ozone.

5. Determination of the effect of neutralizing carcinogenic compounds in sewage ozonation.

Samples of biologically treated sewage treatment plants in Odesa and the waters of the Khadzhibeev estuary served as objects of research.

The air was supplied to the ozonator by means of a compressor, and then through a rotameter into a mixer with a mechanical stirrer. In the ozonator was the formation of ozone from the oxygen contained in the air. Ozonized air was fed into the tank with sewage, which was continuously mixed with a mechanical stirrer to distribute ozone uniformly over the volume of water. The ozone flow rate was monitored using a rotameter. The ozone dose was determined by the air flow rate and the ozone concentration, taking into account the mixer operating capacity. Stirring was performed at a frequency of 20 min-1 The time of ozone treatment was controlled by a timer. The air was pumped into the ozonator by means of a compressor and then through a rotameter into a mixer with a mechanical stirrer. Ozone dosage was determined by air flow and ozone concentration. Stirring was carried out continuously at a frequency of 20 min-1. The time of ozone treatment was controlled by a timer. Ozonated wastewater was analyzed for contaminants. The results were used to optimize the ozonation process. The ozonized sewage was mixed with the water of the Hadzhibei liman, which served as a natural reservoir to determine the behavior of Clorella. The mixing ratio was 0.25.

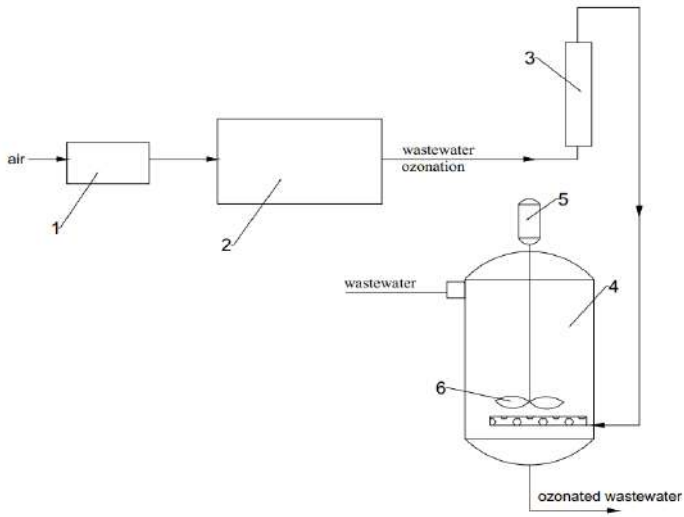


Fig. 1. Scheme of an experimental plant for ozonation of wastewater: 1. Compressor, 2. Ozonizer, 3. Rotameter, 4. Mixer, 5. Electric motor, 6. Mixer.

Mathematical processing of these researches and their planning led to the realization of a full factorial experiment. The results became the basis for optimization by metod ascent steep.

The result is mathematical expressions

$У_1=29,65+2,5* X_1+7,1* X_2-1,75* X_1 X_2$

$У_2=78,3-6,8* Z_1+7* Z_2+3,9* Z_1 Z_2$

Where $У_1$ $У_2$ – COD reduction effect and SSO concentration accordingly.

The results of experimental studies of the destruction of BP in the sewage ozonation are shown in table 4.

Table 4. Experimental data on the effect of reducing the concentration of BP

Indicator	Concentration, mg/l		Ozone doze, mg/l	Duration of treatment, minute	Neutralization effect, %
	Initial	Final			
Example 1	0,5	0,16	3	4	68
Example 2	0,4	0,10	6	8	74
Example 3	0,4	0,08	9	12	78
Example 4	0,5	0,09	12	16	81
Example 5	0,6	0,11	15	16	82

Obviously in order to effectively reduce the concentration of carcinogenic compounds, wastewater should be treated for at least 4 minutes with a minimum ozone dose of 3 mg /l. if the dose of ozone is increased to 12 mg / l, while increasing the duration of treatment, the effect of BP neutralization is 80-81 %. Interestingly, the additional increase in dose and duration had little effect on the residual BP concentration (sample 5).

Laboratory studies have confirmed the feasibility of ozonation of biologically treated wastewater to neutralize pollutants and disinfect. Depending on the choice of basic ozonation parameters, mathematical experimental design and optimization were obtained. For major pollutants the optimal ozone treatment parameters are a dose of ozone of 20-25 mg / l for a duration of 15 minutes.

In this case, it is possible to achieve a reduction of contamination rates for COD by 40%, BOD_5 by 65%, suspended solids by 65%, SSO by 90%, phenols ha 40%.

It is established that ozonation leads to effective disinfection of wastewater at a dose of 3 mg / l ozone for 4 minutes. Ozonation products have been found to be non-toxic to typical Chlorella pyrenoidosa water bodies. Studies of several wastewater samples containing 0.4-0.6 μg / l benzpyrene after ozonation showed a 68-82% destruction effect. Carcinogens depending on processing parameters. Further studies on the prospect of municipal wastewater ozonation may relate to seeking to reduce the economic performance of the treatment process.

Bibliographic references and notes

1. O.M. Ivanko, L.I. Bidenko. Modern methods of wastewater disinfection (literature review) / O.M. Ivanko, L.I. Bidenko // Problems of military health care. - 2012. - Ed. 33. – P.137-150.

2. Debordea, Mand von Guntena, U 2008,‘Reactions of chlorine with inorganic and organic compounds during water treatment—Kinetics and mechanisms: A critical review’,Water Research,Vol. 42, pp. 13–51.

3. Li, D, Zeng, S, Gu, A, He, M and Shi, H 2013,‘Inactivation, reactivation and regrowth of indigenous bacteria in reclaimed water after chlorine disinfectionof a municipal wastewater plants’,Journal of Environmental Science, Vol. 7, pp1319-1325.

4. Z.F.Solovieva. Environmental aspects of water treatment with chlorine dioxide / Z.F.Solovieva, I.O.Maliuchenko // Scientific Note of NaUKMA. Biology and ecology - 2005. - T. 43.- C. 69-71.

5. Ozonation as a process in wastewater treatment technology / V.P.Ushchenko, Y.V.Popov, S.V.Pavlova, E.V.Baeva // Online newspaper VolgSAAU. Ser.: Politica. 2011. - Ed. 3(17). –Access mode: www.vestnik.vgasu.ru

6. A.M. Yusuphuzhaeva. The use of ozone for the purification of industrial wastewater that has undergone biological treatment // Young scientist. — 2017. — №23.2. — P. 14-16. — URL https://moluch.ru/archive/157/44482/

7. Silva, G.H.R,Daniel, L.A, Bruning, H,Rulkens,W.H 2010, 'Anaerobic effluent disinfection using ozone: Byproducts formation', Bioresource Technology, Vol. 18, pp. 6981 –6986.

8. Removal of Organic Content and Color from Secondary Treated Wastewater in Reference with Toxic Potential of Ozone During Ozonation /Smriti Tripathi, Devendra Mani Tripathi and B D Tripathi // Hydrol Current Res 2011, 2:1. http://dx.doi.org/10.4172/2157-7587.1000111.

9. Biotechnology in fish farming. Growing live feed: guidelines for laboratory studies / T.V.Portnaia, U.M.Saltanov. – Gorki: BSAU, 2015. – 36 p.

УДК 663.549

ТЕХНОЛОГІЧНІ РІШЕННЯ З ВИДІЛЕННЯ, ОЧИЩАННЯ ТА ЗБЕРІГАННЯ СОКУ ЦУКРОВОГО СОРГО ДЛЯ ПОДАЛЬШОЇ ФЕРМЕНТАЦІЇ З МЕТОЮ ОТРИМАННЯ БІОЕТАНОЛУ

Володько О.І., Циганков С.П., д-р. техн. наук, старш. наук. співроб.
Державна установа «Інститут харчової біотехнології та геноміки Національної академії наук України», вул. Осиповського 2а, Київ, 04123, volodko@ua.fm

Для суттєвого збільшення частки відновлювальних джерел енергії Україна, як аграрна країна, має величезний потенціал заснований на переробці фітомаси енергетичних культур. Вирощування енергетичних культур та отриманням продукту з доданою вартістю (біопалив) стимулюватиме розвиток сільськогосподарських територій, збільшить енергонезалежність країни та зменшить викиди парникових газів від викопного палива. Перспективною рослиною в цьому плані є цукрове сорго – має найбільший вихід легкозасвоюваних цукрів з гектару серед культур, що вирощуються в Україні, невибаглива до ґрунтів, посухостійка [1]. Із стебел сорго отримуємо сік, що містить цукри, далі спиртове зброджування та дистиляція етанолу, який використовується в якості рідинного біопалива. Для максимального виходу спиртів в результаті бродіння важливо оптимізувати отримання соргоцукрового соку із стебла рослини. Технологія повинна передбачати максимальне збереження цукрів у сировині, видалення в процесі очищення соку високомолекулярних сполук, що заважають технологічним операціям, та мінімальні енергозатрати.

Існують два методи вилучення цукрів із стебел сорго: механічне відтискання соку із стебел за допомогою різних пресів (вальцевих, шнекових та ін.) та дифузійне вилучення розчинником – гарячою водою. Схема вилучення соку із стебел сорго можна реалізовувати в різних варіантах [2]. Кількість вальцевих станків (від 1 до 8 шт), витрата екстрагента, схема руху продуктів на цій ділянці можуть відрізнятися. Втрати цукру при відтисканні соку на вальцях складають 4-6% від початкового вмісту його в стеблах. При застосуванні дифузійних батареях, втрати цукрів менші – 2-2,5%, але збільшується трудомісткість, витрати на устаткування, сік більш розбавлений, має темніший колір.

Встановлено, що зелене листя вносить у сік органічні сполуки, які надають йому гіркуватого присмаку, підвищують забарвленість та знижують кислотність, а залишок зернової волоті додатково вводить в сік надлишкову кількість крохмалю, якій створює значні труднощі в процесі фільтрування розчинів і, як наслідок, зменшує вихід та погіршує якість. Сорговоцукровий сік, отриманий із стебел разом з листям відрізняється пониженою чистотою та якістю. [1, 3-5].

Кращій вихід дають вальцеві станки, коли перед відтисканням на останніх по ходу руху вальцях стебла сорго промивають невеликою кількістю гарячої води (10-15% по масі стебел, що надходять на перероблення). Відтиснута на останніх вальцях рідина стікає в проміжний збірник, звідки насосом подається для зрошування біомаси стебел на попередніх вальцях [2]. Рідина, що стікає з цих вальців, передається на попередні. Таким чином, крім відтискання, здійснюється ступінчасто-протитечійне екстрагування розчинних речовин сировини. Концентрований сік із збірника після перших двох вальцевих верстатів подається на вловлювач мезги і далі надходить на стадію очищення та виробництво. Лігноцелюлоза стебла цукрового сорго в процесі відтискування з неї цукровмісного соку піддається гідротермічному впливу, який полегшує подальший ферментативний гідроліз полісахаридів. Завдяки такому обробленню можна отримати частково підготовлену для подальшого перероблення сировину другого покоління (лігноцелюлозу стебел) [6].

При нормальній роботі пресу, і своєчасному збиранні сорго, відтискається біля 50% соку від маси очищеного від листя стебел. [7]. На власноруч сконструйованому лабораторному пресі вихід соку становив 40% від маси очищеного стебла при дворазовому відтисканні [1].

Подальше перероблювання соку полягає в його очищанні від завислих речовин і колоїдів. Очищення може здійснюватися різними шляхами, наприклад: змішуванням з вапняним молоком, з подальшим осаджуванням домішок; видалення білкових компонентів соку шляхом його нагрівання для коагуляції і подальшого відокремлювання протеїнів. В результаті отримуємо прояснений сік із вмістом зброджуваних цукрів 10-16%.

Сік може бути відразу направлений на приготування сусла, або виведений на зберігання у вигляді концентрованого сиропу. Сироп з концентрацією сухих речовин близько 65-70% одержують на багатокорпусних випарних установках [2]. У своїх дослідженнях, для напрацювання вихідного матеріалу – сорговоцукрового соку, використовувався лабораторний вальцьовий прес. Для зберігання сорговоцукровий сік упарювали на роторному випарнику до концентрації 73% СР за рефрактометром.

Якість соку (відношення цукрів до загальної маси СР) залежить від ступеня очищання стебла цукрового сорго перед відтискуванням соку на вальцьових пресах. На рисунку (1, а) показано для порівняння світло-зелений сік (стакан та більша колба – рис. 1а), отриманий за допомогою лабораторного пресу із очищених від листя та волоті стебел сорго, а також більш темний сік (циліндр та менша колба – рис. 1а та 1б), який був отриманий із неочищених стебел зібраних з поля силосним комбайном та вичавленим на промисловому пресі. Стебла збирались та переробляли́сь пізньої осені (листопад), при цьому листя і волоть мали сухий і навіть почорнілий стан. Тому сік на промисловому пресі мав низьку доброякісність (65,0%). При отриманні соку у цей же період з очищених стебел сік має набагато кращі показники – таблиця 1, його доброякісність складала 86,2%.

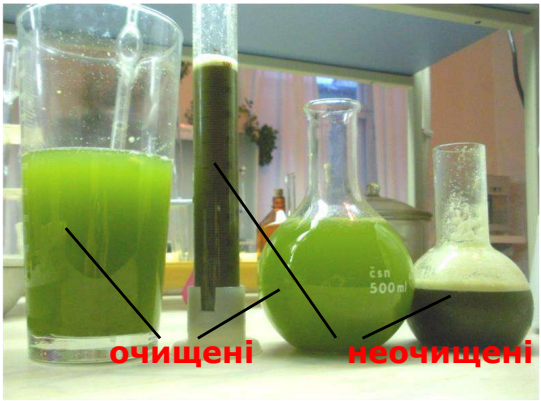


Рисунок 1. – Світло-зелений сік з очищених стебел, та сірий з неочищених стебел

Таблиця 1. – Порівняння якості соку отриманого з очищених та неочищених стебел цукрового сорго

Показник	Сік з очищених стебел	Сік з неочищених стебел
СР (цукрометр), %	11,6±0,6	13,4±0,6
pH	5,7±0,5	5,8±0,5
Кислотність, град	0,05	0,05
Редукуючи р-ни (метод Лейна та Ейнона), %	5,1±0,46	4,3±0,37
Сахароза (метод Лейна та Ейнона), %	4,9±0,45	4,2±0,36
Доброякісність, %	86,2±9,0	65,0±6,7

Сік із неочищених стебел також містить в 2 – 3 рази більше жмиху, який при відстоюванні осідає у вигляді сіро-зеленого осаду (рис. 1б). Осад складається із хлорофілу, білків, целюлози та гранул крохмалю. Верхній шар складається з утвореної піни та завислих легких частинок волоті (рис. 1б). До складу нецукрів соку сорго входять білкові, пектинові та забарвлені речовини. Загальний вміст високомолекулярних сполук у нативному нефільтрованому соку отриманому відтисканням може становити від 10,0 % до 44,0 % від маси сухих речовин.

Результати мікробіологічних показників забрудненості соргоцукрових соків показали, що в соку, отриманому з неочищених стебел, зростає контамінація мікроорганізмами майже в 5 разів. Результати досліджень, наведені в таблиці 2.

Таблиця 2. – Залежність мікробіологічних показників сорговоцукрового соку від очищеності стебла

Соргоцукровий сік	Вміст мікроорганізмів, КУО×10^6/мл		
	Дріжджі	Плісняві гриби	Мезофіли
з очищених стебел	0,03	0,13	1,4
з неочищених стебел	0,15	0,62	3,3

Загалом мікрофлора цукровмісної сировини дуже різноманітна та мінлива. У сировину можуть потрапляти у великій кількості мікроорганізми як під час вилучення цукрів з рослин, так і під час транспортування і зберігання, а також з повітря, води та ін. [8 ,9, 10].

Мікрофлора цукровмісної сировини представлена трьома групами мікроорганізмів: бактеріями, дріжджами і в меншій кількості пліснявими грибами. Однак в умовах сучасного спиртового виробництва можуть розвиватися лише деякі мікроорганізми. Сторонні мікроорганізми для спиртового бродіння особливої безпеки не становлять. Більшість бактерій

гинуть і не становлять загрозу для біоетанольного виробництва. Цьому сприяє висока концентрація сухих речовин у поживному середовищі, низькі pH і етиловий спирт, який накопичується у поживному середовищі. Найбільш небезпечні для спиртового виробництва є різноманітні кислотопродукуючі бактерії, особливо молочнокислі, для яких характерна висока кислото- та спиртостійкість [9].

За даними американських вчених свіжий сік, отриманий із цукрового сорго містить 10^8 мікроорганізмів на мл. Домінантною бактерією є *Leuconostoc mesenteroides* [8]. Інші мікроорганізми *Lactobacillus,* дріжджі та непатогенні бактеріальні коки, кожний з яких складає приблизно 1 % від популяції мікроорганізмів. Також у незначній кількості присутні плісняві гриби. Псування соку супроводжується появою кислого запаху, знебарвленням та піноутворенням. Псування супроводжується зниженням pH з 4,9 до 4,5. Сік можна зберігати впродовж 14 днів при 4 °С при своєчасному заморожуванні без втрат його якості.

L. mesenteroides – гетероферментативні коки, які оточені щільною капсулою, завдяки чому лейконосток витримує навіть нетривале кип'ятіння чи нагрівання до температури 90 °С. У рідинному середовищі, яке містить сахарозу, *L. mesenteroides* утворює декстрин, що спричиняє утворенню густого слизу. Ефект пастеризації при температурі 85–90 °С для сорговоцукрового сиропу або меляси, що інфіковані молочнокислими та споротворюючими бактеріями, ледве відчутний. Після неї залишається значна кількість кислотоутворюючих бактерій. Практично повна стерилізація досягається при температурах 120–130 °С протягом короткого часу – біля однієї хвилини [9].

При перевірці тривалості зберігання нативного сорговоцукрового соку встановлено, що через добу зберігання сік набув желеподібного стану, що пов'язане з інтенсивним розвитком мікроорганізмів, падінням pH та розкладом цукрів (таблиця 3). Таким чином, було встановлено, що клітинний сорговоцукровий сік з очищених стебел без суттєвих змін його якості може зберігатися лише протягом 10 – 16 годин. Проблеми зберігання цукрів сорго вивчалися в роботах [5, 11-14].

Виходячи з того, що зберігання стебел цукрового сорго обмежене, а сік зовсім не придатний до зберігання потрібно його консервування. Для нетривалого зберігання та знезараження можна використовувати пастеризацію або стерилізацію. Так у роботі [14] виділяють метод – нагрівання соку при 90 °С протягом 2 хв. із наступним зберіганням при 35 °С. При цьому термін зберігання соку сорго без втрат технологічних якостей збільшився до 21 доби. Для тривалого зберігання рекомендуємо метод концентрування соку шляхом випаровування у вакуум-випарних апаратах. Завдяки цьому досягається підвищення концентрації сухих речовин і мікроорганізми не здатні розвиватися на концентрованому субстраті, який спричиняє високий осмотичний тиск. Апаратурне оформлення способу вилучення сорго цукрового соку із стебла рослини залежить від вибору між допустимими втратами цукрів і вартістю устаткування.

Таблиця 3. – Зміна якості сорговоцукрового соку при зберіганні

Строк зберігання, годин	Показники	
	pH	Масова частка цукрів , %
Вихідний сік	5,7	12,2±1,0
2	5,7	12,2±1,0
4	5,7	12,3±1,0
6	5,7	12,3±1,0
8	5,7	12,2±1,0
10	5,6	11,9±1,0
16	5,4	11,5±1,0
20	5,2	10,2±0,8
24	4,4	8,2±0,7
48	2,6	4,1±1,0

Інформаційні джерела

1. Володько А.И., Новак А.Г., Цыганков С.П. Изучение возможности использования сахарного сорго в качестве источника сырья для производства биоэтанола. // Відновлювана енергетика, № 2 (33), 2013, с. 85-91.

2. Цыганков С.П. Биоэтанол. Киев: НПП «Интерсервис», 2010 – 160 с.

3. Гутгерц Н.И. Производство сорго-сиропа / Н.И. Гутгерц, Н.С. Новиков, Н.А. Новиков; под.ред. Н.И. Гутгерц. – Днепропетровск, 1953. – 6с.

4. Mengoni O. Sorgo zuccherino e I suoi sciroppi / O.Mengoni // Lindustria saccarifera italiana Italy, № 1(69), 1976, p 5–10.

5. Григоренко Н.О. Удосконалення технології харчового сиропу із цукрового сорго.: Дис…канд. техн. наук. – Київ: НУХТ, 2010. – 149 с.

6. Циганков С.П, Володько О.І. та ін. Розробка та випробування технології комплексного трансформування вуглеводного складу рослинної сировини у біоетанол // Наука та інновації, № 4, Т. 9, 2013, С. 47 – 61.

7 Востоков А.И. О промышленном использовании соков стеблей многолетнего сорго и гибрида теплолюбивого топинамбура с подсолнечником для производства пищевой патоки / А.И. Востоков, Н.В. Виноградов // Отчет ЦИНС. – М.: – 1949. – 35с.

8. Mark A. Daeschel, J. Orvin Mundt, and Ivon E. McCartyv. Microbial Changes in Sweet Sorghum (Sorghum bicolor) Juices - Applied and environmental microbiology, 2(42), 1981, p.381-382.

9. Технология спирта / В.Л.Яровенко, В.А.Маринченко, В.А.Смирнов и др.; Под ред. проф. В.Л.Яровенко. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Колос, 1996. – 464 с.

10. Phowchinda 0., Delia-Dupuy M.L. and Strehaiano P. Alcoholic Fermentation from Sweet Sorghum : Some Operating Problems // The 9th Annual Meeting of the Thai Society for Biotechnology and the 2nd JSPS-NRCT-DOST- LIPP-VCC Seminar on Biotechnology : An Essential Tool for Future Development, Suranaree University of Technology, 19-22 November 1997, Thailand.

11. Dimple K. Kundiyana, Danielle D. Bellmer, Raymond L. Huhnke, Mark R. Wilkins, Claypool P.L. Influence of temperature, pH and yeast on in-field production of ethanol from unsterilized sweet sorghum juice // Biomass and bioenergy. 2010. Vol. 34, 10(34), 2010, p. 1481 – 1486.

12. William R. Gibbons, Carl A. Westby and Thomas L. Dobbs. Intermediate scale, semicontinuous solid-Ppase fermentation process for production of fuel ethanol from Sweet Sorghum // Applied Environmental Microbiology, 1(51),1986, p. 115–122.

13. Xiaorong Wu, Scott Staggenborg et al. Features of sweet sorghum juice and their performance in ethanol fermentation// Industrial Crops and Products, 1(31),2010, p. 164–170.

14. Ganesh Kumar C., Srinivasa Rao P. et al. Enhancing the Shelf Life of Sweet Sorghum [Sorghum bicolor (L.) Moench] Juice Through Pasteurization While Sustaining Fermentation Efficiency// Sugar Tech., 15(3), 2013, p. 328–337.

IMPROVING THE TECHNOLOGY OF SOIL TREATMENT, CONTAMINATED BY HEAVY METALS USING SOIL AMENDMENTS

E.Zaitseva
Odessa National Academy of Food Technologies, ONAFT, Odessa, Ukraine
E-mail:elina.zaitseva@student.yncrea.fr

Abstract. The purpose of the study is to investigate the effect of various organic and inorganic soil amendments on the degree of purification of soils contaminated with heavy metals (HM). The focus was on biological - "soft" methods

in terms of environmental impact, as a way to remediate the soil in situ in order to clean the soil from HM. The scientific novelty of the work is to determine the effectiveness of the use of soil amendments for cleaning soils from HM.

Key words: heavy metals, decontamination, immobilization, soil purification, bioaccumulation, soil additives, in-situ treatment, soft methods, complexes sorbent-metal.

Soils perform the most important functions in all terrestrial ecosystems, so the ecological and geochemical state of the soil cover determines the stability of the Earth's biosphere - a necessary condition for human survival. Since the man-made load on soils leads to their degradation and reduced quality (quality and productivity indicators: particle size distribution, the presence of humus, plant nutrients, water and heat regimes; the degree of erosion, salinity, acidity, salinity, pollution, etc.), so for preservation of the biosphere is extremely important to keep the soil in a satisfactory condition. The soil can be compared to a natural filter, which detects the ingress of various pollutants, among which the most dangerous are HM [1]. They pose a great danger to both humans and natural and agricultural ecosystems, because these elements accumulate quickly in the soil, but their removal from the soil takes much longer time, which affects the change of soil's characteristics and leads to partial or complete reduction of their quality [2].

All methods of detoxification (removal) of HM are classified into physical, chemical and biological. The use of physical detoxification (removal and disposal of the contaminated layer, soil washing, electro-remediation) is quite limited. More common methods is the chemical detoxification, which is carried out by the interaction of HM cations with chemical components of the soil by the reactions of hydrolysis, oxidation - reduction, chemical sorption, etc. Phytoremediation consists of two fundamentally different strategies: phytoextraction - growing plants-hyperaccumulators, capable of removing HM in significant quantities, and, conversely, phytostabilization - tolerant plants to a level of soil contamination of 1.5 MPC [3]. In more detail, among the measures of detoxification of soils contaminated with HM should be noted such as liming, application of organic fertilizers, use of natural and artificial sorbents, clay, application of soil amendments, bioremediation, phytomelioration, washing, removal of contaminants and others. [4]. The most promising in our opinion, is the use of soil amendments.

As proved by our study (table 1), the application of amendments at the rate of 40 g kg^{-1} to control reduced the concentration (C) of Cd by 40% and 36% after the Cm and BM application respectively, which proves the effectiveness of their use for purification soils with high concentrations of Cadmium. The treatment of contaminated soil by using Cm + BM as a single combined soil amendment reduced the concentration of mobile form of Cadmium in the experiment 3 by 68%, which is the best result obtained.

Table № 1

Concentration of Cadmium in soil

Control (contaminated soil)	Experiment 1: control + compost (Cm)	Experiment 2: control + bone meal (BM)	Experiment 3: control + Cm+ BM
C(Cd) = 2.5MPC	C(Cd) = 1.5MPC	C(Cd) = 1.6MPC	C(Cd) = 0.8MPC

Therefore, the use of various of soil amendments and their combinations is an effective way to reduce the mobile forms of Cd in the soil.

References

1. Ginn T.R. Processes in microbial transport in the natural surface/T.R. Ginn//Wat. Res. 2002. Vol. 25. P.1017-1042.

2. Jaanssen C.R. Environmental risk assessment of metals: tools for incorporating bioavailability/ C.R Jaanssen/D.G. Heijerick/K.A.C. DeShamphelaere/H.E. Allen //Environ. Int. 2003. Vol. 28. P.793-800.

3. Шматков Г.Г., Яковишина Т.Ф. Детоксикація техногенно забруднених важкими металами ґрунтів – шлях до одержання екологічно чистої продукції/Г.Г. Шматков, Т.Ф. Яковишина//Зелена економіка: перспективи впровадження в Україні: Матеріали міжнародної конф. К., 2012. (С.295-298).

4. Ступин Д.Ю. Загрязнение почв и новейшие технологии восстановления./Д.Ю. Ступин. Петербург: Лань, 2009.(С.432).

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОЧИЩЕННЯ ГРУНТІВ, КОНТАМІНОВАНИХ ВААЖКИМИ МЕТАЛАМИ, ЗА ВИКОРИСТАННЯМ ҐРУНТОВИХ ДОБАВОК

Гаркович О.Л., к.б.н., доцент; Зайцева Е.Ю., магістрант
Одеська національна академія харчових технологій

Ґрунти виконують найважливіші функції у всіх наземних екосистемах, тому еколого-геохімічний стан ґрунтового покриву визначає стійкість біосфери Землі – необхідної умови

виживання людства. Оскільки техногенне навантаження на ґрунти призводить до їх деградації та зниження бонітету (показників якості і продуктивності: гранулометричний склад, наявність гумусу,елементів живлення рослин, водний і тепловий режими; ступінь еродованості, засоленості, кислотності, солонцюватості, забрудненості та ін.), тому для збереження біосфери надзвичайно важливим є зберегти ґрунтовий покрив у задовільному стані.

Ґрунт можна порівняти з природним фільтром, який уловлює потрапляння різних полютантів, в числі яких найнебезпечнішими є важкі метали (ВМ). Саме антропогенна діяльність являється причиною забруднення навколишнього природного середовища. До основних забруднюючих ВМ галузей промисловості відносять: кольорову та чорну металургії, енергетику та хімічну промисловість. Хоча ВМ присутні в ґрунті як природні домішки, але причини підвищення їх концентрацій пов'язані саме із антропогенною діяльністю.

ВМ являють велику небезпеку, як для людини, так і для природних і сільськогосподарських екосистем, бо дані елементи досить швидко накопичуються в ґрунті, але дуже довго з нього видаляються, що впливає на зміну характеристик ґрунту та призводить до часткового або повного зниження бонітету. Ці елементи мають властивості біоакумуляції у клітинах живих організмів як рослин, так і людей. Збільшення концентрації металів в ґрунті підвищує шанс їх біодоступності тому, що водорозчинна форма металів (рис.1) без труднощів потрапляє в ґрунтовий розчин, а потім по коріннях в рослини, або осаджується до ґрунтових вод, що в подальшому призводить до контамінації ВМ харчового ланцюгу різними шляхами. Так, як високі концентрації ВМ (як приклад Кадмію(Cd)), являються отрутою для людей, тому забруднення навколишнього середовища ВМ являється вкрай небезпечно.

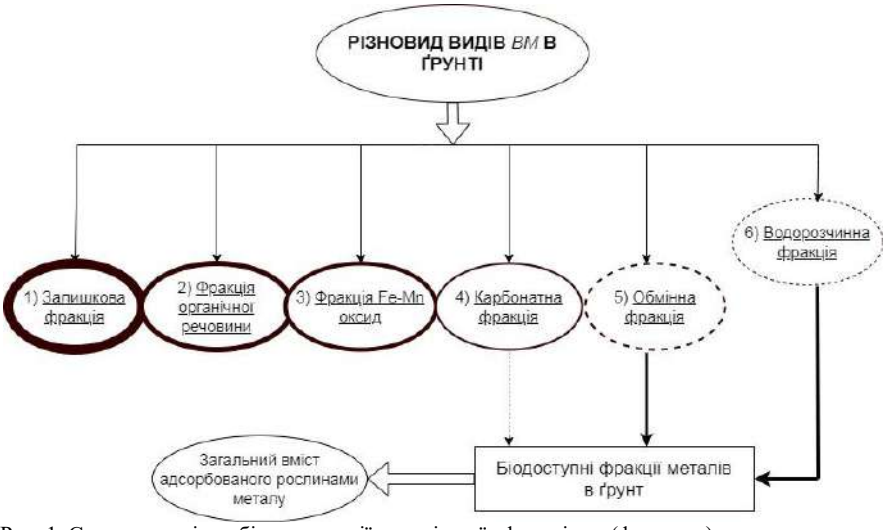


Рис. 1. Схема механізму біоакумуляції металів за їх фракціями (формами)

Всі методи детоксикації (видалення) та дезактивації ВМ класифікують на фізичні, хімічні та біологічні. Метод іммобілізації ВМ за допомогою внесення ґрунтових добавок викликає зацікавленість. Первісним призначенням внесення ґрунтових добавок являється - відновлення функціональності ґрунту (родючість ґрунту), але також доведено, що застосування органічних, чи неорганічних ґрунтових добавок (наприклад, цеолітів, кісткової муки, різних компостів, вапна та ін..) перетворює іони металів у більш стійкі форми за

допомогою сорбції, осадження, хімічної адсорбції та іонообміну, утворює стійкі метало-комплекси, що робить їх також застосовними до іммобілізації важких металів в ґрунті.

Не існує єдиного способу звільнення ґрунтів від забруднень важкими металами, тому як це залежить від фізико-хімічних характеристик ґрунтів, кліматичних умов, та багато іншого. Так як будь-який спосіб закріплення важких металів у ґрунті має свій термін дії, рано або пізно частина ВМ знову почнуть надходити у ґрунтовий розчин, а звідти у живі організми, якщо не проводити постійне додовання із часом ґрунтових добавок. Саме тому дуже важливо об'єднувати методи ремедіації для того, щоб удосконалити способи очищення ґрунтів від ВМ. Наприклад, можна застосовувати фіторемедіацію із поєднанням з компостом, оскільки компости лише іммобілізують метали, не видаляючи їх. Фіторемедіація – як один із способів методу біологічної очистки ґрунту видаляє з нього ВМ, вбираючи їх у коріння та пагони гіперакумуляторних рослин, тому в комбінації ці два методи можуть продемонструвати кращі результати щодо дезактивації рухливих форм іонів ВМ.

Щодо удосконалення методу іммобілізації ВМ в ґрунті, нами рекомендовано внесення ґрунтових добавок із різними властивостями (вміст органічних речовин, фосфатів, та ін..) в їх кращих комбінаціях, що в результаті буде стимулювати їх іммобілізуючи дію на іони ВМ. Як наприклад безперервне внесення вапна, змішаного з органічним гнієм або фосфатним добривом, може стати дуже ефективним та поширеним засобом для запобігання біоаккумуляції Cd рослинними продуктами харчування.

Список літератури:

1.GinnT.R. Processes in microbial transport in the natural surface.Wat. Res. 2002. Vol. 25. P.1017-1042.

2.Jaanssen C.R., Heijerick D.G., DeShamphelaere K.A.C., Allen H.E. Environmental risk assessment of metals: tools for incorporating bioavailability. Environ. Int. 2003. Vol. 28. P.793-800.

4.Шматков Г.Г., Яковишина Т.Ф. Детоксикація техногенно забруднених важкими металами ґрунтів – шлях до одержання екологічно чистої продукції. Матеріали міжнародної конференції «Зелена економіка: перспектививпровадження в Україні». К., 2012. С. 295-298.

5.Ступин Д.Ю. Загрязнение почв и новейшие технологиии восстановления. Петербург: Издательство «Лань»,2009. .432 с.

УДК 621.3

МОЖЛИВІ ШЛЯХИ ВИРІШЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПРОБЛЕМ ЕНЕРГЕТИКИ

Лужанська Г.В., к.т.н, доц.; Чефтєлов І.О., магістр; Климчук І.О, студент
Одеський національний політехнічний університет

Органічне і атомне паливо, водні ресурси - це основні існуючі енергетичні ресурси планети Земля, за рахунок яких стабільно тримається економіка України.

Використовуючи водні ресурси та енергію розпаду атомного ядра відбувається вивільнення енергії, яку перетворюють в електричну. Органічне традиційне паливо переробляється не тільки в електричну енергію, а і в теплову. Однак, при звільненні енергії, особливо органічного палива, відбувається значне забруднення навколишнього середовища. Енергетика впливає на атмосферу, гідросферу, літосферу і кріосферу. У теплоенергетичному господарстві основне джерело забруднення - теплові електростанції, підприємства і установки паросилового господарства, тобто ті підприємства, робота яких пов'язана з використанням

спалювання різних видів спалювання органічних видів палив. Крім газоподібних викидів золи, сірчистого ангідриду, оксидів азоту, п'ятиокису ванадію, бензопирена), чадного і вуглекислого газів в навколишнє середовище, енергетика і теплоенергетика забруднює його і твердими відходами, такими як зола і шлак. При цьому забруднення можна поділити на глобальне, локальне і регіональне [1].

Світовий досвід використання атомних електростанцій довів, що дане устаткування не значно забруднює навколишнє середовище, проте аварія на Чорнобильській атомній станції в 1986 році вказала всій світовій спільноті головну екологічну небезпеку АЕС. Хоч ймовірність таких аварій в сучасному світі людство намагається мінімізувати на існуючих працюючих атомних станціях, але їх виникнення, на жаль, не виключено.

До основних проблем енергетики відносять нерівномірність розподілу енергоресурсів по території планети, і відповідно, постійне підвищення їх вартості.

Викиди в атмосферу, що викликає сильне забруднення, негативно впливають на клімат планети, постійно підсилювая парниковий ефект.

Одним з варіантів виходу з даної ситуації є розробка та виконання концепцій енергозаміщення та енергозбереження [2].

Концепція енергозбереження полягає в підвищенні ефективності використання енергоресурсів на всіх етапах життєвого циклу: від пошуку - розвідки - видобутку до виробництва з них електричної і теплової енергії - транспортування енергії до віддалених споживачів - її розподілу і, нарешті, - споживання.

Концепція енергозаміщення означає поступовий перехід від традиційного палива (газу, вугілля, нафти, урану) до нетрадиційних відновлюваних джерел енергії, а також освоєння нових технологій отримання електричної та теплової енергії, які можуть суттєво змінити вигляд енергетики та зняти чи зменшити гостроту існуючих проблем - ресурсних, екологічних і геополітичних.

Для вирішення екологічних проблем існують різні засоби, які дозволяють істотно зменшити негативний вплив енергетичних об'єктів на навколишнє середовище:

- освоєння і пошук нетрадиційних альтернативних джерел енергії;
- застосування енерго- і ресурсозберігаючих технологій, а також прагнення до підвищення енергоефективності роботи різних підприємств і установок.

Інформаційні джерела

1. https://rep.bntu.by/
2. https://cyberleninka.ru

УДК 579.088

УДОСКОНАЛЕННЯ ЕКОБІОТЕХНОЛОГІЇ ОТРИМАННЯ ВОДНЮ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

Ляліна А.В. – студентка 2-го курсу магістратури, спеціальності 101 «Екологія», Одеська національна академія харчових технологій
Кузнєцова І.О., к.т.н., доцент, Одеська національна академія харчових технологій

Водень є екологічно безпечним та високоенергетичним паливом, тому дешеві та ефективні методи отримання водню безперечно потребують розробки та дослідження.

Отриманню водню біотехнологічними методами, за використання мікроорганізмів зараз приділяється досить велика увага. Мікроорганізми- продуценти біоводню можуть бути як автотрофними, так і гетеротрофними [1]. Використання саме сонячного світла, як джерела

енергії для отримання водню є дуже перспективним, оскільки Сонце є унікальним, фактично нескінченним і безкоштовним джерелом енергії.

Водень, джерелом енергії для отримання якого є сонячна енергія, утворюють зелені водорості Chlamydomonas reinhardtii, в яких при сірчаному голодуванні відбувається перехід до анаеробних умов існування і пригнічення функціонування фотосистеми II, що призводить до виділення водню. Розроблено модельні біохімічні системи біофотолізу води, на основі виділених з рослинних клітин хлоропластів або, навіть синтетичних аналогів хлорофілу [1,2].

В мікробних паливних елементах, також можливе отримання водню за використання сонячної енергії. Одним зі шляхів є використання зелених водоростей в якості біологічних агентів. Електрони і протони, які мікроорганізми передають в зовнішнє середовище – це електрони, які утворюються при функціонуванні фотосинтетичного ланцюга переносу електронів [3].

Отримання водню в фотобіоелектрохімічній системі (ФБЕХС) відбувається за використання сонячного світла, як джерела енергії. Така система, являє собою мікробний паливний елемент анод якого колонізований мікроорганізмами, що генерують електрони і протони, а катод виготовлений з фотокаталітичного матеріалу, наприклад, напівпровідникового [4]. Під дією сонячного випромінювання, електрони, які генеруються у зоні провідності напівпровідника можуть відновлювати протони у католіті [4], в той час як дірки у валентній зоні рекомбінують з електронами, які були генеровані на аноді мікроорганізмами.

Використання напівпровідникових матеріалів для асиміляції сонячної енергії набагато ефективніше ніж використання автотрофних мікроорганізмів, оскільки такою системою перетворення енергії легше керувати. А поєднання фотоелектрохімічної асиміляції сонячної енергії з мікробним метаболізмом, яке можливе в ФБЕХС, може стати новим кроком на шляху розвитку водневої енергетики.

Література:

1. Щурська К.О. Способи продукування біоводню / К.О. Щурська, Є.В. Кузьмінський // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2011. – № 3. – С. 105–114.
2. Балашев К. П. Фотокаталитическое преобразование солнечной энергии / К. П. Балашев. – Сороссовский образовательный журнал.– 1998. – № 8. – С. 95–112.
3. Кузьмінський Є. В. Біоелектрохімічне продукування електричної енергії та водню / Є. В. Кузьмінський, К. О. Щурська, І. А. Самаруха. – К.: Видавничий дім Комп’ютерпрес, 2012. – 226 с.
4. Кузьмінський Є. В. Біоелектрохімічне продукування електричної енергії та водню / Є. В. Кузьмінський, К. О. Щурська, І. А. Самаруха. – К.: Видавничий дім Комп’ютерпрес, 2012. – 226 с.

UDC 632.14.3

RECYCLING AND THE USE OF FOOD WASTE

M.M. Madani, Ph.D, Associate Professor of EandET;
A.O. Tkachenko, student (anastasiafox8@gmail.com)
Odessa National Academy of Food Technologies

According to the Food and Agriculture organization of the United Nations, a third of food produced worldwide is not consumed for its intended purpose, but is discarded. There are 1.3 billion

tons of food in dumpsters and landfills every year, most often greengrocery. People are also throwing away bread and leftover cooked food, with the number of hungry people in the world reaching 1 billion.

There are many technologies for recycling food waste that can be applied in Ukraine. But the world produces enough food to provide each person with 4 thousand calories per day. A third of the food on Earth doesn't reach our tables for one reason or another. This can be an excess of harvest, loss during transportation, a lot of products go to waste at the level of catering or shops. These problems are also relevant for Ukraine. According to the Ministry of Natural Resources and environmental protection, 450 thousand tons of biological waste are emitted per year [1].

Food waste is food that has lost its consumer properties when it is used, processed or stored. In production, these are rejected raw materials that have lost value and do not meet state standards. In small quantities, they do not pose a danger to humans, but if they are not disposed of, they become a breeding ground for microorganisms and can cause an epidemic. The environmental harm caused by the endless waste of food resources is enormous. Therefore, we are developing technical solutions that will allow us to dispose of food waste without compromising the environment.

Advanced technological methods convert this waste into energy, food for animals and fertilizers. Some things just need to be optimized [2]. So, shredders of organic waste are popular. Dispatchers are seen as a possible full-fledged part of the waste management system, and the state has real opportunities to make shredders familiar to most people. For example, in Philadelphia (USA), dispensers are installed in all new residential buildings. It has a number of disadvantages -energy consumption and requires additional use of water, and the unit itself will eventually have to be disposed of somehow. But the combination of advantages and disadvantages, it wins the classic method of getting rid of organic residues.

Our household habits also affect the amount of food waste [1]. You can reduce their number at home in different ways: plan a menu for a few days in advance, cook less food, adapt recipes to your needs and capabilities, store fruits and vegetables correctly. You can hang in the kitchen "reminder" about what products should be stored in the refrigerator in the kitchen, and what – at room temperature, it will help to store fruits and vegetables longer. However, there is still a long way to go towards the rational use and harmless processing of surplus food. But in our opinion, Ukraine should more actively address this economic, social and environmental problem both at the state and at the household level [2].

BIBLIOGRAPHY

1. Бобович, Б. Б. Переработка отходов производства и потребления / Б. Б. Бобович, В. В. Девяткин. – Минск : Амалфея, 2000. – 496 с.
2. «Измельчители создают больше проблем, чем решают». Что делать с органическими отходами в Украине. – Режим доступу: http://greenbelarus.info/articles/25-02-2019/izmelchitelisozdayut-bolshe-problem-chem-reshayut-chto-delat-s-organicheskimi.

УДК 606:664

УДОСКОНАЛЕННЯ БІОТЕХНОЛОГІЇ ОЧИЩЕННЯ ОБОРОТНИХ ВОД РИБНИЦЬКИХ ГОСПОДАРСТВ

Пашняк А.В., магістрант, Крусір Г.В., д.т.н., проф.
Одеська національна академія харчових технологій

Природокористування без урахування екологічних обмежень веде до комплексного порушення стану навколишнього природного середовища (НПС), трансформації природних

екосистем. Це, у свою чергу, погіршує якість природних ресурсів і умови життя людини. Особливо структуру актуальною ця проблема є для прісноводних екосистем, як і є джерелом водних та біотичних ресурсів, осередками біорізноманіття, проте поступово деградують умовах незбалансованої господарської діяльності.

Взявши до уваги досвід у сфері аквакультури найбільш розвинених європейських та азійських держав сьогодні Україна формує нові засади розвитку вітчизняної аквакультури. Суть її полягає у запровадженні ефективних ринкових механізмів виробництва, збільшенні сектору малого та середнього приватного підприємництва (в тому числі рибницьких господарств сімейного типу), застосування новітніх ефективних ресурсо заощадних технологій вирощування живої риби та інших гідробіонтів. Ймовірно за таких обставин сегмент великих повносистемних рибницьких господарств, які працюють за принципом «від ікринки до товарної риби» буде скорочуватися, водночас сегмент малого та середнього виробника, який спеціалізується лише на товарному вирощуванні (від зарибка до риби товарної ваги) збільшуватиметься; відбуватиметься також фрагментація виробництва в залежності від зовнішніх умов території, потреб ринку, асортименту продукції та цінової політики.

Технології інтенсивного вирощування риби у замкнутих штучно створених аквасистемах – установках із замкнутим водопостачанням (УЗВ) та системах з оборотним водопостачанням (СОВ) вважають найперспективнішими, оскільки вони характеризуються найвищим виходом продукції з одиниці виробничих площ при мінімальних обсягах скиду забруднень у природні водойми.

Технологію багатостадійного біологічного очищення оборотної води УЗВ розроблено на базі прогресивних підходів до процесів очищення господарсько- побутових стічних води та відновлення якості води у рибництві – принципу біоконвеєра і концепції інтегрованої мультитрофічної аквакультури (ІМТА). Таким чином, в процесі очищення оборотної води УЗВ основна частина характерних забруднень трансформується у біомасу кормових організмів, що залучаються до відновлення кондицій забрудненої води. Така біотехнологія поетапного видалення залишків кормів та метаболітів риб дозволяє надати воді найвищих кондицій якості, що є вкрай важливим у системах оборотного водопостачання, забезпечує часткову конверсію незасвоєних рибами цінних компонентів корму, внаслідок чого знижуються витрати на утилізацію утворених відходів та очищення води в цілому. Запропоновано використання для біологічного очищення представників водних рослин та безхребетних, які характеризуються високим біотрансформаційним потенціалом і мають кормову цінність для риб; встановлено умови їх культивування в очисних спорудах для найбільш ефективної деструкції забруднюючих речовин, визначено послідовність процесів їх трансформації у технології багатостадійного біологічного очищення оборотної води УЗВ.

У роботі представлено механізм трансформації амонійного Нітрогену у білкову біомасу рослин-очисних агентів у процесі їх прямої асиміляції розчинених сполук Нітрогену та Фосфору з оборотної води. Запропоновано використання видів ряскових (Araceae: Lemnoideae) у процесах видалення даних забруднень з оборотної води як найбільш зручні та технологічні види для культивування у штучно створених екосистемах. Серед головних переваг обраних видав є високий асиміляційний потенціал за макроелементами, легка адаптація до параметрів забрудненої води, висока кормова цінність. У процесі експериментальних досліджень визначено раціональні параметри процесу видалення амонійного Нітрогену у фітореакторі з рясковими. Запропоновано методику розрахунку споруди та розроблено рекомендації пуску та експлуатації фітореактора. Визначено очисну потужність за амонійним Нітрогеном фітореактора з плаваючими водними рослинами, яка залежно від гідравлічного навантаження, питомої біомаси на одиницю площі та режиму освітлення становить 8-14 гNH_4+/(м^2•доб).

Відповідно до концепції ІМТА, обґрунтовано доцільність культивування в очисних спорудах черевоногих молюсків, водних олігохет та вищих ракоподібних, які здатні у процесі

мінералізації нерозчинених забруднень оборотної води трансформувати їх в власну біомасу. Для підвищення ефективності видалення з оборотної води нерозчинених забруднень запропоновано поетапну їх трансформацію очисними агентами, а також розділення оборотної води на основний потік на концентровану мулово- фекальну суміш. Відповідно, у біореакторі I ступеня відбувається процес мінералізації та укрупнення нерозчинених забруднень та біоплівки, що розвивається на поверхні інертного носія («Вія» або площинне завантаження). За необхідності доочищення води за БСК5, ХСК та завислими речовинами рекомендовано влаштовувати біореактор II ступеня, де поряд з гетеротрофною мікрофлорою на поверхні інертного носія культивуються представники вищих ракоподібних – креветки. Мінералізація грубодисперсних забруднень мулово- фекальної суміші забезпечується у затопленому біофільтрі, в біоценоз якого включені водні олігохети. Відповідно до розроблених схем деструкції нерозчинених та розчинених органічних сполук за участю гетеротрофної мікробіоти та цільових груп очисних агентів (молюсків, олігохет та ракоподібних) забезпечується трансформація основної частини нітроген- та фосформістких сполук у біомасу вказаних кормових організмів.

Відповідно до технологічних особливостей основних об'єктів індустріального рибництва та умов формування забруднень оборотної води УЗВ розроблено схеми очищення, що забезпечують повторне використання води на рівні 95% і вище. Обґрунтовано ефективність використання розробленої технології очищення оборотної води при вирощуванні декоративних гідробіонтів, а також зникаючих, цінних видів іхтіофауни з метою подальшої інтродукції їх у природні водойми. Для УЗВ з вирощування видів, найбільш перспективних для України, розраховано економічний ефект від впровадження розробленої технології багатостадійного біологічного очищення.

Переваги багатостадійної технології очищення оборотної води пов’язані з можливістю ефективного залучення до видалення специфічних забруднень цільових груп гідробіонтів, які володіють високим очисним потенціалом та одночасно мають кормову цінність для риб. Основними очисними агентами, яких варто долучити до процесів відновлення якості води, є вищі водні рослини, черевоногі молюски, вищі ракоподібні та олігохети.

Інформаційні джерела

1. Кононцев С.В. Екологічна біотехнологія очищення стічних вод та культивування кормових організмів/ С.В. Кононцев, Л.А. Саблій, Ю.Р. Гроховська. – Рівне: нувгп, 2011. – 151 С.

2. Проскуренко И. В. Замкнутые рыбоводные установки / И. В. Проскуренко Москва : ВНИРО, 2003 – 152 с.

3. Гогина Е. С. Удаление биогенных элементов из сточных вод : монографія / Е. С. Гогина − М. : МГСУ, 2010. – 120 с.

УДК 504.064.4:658.567.1

ПОВОДЖЕННЯ З ВІДХОДАМИ РОСЛИННОГО ПОХОДЖЕННЯ, ЩО УТВОРЮЮТЬСЯ ТА НАКОПИЧУЮТЬСЯ У ЗОНАХ ЗЕЛЕНИХ НАСАДЖЕНЬ.

Прозоркевич Є.Д., студентка 2 курсу, Зацерклянний М.М., к.т.н., доцент
Одеська національна академія харчових технологій
Корягіна І.О., бакалавр, Столевич Т.Б., к.т.н., доцент
Державний університет “Одеська політехніка”

Проблема поводження з відходами загострюється з кожним роком.

У межах міської системи особливе місце займають сезонні органічні відходи у вигляді опалого листя, що утворюється та накопичуються у зонах зелених насаджень. Цей тип відходів має значний, проте досі недостатньо вивчений, ресурсний потенціал.

Актуальність проблеми, що розглядається, у першу чергу пояснюється двоїстістю до об'єкта дослідження. По-перше, листя потрапляє під категорію відходів, отже, потребує видалення з місць утворення та вивезення за межі міських територій.

По-друге, опале листя можна розглядати як вторинну рослину сировину та утилізувати, долучаючи до процесів вторинного виробництва, для різних цілей. Актуальним є розгляд можливих варіантів використання опалого листя в якості вихідної сировини.

Важливим аспектом екологічної безпеки населених міст стають принципи раціонального природокористування – маловідходні технології, замкнуті цикли виробництва та утилізації, використання вторинної сировини.

В останні роки в Україні й за кордоном зростає інтерес до використання опалого листя як потенційної сировини рослинного походження. Впроваджуються технології утилізації цього виду відходів у органічні добрива, ґрунтові меліоративні речовини, тверде альтернативне паливо тощо. Водночас значну масу опалого листя утилізують шляхом захоронення на полігонах твердих побутових відходів або несанкціонованого спалювання.

Шкода від спалювання листя багатолика і надзвичайно небезпечна. При згорянні однієї тони рослинних залишків у повітря вивільняється біля 9 кг мікрочастинок диму. До їх складу входять пил, оксиди азоту, оксид вуглецю, важкі метали, канцерогенні сполуки тощо. У тліючому, без доступу кисню, листі виділяється бензопірен, що здатен викликати у людини онкологічні захворювання. З димом у повітря вивільняються діоксини – одні з надзвичайно небезпечних для довкілля і людини речовини.

Результати наших досліджень показали, що місця неконтрольованого спалювання опалого листя є джерелами понаднормативного викиду суспендованих речовин, оксидів азоту та вуглецю, ангідриду сірчистого, фенолу та його похідних, оцтової кислоти та оцтового ангідриду. Установлено, що вміст речовин в атмосферному повітрі залежить як від відстані від джерела утворення викиду, так і від часу відбору проби. Найбільша емісія суспендованих речовин спостерігається для періоду розпалювання. Найбільша емісія інших забруднювальних речовин характерна для періоду основного горіння опалого листя.

Питання раціонального поводження з відходами у вигляді опалого листя залишається відкритим, а пошук і раціоналізація технологій їх утилізації – актуальним завданням екологічної безпеки урбанізованих територій населених міст.

З огляду на зазначене, актуальними з наукової та практичної точок зору є розробка нових технологій раціонального поводження з цим видом відходів.

Ефективним по відношенню до довкілля шляхом утилізації опалого листя є компостування. Метод компостування є безпечним способом переробки листя та інших органічних відходів, що не шкодить довкіллю. Використовування компосту в якості добрива забезпечує рослини високоякісними органічними поживними речовинами.

Опале листя можна переробляти на біопаливо.

Рослинні залишки необхідно прибрати, як сміття, і знищити. Цей варіант хороший у тому випадку, коли дерева, з котрих обпало листя, – хворі, або у листях знаходяться карантинні шкідники і від них доцільно позбутися (такі як каштанова мінуюча міль, американський білий метелик тощо), щоб не поширювати хворобу.

У подальшому планується провести:

– кількісну оцінка емісії забруднювальних речовин від місць спалювання опалого листя, з метою визначення рівня екологічного впливу на стан, якість та санітарно-екологічну безпеку атмосферного повітря відповідних територій;

– за результатами експериментальних спостережень підтвердити рівень екологічної небезпеки опалого листя;

– обґрунтувати можливість використання опалого листя у виробництві будівельних матеріалів різного призначення;

– обґрунтувати можливість використання опалого листя у виробництві сорбційних матеріалів різного призначення і їх використання;

– обґрунтувати можливість використання опалого листя у виробництві кормових добавок;

– розробити технології та пристрої для комплексного використання відходів рослинного походження.

УДК 606:664

БІОТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ УТИЛІЗАЦІЇ ОРГАНІЧНИХ ВІДХОДІВ ВИРОБНИЦТВА ЯК НЕВІД'ЄМНА СКЛАДОВА УПРАВЛІННЯ СТАЛИМ РОЗВИТКОМ СУЧАСНОГО ПІДПРИЄМСТВА

Сагдєєва О.А., к.т.н., ст.. викладач, Крусір Г.В., д.т.н., професор
Одеська національна академія харчових технологій

Ефективність виробничо-господарської діяльності, ресурсного забезпечення, виробничо-технічної бази, фінансова та екологічна стійкість господарського комплексу є пріоритетними напрямками та показниками оцінки сталого розвитку економіки підприємства.

Питання забезпечення сталості на рівні підприємства епізодично досліджується окремими вченими, зокрема, вивчення проблеми обґрунтування принципів сталого розвитку підприємства зустрічається у працях Васюк Н.В., Гальчак Х.Р., Демиденко Л.М., Мірошниченко О.В., Мурашко І.С., Чернової Т.Л., Шандової Н.В., Шведчикова О.А. Проте серед вітчизняних науковців немає єдиної думки щодо принципів сталого розвитку, якими повинні керуватися підприємства у процесі своєї діяльності (табл. 1).

Табл. 1 – Визначення принципів сталого розвитку підприємства за різними підходами

Принципи / Автор	Васюк Н.В.	Гальчак Х. Р.	Демиденко Л. М.	Мірошниченко О.В	Чернова Т. Л.	Шандова Н. В.	Шведчиков О.А.
1. Принципи забезпечення економічного розвитку підприємства							
– інноваційність						+	
– взаємозв'язок продуктивних сил і виробничих відносин						+	
2. Принципи забезпечення екологічного розвитку підприємства							
– ресурсозбереження				+			
– екологізація виробництва		+			+		
– відшкодування		+			+		
3. Принципи забезпечення соціального розвитку підприємства							
– підзвітність		+					
– соціальна відповідальність		+					
4. Загальні принципи розвитку підприємства							
– цілеспрямованість	+		+	+			+
– системність	+			+			
– адаптивність	+		+				+
– динамічність			+				+
– структурність						+	
– безпека розвитку						+	

Таким чином, необхідно відзначити два основні підходи до визначення принципів сталого розвитку підприємства: розгляд підприємства з позицій системності та виділення принципів триєдиного підходу до сталості (виокремлення економічної, екологічної та соціальної взаємопов'язаних сфер). Визначення та деталізація принципів сталого розвитку підприємства виступає важливим підґрунтям для формування цільових орієнтирів діяльності підприємства за умов сталості, обґрунтування його функцій та зобов'язань за нових умов господарювання.

Розглядаючи підприємство з позиції системного підходу, необхідно зазначити, що підприємство має три рівнозначних завдання: одержання ресурсів із зовнішнього середовища (вхід); перетворення ресурсів у продукт (процес); передача продукту в зовнішнє середовище (вихід). Ці підсистеми органічно поєднуються між собою процесом управління сталим розвитком підприємства.

Еколого-економічне управління підприємством повинно ґрунтуватися на принципах екологічної відповідальності. Складність екологічної ситуації призвела до необхідності сумісного та узгодженого вирішення екологічних проблем різними підприємствами, що потребує при формуванні систем еколого-економічного управління враховувати також принципи циркулярності та кооперації. Перший потребує розробки циклічних відтворювальних систем, а задача другого – на основі всебічного розвитку кооперування підприємств різної галузевої приналежності, організувати сукупний ресурсно-матеріальний цикл від розробки та видобутку до виробництва кінцевої продукції та утилізації продукції, що відпрацювала свій термін.

У центрі економічного розвитку еколого-орієнтованого підприємства стоїть концепція сталого розвитку. В зв'язку з цим можна виділити основні форми економічної діяльності, що ґрунтуються на врахуванні екологічного чинника: структурні екологічні зміни, охорона довкілля, яка орієнтована на продукт, на виробничі функції і інтегрована у виробництво.
Екологічна орієнтованість діяльності підприємства характеризується спрямуванням системи управління на встановлення принципів еколого-економічної діяльності.

Розглядаючи взаємозв'язок еколого-орієнтованої діяльності підприємства і його конкурентоспроможності, варто зазначити, що забруднення довкілля є формою економічного марнотратства, коли відходи виробництва, шкідливі речовини і ті або інші форми енергії потрапляють в довкілля у вигляді забруднення або марнотратного використання ресурсів.
Крім того, в результаті таких викидів підприємства несуть додаткові витрати на усунення їх наслідків. Ці витрати позначаються на ціні продукції, нічого не додаючи до її споживчої цінності. Тому з точки зору продуктивності ресурсів, захист довкілля і конкурентоспроможність нероздільні. Отже, екологоорієнтоване підприємство ґрунтується на інститутах чітко розподіляючих цілей, завдання і функції для кожного структурного підрозділу, на кожній стадії виробництва з визначенням відповідних термінів, відповідальності і повноважень.

Харчова промисловість є найрозвиненішою галуззю матеріального виробництва України і водночас потужним джерелом утворення відходів. У процесі діяльності харчової промисловості переробляється значна кількість сільськогосподарської сировини, переведення якої в кінцеву продукцію не досягає 100 %. Так, вихід готової продукції при переробці насіння соняшника на олію складає в середньому 30 %, а цукрового буряка на цукор – не більш, ніж 15 % від маси вихідної сировини. Величина утворення відходів, практично є стабільною стосовно маси використаної сировини.

Щорічно, внаслідок господарської діяльності, утворюються критичні обсяги харчових відходів практично у всіх галузях переробної промисловості. Зокрема, цукровими заводами поряд з основним виробництвом продуктів харчування, виробляється 15-20 млн. т відходів, плодоовочевими – 0,5-0,9, консервними – 0,1-0,12, виноробними – 0,2-0,3 млн. т, спиртовими та пиво- і безалкогольними – 50-75 тис. т, мікробіологічними – 5 % (від маси готового

продукту); зернопереробними комбінатами – 6 % (від маси переробленого зерна), олійножировими – 16-20 % (табл. 2).

Використання відходів харчової промисловості у невеликих обсягах, значно нівелює їх негативний вплив на нераціональне використання ресурсного потенціалу аграрного сектора економіки та екологічний стан довкілля. При тривалому збереженні органічні відходи втрачають свої властивості внаслідок псування, забруднюючи навколишнє середовище та ускладнюючи основні процеси виробництва. За відповідної обробки велика кількість відходів може бути вторинно використана як сировина для виробництва продовольчої продукції.

Табл. 2. Відходи харчової промисловості та галузі їх вторинного використання

Галузі харчової промисловості	Види харчових відходів	Обсяги утворення	Продукти, отримані з відходів
Молокопереробна	Сироватка	15 % від маси сировини	Корми
Мясопереробна (включаючи рибництво)	Відходи кісток, субпродуктів	11 % від маси готового продукту	Корми
Цукрова, крохмалепатокова	Буряковий жом, кортопляні вичавки	15-20 млн т за рік	Корми, пектин
Олієжирова	Жмих, шрот	15 % від маси сировини	Корми
Плодоовочева, консервна	Яблучні, ягідні та овочеві вичавки	0,5-0,9 млн т за рік; 0,1-0,12 млн т за рік;	Корми, пектин, фруктові порошки
Зернопереробна	Лушпиння соняшнику, шроти, облущені качани кукурудзи	16-20 % від маси переробленог о зерна	Паливо, спирти, ксиліт, дріжджі
Спиртова та пивобезалкогольна	Зернові та хмельові шроти, пивна дробина	50-75 тис. т за рік	Корми, спирт, ксиліт, дріжджі
Виноробна	Виноградні та фруктові вичавки	0,2-0,3 млн т за рік	Спирти, барвники, корми
Мікробіологічна	Відпрацьовані дріжджі та гриби	5 % від маси готового продукту	Корми
Кондитерська	Осади, обрізки хрусткі	2 % від маси готового продукту	Корми

Позитивний вплив вторинного використання відходів проявляється в тому, що відходи харчової промисловості є цінними ресурсами, так як вони містять значну кількість різних мікроелементів, вітаміни, білки, харчові кислоти, масла та багато інших корисних речовин. Відходи і побічні продукти виробництва і переробки сільськогосподарської продукції є пріоритетним резервом ресурсозбереження. Залежно від комплексу потреб харчові відходи традиційно використовуються у непереробному вигляді (свіжі корми – жом, патока, барда, збиране молоко) та як продукти переробки (комбіновані корми – зернові та соняшникові шроти, зернове лушпиння, висівки), а також у вигляді добрива (виноградні і фруктово-ягідні вичавки, лушпиння соняшнику) та альтернативних джерел енергії (облущені качани кукурудзи, шкарлупи горіхів) та також як джерело одержання сорбційних матеріалів екологічного, медичного й харчового призначення (відпрацьовані дріжджі, гриби тощо)

Особливістю переробної промисловості є те, що до її складу відносяться різні галузі харчової промисловості, в яких у процесі основного виробництва утворюються зворотні відходи або супутня продукція. Зворотні відходи на відміну від супутньої продукції є залишками сировини. Переробка зворотних відходів харчової промисловості вимагає здійснення додаткових технологічних процесів.

Системний сучасний аналіз стану поводження з відходами в країні спонукає вести пошук більш раціональних, ефективних та економічно доцільних шляхів переробки і утилізації відходів. Це насамперед вдосконалення нормативно-правової бази щодо

регулювання поводження з відходами з урахуванням функцій і обов'язків органів виконавчої влади та суворе дотримання чинного законодавства у цій сфері, забезпечення фінансування впровадження та популяризації нових екологічно безпечних методів утилізації, розповсюдження і надання переваги біотехнологічним методам утилізації.

Сучасні способи поводження з органічними відходами можна розділити на три групи методів: захоронення та складування, спалювання, утилізація

Аналіз стану проблеми забруднення навколишнього середовища та погіршення стану здоров'я населення дозволяють зробити висновок щодо того, яким чином поводження з відходами буде найбільш екологічно безпечним, економічним та ефективним. Порівняльний аналіз дозволяє зробити висновок, що найбільш еколого-ефективним методом поводження з відходами є їх утилізація – переробка відходів, в результаті якої отримуються продукти, які можна використовувати у інших виробництвах, тобто залучати їх у безперервний цикл виробництва – рециклінг. Вирішення проблеми поводження з відходами таким чином є раціональним, ресурсозберігаючим, екологічно безпечним та економічно доцільним. Утилізація відходів потребує високої організації збору сміття по всій території країни, успішність застосування цього методу залежить значною мірою від загальної культури та відповідальності населення.

У випадку з утилізацією відходів найбільший інтерес представляє біотехнологія. Перспективність та ефективність застосування біотехнологічних процесів обумовлена їх компактністю і одночасно крупномасштабністю, високим рівнем продуктивності праці. Ці процеси піддаються контролю та регулюванню, реалізуються у «м'яких» умовах, при нормальному тиску і невисоких температурах середовища, вони в меншій мірі забруднюють навколишнє середовище відходами і побічними продуктами, мало залежать від кліматичних і погодних умов, не вимагають великих земельних площ, не потребують застосування пестицидів, гербіцидів та інших чужорідних для навколишнього середовища агентів. Тому біотехнологія в цілому і її окремі розділи знаходяться в низці найбільш пріоритетних напрямів науково-технічного прогресу і є яскравим прикладом «високих технологій», з якими пов'язують перспективи розвитку багатьох виробництв. Біологічні технології знаходяться в даний час у фазі бурхливого розвитку, але рівень їх розвитку багато в чому визначається науково-технічним потенціалом країни. Всі високорозвинені країни світу відносять біотехнологію до однієї з найважливіших сучасних галузей, вважаючи її ключовим методом реконструкції промисловості у відповідності до потреб часу, і вживають заходів зі стимулювання її розвитку.

З точки зору екологічної доцільності біотехнологічні заходи не мають конкурентів, тому що є природними, а отже, не супроводжуються побічними ефектами, які важко, і часто неможливо прогнозувати при розробленні природоохоронних технологій у випадку застосування хімічних, фізико-хімічних, фізичних заходів, а також деяких біологічних, що базуються на використанні організмів, які не є представниками природних екосистем.

Серед біотехнологічних методів, які можуть бути використані для ефективної утилізації органічних відходів можна виділити найбільш вивчені та перспективні на даний момент з точки зору еколого-економічної доцільності – анаеробне зброджування (біометаногенез), аеробне зброджування, компостування, вермікомпостування.

Анаеробне зброджування (біометаногенез, біоконверсія) – це найбільш розповсюджений метод утилізації відходів, який відповідає сучасним вимогам екології та є альтернативним джерелом отримання енергії. Біометаногенез в умовах поступового виснаження традиційних енергетичних ресурсів (нафти, газу, вугілля тощо) і особливо зростаючого дефіциту пального та ускладнення централізованого забезпечення її природним газом має важливе значення.

При визначенні економічної ефективності біотехнологій метанового зброджування необхідно враховувати не тільки значення біогазу у вирішенні енергетичних проблем, а й ефект від знезараження гною, виробництва високоякісних добрив і захист навколишнього

середовища. Незважаючи на значні капіталовкладення, термін окупності промислової біогазової установки складає приблизно три роки.

Найголовнішою перевагою компостування, як складової маловідходного чи безвідходного виробництва, є екологічність цього методу. Крім того, що завдяки компостуванню зменшується навантаження на природне довкілля за рахунок виключення потрапляння до нього відходів, які значною мірою негативно впливають на навколишнє середовище та вносять в нього забруднюючі та токсичні речовини, в результаті компостування отримується цінний вторинний ресурс – біогумус, який за сучасного стану ґрунтів може допомогти вирішити проблему стрімкого спаду родючості земель. Біогумус – концентроване органічне добриво, яке є сипучою дрібногранульованою масою з розміром гранул 1-3 мм та утворюється під час проходження процесів, що властиві природі. Добриво легко засвоюється рослинами протягом всього циклу свого розвитку та є складовою уникнення зростання темпів деградації навколишнього середовища. У добриві міститься комплекс необхідних поживних речовин і мікроелементів, ґрунтові антибіотики, вітаміни і ферменти, гормони росту і розвитку рослин. У біогумусі мешкає унікальне співтовариство мікроорганізмів, які створюють ґрунтову родючість. Переробка твердих відходів в компост – досить досконалий метод їх знешкодження та подальшого використання. Основними перевагами застосування технологій компостування в обробці відходів є повернення наявних у відходах поживних речовин рослин в оборот екосистеми, скорочення кількості відходів, одночасне корисне використання інших органічних відходів продуктів в компості (листя, трава, гній, очисний мул комунальних вод та ін.).

Таким чином, обов’язковою складовою еколого-економічної підсистеми управління сталим розвитком харчового підприємства є досягнення задовільного рівня екологічної безпеки у сфері поводження з органічними відходами виробництва через реалізацію такими способами знезараження та переробки відходів, які гармонійно та оптимально взаємодіють з екологічним циклом. Оптимальними є методи утилізації відходів виробництва, які базуються на природних процесах, позбавлені побічних ефектів та забезпечують рециклінг як органічної частини, так і техногенної неорганічної частини відходу. Біотехнологічні методи є найбільш доцільними та безпечними, зокрема, компостування, що є темою подальших досліджень.

Інформаційні джерела

1. Atiyeh R.M., Subler S., Edwards C.A., Bachman G., Metzger J.D., Shuster W. Effects of vermicomposts and composts on plant growth in horticultural container media and soil // Pedobiologia. – 2000. – Vol. 44. – P. 579–590.
2. Barrena R., Vazguez F., Sanchez A. Dehydrogenase activity as a method for monitoring the composting process / Bioresour. Technol. – 2008. – Vol. 99. – P. 905–908.
3. Just R.E, Alston J.M., Zilberman D. Regulating agricultural biotechnology economics and policy / SpringerVerlagpublishers, 2007. – 725p
4. Гальчак Х. Р. Забезпечення сталого розвитку підприємства як основа формування соціальної відповідальності / Х. Р. Гальчак // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Серія: Проблеми економіки та управління : збірник наукових праць. 2016. № 847. С. 69–74.
5. Горобець О.В. Перспективні напрями утилізації органічних відходів / О. В. Горобець, В. А. Галіцький // Наука. Молодь. Екологія – 2016 : зб. матеріалів XII Всеукр. наук.– практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених, 27 трав. 2016 р. – Житомир : ЖНАЕУ, 2016. – С. 97–102.
6. Крусір Г.В. Дослідження режимів процесу анаеробного зброджування стічних вод м’ясопереробного підприємства у мезофільних умовах / Г. В. Крусір, О. О. Чернишова, В. М. Поліщук // Екологічна безпека. – 2016. – Вип. 2. – С. 112–117. [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ekbez_2016_2_18
7. Мірошниченко О.В. Ресурсозбереження серед принципів забезпечення стійкого

розвитку підприємства / О.В. Мірошниченко, І.С. Мурашко // Економіка: реалії часу. Науковий журнал. 2014. № 2 (12). –С. 58-62.
8. Пакулін С. Л. Управління сталим розвитком сучасного підприємства [Електронний ресурс] : наукова стаття / С. Л. Пакулін, А. А. Пакуліна // Траектория науки. – 2016. – №3(8). Режим доступу: http://pathofscience.org/index.php/ps/article/view/50.
9. Чернова Т. Л. Еколого-економічні принципи сталого розвитку національної економіки / Т.Л. Чернова // Економіка та держава. 2013. № 5. С. 63-66.
10. Шунтова С.Г. Організаційно-економічний механізм управління твердими відходами виробництва та споживання продовольчої продукції: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. екон. наук / С.Г. Шунтова; НАН України, Ін-т пробл. ринку та екон.-екол. дослідж. – О., 2006. – 19 с.

УДК 663.551

ЗАСТОСУВАННЯ БІОТЕХНОЛОГІЙ В ПЕРЕРОБЦІ ВІДХОДІВ ВИРОБНИЦТВА САЛОМАСУ, ЯК АСПЕКТ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ ПІДПРИЄМСТВА

Скляр В.Ю., аспірант
Одеська національна академія харчових технологій

Існуюча в Україні система показників стану навколишнього середовища, за оцінками фахівців, не відповідає сучасним вимогам формування системи сталого розвитку України. Кількість відходів від промислового виробництва зростає разом із зростанням рівня життя і поширенням ринкових технологій. В Україні все більш стає неможливим зменшувати кількість відходів за рахунок використання територій пострадянського простору в якості полігону для складування відходів, це становить екологічну небезпеку.

Найбільш ефективними для розв‘язання природозахисних проблем є біо- та екотехнології. Використання біотехнологічних методів у природоохоронних заходах дозволяє знешкоджувати агресивні аспекти, перетворюючи їх на менш шкідливі для біоти компоненти. Застосування біотехнологій дає можливість випускати екологічно безпечну продукцію за рахунок використання відходів виробництва з додатковим отриманням вторинних продуктів.

Олійножирова промисловість є складною і небезпечною галуззю харчової промисловості. У виробництві використовують вибухонебезпечні, токсичні речовини, легкозаймисті рідини, високі тиски та температури, а технологічні процеси виробництва рослинної олії та маргаринової продукції є багатовідхідними.

Таблиця 1 - Утворення відходів процесу рафінації олії та жиру за класифікаційними угрупованнями державного класифікатора відходів у 2018 році[1]

Код відходів за класифікацією відходів (ДК 005-96)	Найменування відходів	Обсяг утворення відходів, тонн
1541.3.1.06	Олія та жири рослинні некондиційні	595,347
1542.1.1.01	Олія та жири рослинні неочищені, зіпсовані, забруднені або неідентифіковані, їх залишки, які не можуть бути використані за призначенням	266,369

1542.1.2.01	Глини відбілювальні зіпсовані, забруднені або неідентифіковані, їх залишки, які не можуть бути використані за призначенням	1217,204
1542.1.2.02	Порошки фільтрувальні зіпсовані, забруднені або неідентифіковані, їх залишки, які не можуть бути використані за призначенням	554,473
1542.1.2.03	Каталізатори, які містять нікель, зіпсовані, забруднені або неідентифіковані, їх залишки, які не можуть бути використані за призначенням	7,880
1542.2.6.01	Фракції білково-жирові вод стічних	833,025
1542.2.6.02	Фузи масел світлих	1903,840
1542.2.6.03	Фузи масел темних	489,914

продовження табл. 1

1542.2.9.01	Залишки технологічні рафінації олії та жирів	4744,351
1542.2.9.02	Глини відбілювальні жирні та порошки фільтрувальні для кормових цілей	7320,261
1542.2.9.03	Залишки первинного очищення олії та жирів	3952,780
1542.2.9.04	Залишки виробництва гідрогенізаційного	62,127
1542.2.9.06	Напівфабрикати власного виробництва олії, жирів тваринних та рослинних очищених або залишки незакінченого виробництва олії, жирів тваринних та рослин их очищених, не придатні для використання за призначенням	38,450
1542.3.1.01	Олія рафінована некондиційна	2,402
1543.2.6.01	Відходи очищення вод стічних	1453,560
1543.2.9.01	Напівфабрикати власного виробництва маргарину та жирів харчових подібних або залишки незакінченого виробництва маргарину та жирів харчових подібних, н е придатні для використання за призначенням	3,000
1543.3.1.03	Суміші жирів рослинних і тваринних некондиційні	3,200
1543.3.1.04	Жири та олії харчові інші, включаючи рідкий маргарин некондиційні	2,203

Відпрацьовані відбілювальні глини, що утворюються при відбілюванні рослинних олій та саломасів використовуються для кормових цілей, приготування мильних паст, їх спалюють в печах або вивозять на полігони.

Запропонована біотехнологія ферментативного перетворення жирових відходів, що дозволяє знизити екологічну небезпеку та використовувати відходи від процесу відбілювання саломасу в якості добавок до технічних гумових виробів.

Технологічний процес виготовлення може бути описаний у вигляді схеми, представленої на рис.1

Рис. 1 — Схема переробки відходів

Гідролізат, як технологічна добавка, випробували в рецептурах гумових сумішей для виробництва різних видів гумотехнічних виробів. Дозування добавок варіювали в межах 5-15 мас.ч. на 100 мас.ч. каучуку, при цьому вводили добавки додатково до основного рецепту гумової суміші або замінювали активатори вулканізації.

Гумову суміш виготовляли на основі етилен-пропіленового каучуку, в мас.ч.: етилен-пропіленовий каучук – 100, сірка технічна - 2,0, тіурам Д - 1,5, каптакс - 0,5, стеарин технічний - 1,0, білила цинкові - 5,0, технічний вуглець П324 - 50,0, технологічна добавка – 5-15 г. Готували на лабораторних вальцях і вулканізували у гідравлічному пресі при температурі 140-170°С протягом 20-60 хв.

Приготування гумової суміші з використанням добавки, що виготовлена біотехнологічним способом, забезпечує поліпшення переробки. Суміші не залипають до валків, покращується шприцювання, каландрування та поверхня сумішей. Впровадження біотехнологій в промислове олійно-жирове виробництво допоможе ефективно вирішувати проблеми охорони навколишнього середовища та раціонального природокористування.

Інформаційні джерела

1. Утворення та поводження з відходами. Режим доступу: http://www.ukrstat.gov.ua/metaopus/2019/3_01_00_02_2019.htm

УДК 606:664

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПЛОДООВОЧЕВИХ КОНСЕРВНИХ ПІДПРИЄМСТВ ДЛЯ ВПРОВАДЖЕННЯ БІОТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕТОДІВ УТИЛІЗАЦІЇ ВІДХОДІВ ВИРОБНИЦТВА

Гніздовський О.С., аспірант, Сагдєєва О.А., к.т.н., ст. викладач
Одеська національна академія харчових технологій

Харчова промисловість є важливою складовою аграрного сектора економіки, яка відіграє провідну роль у вирішенні проблем щодо забезпечення населення продуктами харчування в асортименті та обсягах, достатніх для формування збалансованого харчового раціону. Маючи значні можливості, галузь може забезпечити внутрішні потреби населення країни у продовольчих продуктах, на які припадає понад 50% особистого споживання. Використовуючи сировину рослинного і тваринного походження, харчова промисловість більшою мірою, ніж інші види виробництв, пов'язана із сільським господарством.

Підприємства харчової промисловості є джерелами впливу на довкілля. Реалізація природоохоронних програм стикається як з техніко-технологічними і фінансовими проблемами, так і з організаційно-економічними і нормативно-правовими протиріччями. Таким чином, головним питанням стратегічного розвитку підприємств плодоовочевої консервної промисловості є:

- удосконалення теоретичних і науково-методичних підходів до планування, впровадження і управління реалізацією інноваційних проектів;
- розробка методів інтегральної оцінки інноваційного рівня підприємств як інформаційної основи визначення пріоритетних і економічно ефективних напрямів державного фінансування інноваційних заходів,
- розробка механізму стимулювання інноваційної діяльності.

Для реалізації такої стратегії необхідно реформувати систему господарських мотивацій фінансово-господарської діяльності. На сьогоднішній день проблема забезпечення ефективності виробництва повинна розглядатися не лише з позиції отримання стабільного прибутку, а і з позиції забезпечення потреб споживача в екологічно чистому інноваційному продукті харчування.

З другого боку, інноваційне вдосконалення виробництва має бути націлене і на економію витрат. Ця мета досягається за рахунок впровадження ресурсозберігаючих технологій та використання комплексної переробки сировини. Економії витрат можна досягти також за рахунок зниження втрат від транспортування сировини. Адже сировина консервної промисловості має нетривалий термін зберігання, дуже скоро втрачає свої властивості під час недбалого збирання, зберігання та транспортування. Переробка та утилізація відходів консервного виробництва – дієвий шлях до економії витрат і, як наслідок, зростання ефективності виробництва.

До способів консервування соковитої рослинної сировини можна віднести всі способи зберігання її в свіжому вигляді, так як підвищити лежкість плодів і овочів можна, тільки створюючи спеціальні умови і впливаючи різними факторами (температура, відносна вологість повітря, газообмін, створення певного складу атмосфери і т. д.).

До консервації рослинної сировини відносяться також всі способи обробки, вплив яких дозволяє отримати продукти нової якості і подовжити терміни їх зберігання. До них відносяться теплова обробка, заморожування, сушіння, соління, квашення, маринування, копчення, обробка антисептиками, цукром, консервантами.

Всі способи переробки соковитої рослинної сировини так само, як і способи зберігання її тривалий час у свіжому вигляді, здійснюють консервуванням продукції. Але при переробці утворюються якісно нові продукти, життєві функції яких пригнічені частково або повністю. Це пов'язано з різними чинниками впливу на рослинну сировину, а також внесенням добавок (сіль, цукор і т. д.). Необхідно відзначити, що зберігання свіжих плодів, ягід і овочів може завершитися реалізацією їх в свіжому вигляді, але вони ж можуть служити сировиною для переробки. В даному випадку зберігання і переробка доповнюють один одного і переслідують одну мету – зберегти якість продукту і його харчову цінність.

Способи переробки плодів і овочів можна розділити на 5 груп залежно від факторів впливу: фізичні (температура, сушка, іонізуюча радіація, електричні струми і т. д.), хімічні (антисептики, консервуючі засоби), фізико-хімічні (осмотично діяльні речовини), біохімічні (квашення, соління), комбіновані (тепло і консервуючі засоби). Всі види сировини, що піддаються переробці, проходять певні стадії технологічного процесу, багато з яких повторюються при різних способах консервування. Повторюються також вимоги до сировини, тари, методам виявлення видів браку.

Окремо слід зупинитись на технологічних особливостях виготовлення консервної продукції:

1. Технологічний процес консервного виробництва тісно пов‘язаний з наявністю великої кількості відходів: фруктові вижимки, плодові кісточки, насіння. Питома вага відходів в галузі складає в середньому 25-40 % маси перероблюваної сировини [18]. Відходи містять у собі цінні харчові речовини, а тому можуть використовуватись на даному підприємстві як нова сировина чи напівфабрикати, перероблятись для виготовлення інших харчових і технічних продуктів або реалізовуватись іншим підприємствам. Продуктами переробки відходів є халва, олійні кісточкові масла, повидло, джеми тощо. Таким чином, вирішення задачі економного використання сировини та матеріалів залежить від обраної схеми комплексного використання сировини.

2. Технологічні процеси в консервній галузі є водоємними. Вартість водозабезпечуючих фондів в загальній вартості основних фондів консервних підприємств в середньому складає 25 %. Тому ще одним джерелом економії є запровадження водоекономних технологій.

3. Характерною особливістю технології плодоовочевих підприємств є послідовне виготовлення різних видів продукції на тому ж самому обладнанні, причому сировина і способи її переробки різні.

4. Технологічний процес виробництва консервів характеризується безперервністю, крім незначних перерв для миття апаратів невеликою тривалістю, як правило зміною, тому незавершене виробництво відсутнє.

5. Особливістю плодоовочевих консервних підприємств є і те, що вони технологічно попередільні, тобто продукція переробляється на цілому ряді послідовних стадій (переділів) виробництва: інспекція сировини, сортування, миття, механічна обробка, бланшування, фасування, укупорка, стерилізація, етикетування і пакування.

6. Важливою особливістю консервного виробництва є комплексний характер плодоовочевої сировини, з якої можна виготовити декілька видів як основної, так і побічної продукції і одночасно одержати придатні для використання відходи - вторинні матеріальні ресурси. Комплексна переробка сільськогосподарської сировини значною мірою впливає на організацію обліку витрат, оскільки при виготовленні декількох видів продукції з вихідної сировини виникає проблема прямого віднесення матеріальних витрат на собівартість продукції.

7. Різноманітна технологія переробки сільськогосподарської сировини та великий асортимент виготовлюваної консервної продукції обумовлює використання різноманітних видів тари для її розфасовки. Солоні та квашені овочі пакуються в бочки, сушені овочі та фрукти - в мішки, різноманітні консерви - в жерстяну та скляну тару (банки, пляшки, бутилі). Крім того, сучасні вимоги до зовнішнього вигляду продукції зумовлюють потребу

використання одноразових видів тари, виготовленої за зразками передових закордонних підприємств.

Виконаний в роботі аналіз сучасної ситуації в сфері управління екологічною безпекою плодовоовочевої консервної галузі в аспекті утворення та поводження з відходами, та використання біотехнологічних механізмів для зниження рівня екологічної небезпеки дозволив зробити наступні висновки:

1. Стан сфери поводження з твердими відходами в Україні незадовільний через відсутність системних механізмів впровадження ресурсо- та енергозберігаючих методів утилізації відходів, відмову від сучасних технологічних заходів та організації комплексної схеми управління потоками відходів

2. Харчова промисловість є потужнім джерелом формування екологічної небезпеки в цілому, зокрема, це стосується утворення великої кількості відходів, які в галузі плодовоовочевої консервної промисловості мають переважно однорідний органічний склад. Технологічний процес консервного виробництва тісно пов‘язаний з наявністю великої кількості відходів: фруктові вижимки, плодові кісточки, насіння. Питома вага відходів в галузі складає в середньому 25-40 % маси перероблюваної сировини, а їх склад містить у собі цінні харчові речовини, які представляють собою вторинний матеріальний ресурс.

3. Комплексна оцінка та впровадження механізмів управління екологічною безпекою у сфері поводження з відходами повинна бути заснована на визначенні екологічних аспектів взаємодії підприємств плодоовочевої консервної промисловості з компонентами довкілля, враховувати балансові схеми життєвого циклу звалища, прогнозні сценарії його існування.

4. Досягнення задовільного рівня екологічної безпеки у сфері поводження з твердими відходами підприємств плодовоовочевої консервної промисловості необхідно реалізувати такими способами знезараження та переробки відходів, які гармонійно та оптимально взаємодіють з екологічним циклом, тобто оптимальними є методи утилізації відходів виробництва, які базуються на природних процесах, позбавлені побічних ефектів та забезпечують рециклінг як органічної частини, так і техногенної неорганічної частини відходу. Біотехнологічні методи є найбільш доцільними та безпечними, зокрема, компостування, що є темою подальших досліджень.

Інформаційні джерела

1. Howard A, Yeshwant D. W. The Waste Products of Agriculture. 3d ed. London: Oxford University Press, 2011. – 138 p.
2. Басюркіна Н.Й. Стратегія економічного розвитку галузей харчової промисловості (на прикладі плодоовочевої консервної промисловості України) / Автореф . дис . на здобуття наук. ступеня канд. екон. наук: спец. 08.07.01 «економіка промисловості» / Н.Й. Басюркіна . – Одеса , Інститут проблем ринку та економіко-екологічних досліджень . – 2006. – 24 с .
3. Гармаш С.Н. Экологический способ утилизации растительных отходов АПК методом вермикультивирования //Вісник Дніпропетровського аграрного університету. – Дніпропетровськ, 2003. – № 2. – С. 65–68.
4. Гаценко М.В. Компостування органічної речовини. Мікробіологічні аспекти // Сільськогосподарська мікробіологія. – 2014. – Т. 19. – № 1. – С. 11–20
5. Горобець О.В. Перспективні напрями утилізації органічних відходів / О. В. Горобець, В. А. Галіцький // Наука. Молодь. Екологія – 2016 : зб. матеріалів XII Всеукр. наук.– практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених, 27 трав. 2016 р. – Житомир : ЖНАЕУ, 2016. – С. 97–102.
6. Шацький В.В., Поволоцький А. А. Основні вимоги до процесу та біотехнічної системи компостування органічної сировини // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2015. – Т. 157. – С. 140–146. Шунтова С.Г. Організаційно-економічний механізм управління твердими

відходами виробництва та споживання продовольчої продукції: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. екон. наук / С.Г. Шунтова; НАН України, Ін-т пробл. ринку та екон.-екол. дослідж. – О., 2006. – 19 с.

UDC 691.3

APPLICATION OF ANAMMOX PROCESS FOR WASTEWATER TREATMENT FOR MEAT PROCESSING PLANTS

M. Madani, c.t.s., as. prof., O. Garkovich, c.b.s., as. prof, R. Shevchenko, c.t.s., as. prof
Odessa National Academy of Food Technology

Industrial and industrial activities that occur without appropriate environmental monitoring often lead to pollution not only of soil and atmosphere, but also of water resources, directly affecting public health, flora, fauna and the environment as a whole. Often close to sugar, alcohol, yeast, meat processing and other food enterprises, dead pastures appear, contaminated as a result of extensive treatment of industrial effluents [1].

Particular attention should be paid to the elemental composition of wastewater. So, most of the effluents of food enterprises in Ukraine contain elevated concentrations of nitrogen compounds (both ammonium and in the form of nitrates and nitrites). Removal of these compounds by standard (physical and chemical) methods is quite time-consuming and expensive. One of the ways to solve this problem can be cleaning using the Anammox process [2].

Objective. Analysis of the possibility of using anammox wastewater treatment process of enterprises in various sectors of the food industry of Ukraine.

Research results. Since the Anammox process concerns the microbial nitrogen cycle and consists in the anaerobic oxidation of ammonium using nitrite as the primary electron acceptor, it is advisable to involve it in the purification of water with a high ammonium content and the presence of a certain amount of nitrite [3].

Such waters include wastewater from the following enterprises (ammonia nitrogen concentration in the wastewater of enterprises): meat plants (178 mg/l), dairies (7,2 mg/l), yeast plants (10 mg/l), and poultry farms (77 mg/l) [1].

Of greatest interest for the application of Anammox technology are pre-treated effluents from meat plants and dairies, since water from meat plants is characterized by a high nitrogen content of both total 18-19.2 mg / dm^3 and ammonia 14-7 mg/dm^3, and the presence of nitrites in the amount of 0,002-0,2 mg/dm^3 makes the use of the target technology practically possible [1].

Sewage from sugar factories deserves special attention because, depending on the category of water, the latter may contain critically high concentrations of nitrogen compounds. For example, ammonia waters, which are considered conditionally pure, are formed during the condensation of vapors of secondary multi-case evaporators. The concentration of ammonia nitrogen in such condensates reaches 300-350 mg /l, and the amount of nitrites reaches 7-10 mg/l, which significantly exceeds the norms of maximum permissible concentrations of these compounds for effluents that are discharged into water bodies.

Since the beet and sugar industry in Ukraine is one of the strategically important in the food industry and, at the same time, one of the largest consumers of water and a record holder for the quantity of effluents (2,2 m^3 of effluents per 1 ton of processed beets), the primary (pilot) implementation of the Anammox process on an industrial scale, it is advisable to carry out precisely for the production of this industry [3].

Output. An analysis of the literature indicates the feasibility of using Anammox technology for the treatment of wastewater from sugar plants.

BIBLIOGRAPHY

1. Krasinko V.O. Ways of intensification of wastewater treatment of food production from nitrogen-containing compounds and saponins / V.O. Krasinko, SM Teterina, TM Jumper // Economics. Ecology. Management: Coll. Science. pr. - Irpen, 2012. - № 1. - P. 157-162.
2. Mohammad Ali, Li-Yuan Chai, Chong-Jian Tang, et al. The Increasing Interest of ANAMMOX Research in China: Bacteria, Process Development, and Application//–BioMed Research International. – 2013.
3. Farbitnaya MN High-efficiency technology of wastewater treatment of sugar production / Farbitnaya MN, Zinchenko MG // International Scientific Conference MicroCAD: Section №13 - Integrated Chemical Technologies in Chemical Engineering and Ecology - NTU "KhPI", 2011. P. 71-78.

УДК. 664.653.122:664.653.124

ОЦЕНКА РАЗВИТИЯ ПРЕДЛАГАЕМОЙ ТЕОРИИ ТЕСТОПРИГОТВЛЕНИЯ (ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ, ПОДХОДЫ, МЕТОДЫ)

Янаков В. П., к.т.н., ст.преп.
Мелитопольский институт государственного и муниципального управления "Классического частного университета", г. Мелитополь, Украина

Гипотеза исследований. Работа тестомесильных машин и агрегатов периодического и непрерывного действия определяет совершенствование пищевых и сельскохозяйственных перерабатывающих производств. Один из способов взглянуть на эту проблему есть путь улучшения и изменения энергетических аспектов технологической организации и технического оснащения специализированных типов предприятий.

Объект исследований. Процессы перемешивания и сопутствующие, технологии замеса теста, рецептурные компоненты сырья хлебопекарных, кондитерских, макаронных и сельскохозяйственных перерабатывающих производств.

Предмет исследований. Тестомесильные машины и агрегаты периодического и непрерывного действия, технологии замеса, тесто и рецептурные компоненты сырья хлебопекарных, кондитерских, макаронных производств.

Методика исследований. Основана на применении современных концепций сопротивления материалов, пластичности, моделировании систем, гидромеханике и механике сложных термодинамических систем.

Условия исследований. Качество, структура и специфика выпускаемых изделий поднимает вопрос об их уровне потребления населением. Реализуется через качествообразующие и структурообразующие процессы в улучшении технологий замеса.

Анализ исследований. Избирательное применение энергии в управлении процессами перемешивания даёт возможность экономить ресурсы. Целью энергетического воздействия тестомесильных машин и агрегатов на рецептурное сырьё и тесто является передача энергии

поступательного и планетарного вращения месильного органа и других энергопередающих устройств в энергию замеса и преодоление отрицательной работы в рабочей камере.

Дальнейшее решение проблем реализуемых в предлагаемой теории тестоприготовления сводится к решению задачи "min-max":

$$\chi(\mathbf{d}) = \max_{A_1 \in \Xi} \cdot \min_{A_2 \in Z} \cdot \max_{A_3 \in J} \cdot g_{\kappa}(\mathbf{d}, \mathbf{z}, \xi) \leq 1, \qquad (1)$$

где, $\chi(\mathbf{d})$ – энергетическая эффективность теории тестоприготовления, ед;

$\mathbf{A_1}$ – границы варьирования качественных и энергетических показателей технологий замеса теста, ед;

Ξ – функция гибкости стоимости выпускаемой продукции, шт/грн;

$\mathbf{A_2}$ – границы варьирования стоимостных показателей энергетического воздействия, грн;

Z – стоимость энергозатрат при реализации технологической операции замеса, грн/кВт;

$\mathbf{A_3}$ – границы варьирования при управлении качествообразующих и структурообразующих свойств выпускаемой продукции, ед;

J – технологически обоснованный уровень однородности теста, выпускаемой продукции, кг/м^3;

$\mathbf{g_к}$ –возможности управления энергией замеса в рабочей камере тестомесильных машин и агрегатов, ед;

d – технические возможности применяемых технологий замеса теста в специализированных производствах, ед;

z – технологические возможности применяемых технологий выпуска хлебопекарной, макаронной и кондитерской продукции, ед;

ξ – границы параметров применяемого рецептурного сырья и теста в технологии выпускаемой продукции, ед.

С другой стороны определение технических возможностей и их недостатков предлагаемой теории тестоприготовления даёт возможность определять конструктивные особенности *структуры технологий* замеса. Определение алгоритма комплексных подходов

новой методологии и схемы условий технологий системы замеса реализуются в практике хлебопекарных, макаронных и кондитерских технологий замеса.

Их осуществление даст необходимый технологически обоснованный уровень выпускаемой продукции, суть инноваций представлена в таблице.

Таблица 1

Показатели оценки развития и оценки предлагаемой теории тестоприготовления

№ п/п	Наименование	Характеристика
1.	**Гипотеза исследований.**	Определение научных проблем исследований
2.	**Объект исследований.**	Установление структуры процессов, технологий исследований.
3.	**Предмет исследований.**	Выбор оборудования и технологий исследований.
4.	**Методика исследований.**	Обоснование алгоритма исследований: метод, методика, методология.
5.	**Условия исследований.**	Определение финансовых, юридических и правовых условий исследований.
6.	**Анализ исследований.**	Нахождение критериев оценки эффективности исследований.
7.	**Перспективы исследований.**	Возможность внедрения предлагаемой теории тестоприготовления в производство и в практику ВУЗов.
8.	**Результат исследований.**	Признание предлагаемой теории тестоприготовления.

Перспективы исследований. Оценка уровня энергетического воздействия тестомесильных машин и агрегатов является основополагающей в тестоприготовлении. Формирует направления качественной реализации технологий замеса производства хлебопекарной, кондитерской и макаронной продукции. Эти научные подходы затрагивают широкий спектр энергозатрат в процессе реализации технологической операции замес теста.

Результат исследований. Итоги теоретических и экспериментальных исследований данного вида пищевого оборудования, технологической операции и технологий замеса свелись в предлагаемую теорию тестоприготовления. Задачи новой методологии направлены на поиск научно обоснованных характеристик теста.

Литература

1. Янаков, В.П. (2011), Процессы и оборудование пищевых, микробиологических и фармацевтических производств: Авторские тезисы [Обоснование параметров и режимов работы тестомесильной машины периодического действия: автореф. дис. 05.18.12. канд. техн. наук], Донецк, 20 с.

ЗМІСТ

Секція 1 «АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ»……... 3

ENERGY INDICATORS OF OPERATION THE HEAT PUMPING SYSTEM HEATING OF THE ENERGY EFFICIENT HOUSE
Basok B.I., Nedbailo O.M., Bozhko I.K., Tkachenko M.V…… 4

РОЛЬ ФЛУКТУАЦІЙ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ФУНКЦІЙ В РОЗРОБЦІ МОДЕЛЕЙ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РЕЧОВИН
Железний В.П., Мотовой И.В., Глек Я.О., Ханчич Е.Ю……. 5

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПАЛИВА РОСЛИННОГО ПОХОДЖЕНН
Волчок В.О., Кравченко В.В…….. 8

ADAPTATION OF MATHEMATICAL MODEL OF MEDIUM PRESSURE BOILERS PARAMETERS TO REAL OPERATING CONDITIONS
Zhitarenko V., Bejan V…… …… 9

ADAPTATION OF MATHEMATICAL MODEL OF MEDIUM PRESSURE BOILERS PARAMETERS TO REAL OPERATING CONDITIONS
Zhitarenko V., Bejan V., Ostapenko O., Yakovleva O……..... 14

ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ В ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЯХ
Л. Л. Васильев, А. С. Журавлёв,Л. П. Гракович, М. И. Рабецкий, В. А. Олехнович; А. А. Хартоник…… 18

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОТРИМАННЯ РОСЛИННИХ ЕКСТРАКТІВ
Георгієш К.В…….. 23

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙ ЛОПАТОК ТУРБІНИ ПРИ ПЕРЕКЛАДІ ЇЇ НА ЧАСТКОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ
Корольов А.В., Михайлов М.С., Комарова-Ракова Я.О…….. 25

АНАЛИЗ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ДВУХ ТИПОВ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ
Королев А.В., Павлышин П.Я…… 26

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ОКРЕМИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕПЛООБМІННИКА АВАРІЙНОГО РОЗХОЛОДЖУВАННЯ
О.В. Корольов, Т. В. Пирогов……. 28

ЗАСТОСУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ ВИДІВ НАСАДОК РЕГЕНЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ СКЛОВАРНИХ ПЕЧЕЙ
Кошельнік О.В., Гойсан С.Б., Долобовська О.В…….. 29

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСІВ КИПІННЯ РОЗЧИНІВ У СТІКАЮЧІЙ ПЛІВЦІ В КАМЕРАХ ВИПАРНИХ АПАРАТІВ
Кошельнік О.В., Павлова В.Г.,Долобовська О.В……..... 31

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛАСТИНЫ МИКРОКАНАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С ОТВЕРСТИЯМИ ЖАЛЮЗИЙНОГО ТИПА
Новицкая М.П……. 32

ЩОДО СПОСОБІВ ЗМІНИ СТРУКТУРИ КРАПЕЛЬНОГО ПОТОКУ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ПЛОСКОФАКЕЛЬНИХ СТРУМЕНЕВИХ ФОРСУНОК
Пересьолков О.Р., Круглякова О.В……... 36

ВПЛИВ ФОРМИ ВОДОВУГІЛЬНОГО ПАЛИВА НА ЧАС ЗАТРИМКИ ЙОГО ЗАПАЛЮВАННЯ
Степовик М.С., Буличов В.В., Коломієць О.В…… 38

КОЭФФИЦИЕНТЫ ВЛАГО- И ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ПЛОТНОМ СЛОЕ ДИСПЕРСНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ПРОЦЕССАХ СУШКИ
Альтман Э.И., Георгиеш Е.В……. 41

A SOIL REGENERATOR WITH A GRANULAR NOZZLE FOR GREENHOUSES
I. Boshkova, I. Mukminov…… 44

THE DRYING OF GRAIN MATERIALS USING A MICROWAVE ELECTROMAGNETIC FIELD
Volgusheva N.V., Diachenko T.V…… 46

A MICROWAVE DEVICE FOR THE TREATMENT OF PLANT MATERIALS
Volgusheva N.V., Potapov M.D…….. 49

STUDYING THE HEAT EXCHANGE OF A DENSE LAYER OF GRANULAR MATERIAL WITH THE AIRFLOW
Solodka A.V., Bondarenko O…… 51

ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНА ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ ТИПУ «ПОВІТРЯ-ПОВІТРЯ» ДЛЯ ОПАЛЕННЯ ЖИТЛОВОГО БУДИНКУ (М. ОДЕСА)
Квасницький В.А., Зубкова З.С., Хлієва О.Я……. 53

ВИКОРИСТАННЯ МЕТАЛОГІДРИДНИХ АКУМУЛЯТОРІВУ СКЛАДІ АВТОНОМНИХ СИСТЕМ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯНА БАЗІ ПАЛИВНИХ КОМІРОК
Чорна Н.А…… 55

КОАКСІАЛЬНІ ТЕПЛОВІ ТРУБИ, ПРИЗНАЧЕНІ ДЛЯ МЕТРОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ
Шаповал А.А., Панов Є.М., Шаповал І.В…… 57

СИСТЕМА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ «ТЭЦ-ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ НА ДИОКСИДЕ УГЛЕРОДА»
Шит М.Л……. 60

ЗАСТОСУВАННЯ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ
Волчок В.О., Власов О.К……... 65

БУРЯКОВА ВІНАСА ЯК СИРОВИНА ДЛЯ ОТРИМАННЯ БІОГАЗУ ТА ДОБРИВ
Іванова Т.С., Кулічкова Г.І., Сивак В.О., Володько О.І., Лукашевич К.М., Циганков С.П…….. 67

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТРАБОТАННЫХ УГОЛЬНЫХ ШАХТ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ «МАГНЕГАЗА»
Комарова-Ракова Я. О., Королев А.В…… 70

ЗМЕНШЕННЯ НЕГАТИВНОГО ВПЛИВУ НА ДОВКІЛЛЯ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ВІТРОДВИГУНА КОЛИВАЛЬНОГО РУХУ
Медвідь А. М., Панченко В. О…….. 72

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ВЕТРОВЫХ ПОТОКОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ
Бо*шков Л.З., Филипенко А.А*…….. 77

ВОЗДУШНАЯ КОМПРЕССОРНАЯ ТЕПЛОВАЯ УСТАНОВКА (ВКТУ)
Хлебников И…… 80

БУРЯКОВА ВІНАСА ЯК ДЖЕРЕЛО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИРОБНИЦТВА БІОЕТАНОЛУ
Циганков С.П., Іванова Т.С……... 83

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФІЛЬТРАТІВ ПОЛІМЕРВМІСНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІДИН НА ФІЛЬТРАЦІЙНО-ЄМНІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРИГЕННОГО КОЛЕКТОРА
Ахметова В.М., Іванків О.О., Світлицький В.М……. 85

ПОСТРОЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ НЕФТЕБАЗ ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОМ СОЕДИНЕНИИ НАСОСОВ МЕТОДОМ ХАРДИ КРОССА
Бузовский В.П., Кологривов М.М…… 89

ПІДВИЩЕННЯ ВИДОБУВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАФТОГАЗОВИХ СВЕРДЛОВИН ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ХІМІЧНИХ МЕТОДІВ ВПЛИВУ
Ковальчук Ю.І., Світлицький В.М., Іванків О.О……. 91

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА НА ТРУБОПРОВІДНИЙ ТРАНСПОРТ ПРИРОДНОГО ГАЗУ
Кологривов М. М., Гнатовський А. С……. 94

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВИСОТИ НАЛИВУ НАФТИ ПРИ ЗБЕРІГАННІ В РЕЗЕРВУАРАХ НА ВТРАТИ ВІД ВИПАРОВУВАННЯ
Сагала Т.А., Овезов Аман, Дорошенко В.М…… 97

БЛОКУВАННЯ ПРИВИБІЙНОЇ ЗОНИ ПЛАСТА ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН
Світлицький В.М., Іванків О.О……. 99

THE FILTER ON THE BASIS OF THE EJECTOR OF THE HEAT EXCHANGER FOR PURIFICATION OF HARMFUL SUBSTANCES FROM FLUE GASES USING HEAT EXCHANGER AS COMBUSTION GAS FILTER
Kogut V.E. Bushmanov V.M. Gihareva N.V……... 101

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ МИКРООБЪЁМОВ НА ОСНОВЕ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ
Андреев А.И…… 103

ЭКСПЛУАТАЦИЯ АДСОРБЦИОННОГО МОДУЛЯ ПАРОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ
Е.А. Беляновская, Г.Н. Пустовой, К.М. Сухой, М.П. Сухой…… 105

НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА З ТРУБКОЮ ФІЛЬДА
Василів О.Б., Вовченко А.І…… 107

ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОПРІСНЕННЯ ВОДИ ТА ОТРИМАННЯ ВОДИ З ПОВІТРЯ
*Василів О.Б., Проць Б.*М..……. 108

ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЯ КАК НАПРАВЛЕНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК
Галимова Л.В., Седойкин И.Е., Букин В.Г……... 109

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АММИАЧНЫХ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ С БЕЗЗМЕЕВИКОВЫМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ СОСУДОМ
Дроздов М.М., Галимова Л.В. Кузьмин А.Ю…….. 116

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДЕКОРАТИВНИХ ФОНТАНІВ ПРИ КОНДИЦІЮВАННІ ПОВІТРЯ
Жихарєва Н.В., Когут В.О……. 119

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРИМЕСЕЙ ФУЛЛЕРЕНА С60 В КОМПРЕССОРНЫХ МАСЛАХ НА ПАРАМЕТРЫ ЭФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДИЛЬНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СИТЕМЫ РАБОТАЮЩЕЙ НА ПРОПАНЕ
Корниевич С.О., Хлієва О.Я., Желєзний В.П……. 120

ОСОБЛИВОСТІ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В ПРИМІЩЕННІ З БАСЕЙНОМ
Крушельницький Д.О., Жихарєва Н.В……. 125

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ РЕКУПЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК СИСТЕМ МИКРОКЛИМАТА
Лужанская А.В…… 126

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ТА ВОЛОГІСНОГО СТАНУ ПРИМІЩЕННЯ ПРИ РІЗНИХ ВАРІАНТАХ ТЕРМОІЗОЛЯЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ
Мороз М.В., Басок Б.І…… 128

МОДЕЛЛИРОВАНИЕ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТРИГЕНЕРАЦИОННЫХ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ УСТАНОВОК
Овсянник А.В., Ключинский В.П……. 130

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСТАНОВОК ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА БИНАРНЫХ МЕЛКОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ЛЕДЯНЫХ СУСПЕНЗИЙ
Хмельнюк М. Г., Талибли Р. Е…….. 134

ПОРІВНЯННЯ ЕНЕРГОЕВНОСТІ ТОРГОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ПРАЦЮЮЧИХ НА РІЗНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТАХ
Константинов І.В., Хмельнюк М.Г…….. 136

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ ПРИ УПРАВЛІННІ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ АБСОРБЦІЙОГО ТИПУ РІЗНОГО ПРИЗНЧЕНЯ ТА ПОТУЖНОСТІ.
Селіванов А.П……. 140

ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНІ АСПЕКТИ ВИКОРИСТАННЯ РОТОРНО-ЛОПАТЕВОЇ ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ СТІРЛІНГА
Хмельнюк М.Г., Трандафилов В.В……... 145

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК
Биленко Н.А., Титлов А.С., Дорошенко В.М…….. 148

РАЗРАБОТКА ХОЛОДИЛЬНЫХ АППАРАТОВ НА ВОЗОБНОВЛЯЕМОМ ИСТОЧНИКЕ ЭНЕРГИИ
Биленко Н.А., Титлов А.С……. 149

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДВОХ ТИПІВ КЛИНОВИХ ЗАСУВОК
Корольов О. В., Павлишин П. Я., Тітлов О. С. ,Мирончук В. С…….. 152

DESIGN OF PERIODIC OPERATION AMMONIA-WATER ABSORPTION REFRIGERATION UNITS IN ATMOSPHERIC WATER GENERATION SYSTEMS
Ozolin N.E., Titlov A.S., Kravchenko V.V……. 156

THE SEARCH OF ENERGY-EFFICIENT OPERATION MODE OF AMMONIA-WATER-ABSORPTION REFRIGERATION MACHINES
Osadchuk E.A., Kirilov V.Kh., Titlov A.S…….. 159

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ В СИСТЕМАХ ПЕРВИННОГО НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ДРІБНОСЕМ'ЯНИХ КУЛЬТУР
Петушенко С.М., Тітлов О.С…… 162

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА В ТРЕХПОТОЧНОМ ИСПАРИТЕЛЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА
Титлов А.С., Васылив О.Б., Адамбаев Д.Б…….. 165

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ БРОСОВОЙ ТЕПЛОТЫ НА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРПОВОДОВ
Титлов А.С., Дорошенко В.М., Закушняк М.Ю…….. 175

РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ СПОСОБОВ УПРАВЛЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ АППАРАТАМИ
Титлов А.С., Титлова О.А., Березовская Л.В……... 178

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ НА СУДАХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХАГРЕГАТІВ
Тітлов О.С., Адамбаєв Д.Б., Редунов Г.М…… 180

РОЗРОБКА СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ
Тітлов О.С., Осадчук Є.О., Василів О.Б., Адамбаєв Д.Б…… 182

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ДЕФЛЕГМАТОРА АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА
Холодков А.О., Титлов А.С., Титлова О.А…….. 184

РАЗРАБОТКА ПЕРВИЧНЫХ АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ МОЛОКА НА БАЗЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ И БРОСОВЫХ ИСТОЧНИКАХ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ
Цой А.П., Титлов А.С., Алимкешова А.Х., Джамашева Р.А…… 195

РАЗРАБОТКА БЫТОВЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ПРИБОРОВ С ТЕПЛОВЫМИ КАМЕРАМИ
Титлов А.С., Гратий Т.И., Козонова Ю.А., Приймак В.Г…….. 211

ПРЯМЕ ПІДКЛЮЧЕННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО НАСОСУ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ ВІД ФОТОЕЛЕКТРИЧНОГО МОДУЛЯ
Баганов Є.О., Соловйов М.В……. 213

Секція 2: «ЕКОЛОГІЯ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА РАЦІОНАЛЬНЕ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ»……. 217

МОРСЬКІ НАФТОВІ ТЕРМІНАЛИ – ДЖЕРЕЛА ВПЛИВУ НА АТМОСФЕРНЕ ПОВІТРЯ І ПРИРОДООХОРОННІ ЗАХОДИ
Купріяшкіна О.В., Зацерклянний М.М., Столевич Т.Б……... 218

МОРСЬКІ НАФТОВІ ТЕРМІНАЛИ – ДЖЕРЕЛА ВПЛИВУ НА ВОДНІ РЕСУРСИ І ШЛЯХИ ЙОГО ЗМЕНШЕННЯ
Купріяшкіна О.В., Зацерклянний М.М., Столевич Т.Б……... 221

ПРИРОДООХОРОННІ ЗАХОДИ ЩОДО БЕЗПЕЧНОГО ПОВОДЖЕННЯ З ВІДХОДАМИ НАФТОВИХ ТЕРМІНАЛІВ
Купріяшкіна О.В., Зацерклянний М.М., Столевич Т.Б…….. 223

ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ОЧИСНИХ СПОРУД м. ОДЕСИ.
Сиренко А., Зацерклянний М.М…… 227

ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ УКРАЇНИ В СУЧАСНИХ УМОВАХ
Нестер А.А…….. 228

ОЦІНКА ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ ПРОДУКЦІЇ РЕСТОРАНУ МЕТОДОМ БАЛАНСОВИХ СХЕМ
Соколова В.І., Крусір Г.В…….. 233

ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА В СИСТЕМІ НАЦІОНАЛЬНОЇ БЕЗПЕКИ
Аракелян К.О., Столевич Т.Б…… 237

ПРОБЛЕМАТИКА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПИТНОЮ ВОДОЮ ПІДПРИЄМСТВ ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ
Бондар С.М., , Чабанова О.Б., Трубнікова А.А……... 238

RESEARCH OF THE OZONATION PROCESS OF BIOLOGICALLY PURE MUNICIPAL WASTEWATER
Sergii Bondar, Olga Shevchenko, Oksana Chabanova, Anastasiia Trubnikova, Iryna Kuznetsova……. 240

ТЕХНОЛОГІЧНІ РІШЕННЯ З ВИДІЛЕННЯ, ОЧИЩАННЯ ТА ЗБЕРІГАННЯ СОКУ ЦУКРОВОГО СОРГО ДЛЯ ПОДАЛЬШОЇ ФЕРМЕНТАЦІЇ З МЕТОЮ ОТРИМАННЯ БІОЕТАНОЛУ
Володько О.І., Циганков С.П……. 243

IMPROVING THE TECHNOLOGY OF SOIL TREATMENT, CONTAMINATED BY HEAVY METALS USING SOIL AMENDMENTS
E. Zaitseva…… 247

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОЧИЩЕННЯ ГРУНТІВ, КОНТАМІНОВАНИХ ВААЖКИМИ МЕТАЛАМИ, ЗА ВИКОРИСТАННЯМ ҐРУНТОВИХ ДОБАВОК
Гаркович О.Л., Зайцева Е.Ю……. 248

МОЖЛИВІ ШЛЯХИ ВИРІШЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПРОБЛЕМ ЕНЕРГЕТИКИ
Лужанська Г.В., Чефтєлов І.О., Климчук І.О……. 250

УДОСКОНАЛЕННЯ ЕКОБІОТЕХНОЛОГІЇ ОТРИМАННЯ ВОДНЮ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ
Ляліна А.В., Кузнєцова І.О…… 251

RECYCLING AND THE USE OF FOOD WASTE
M.M. Madani, A.O. Tkachenko……... 252

УДОСКОНАЛЕННЯ БІОТЕХНОЛОГІЇ ОЧИЩЕННЯ ОБОРОТНИХ ВОД РИБНИЦЬКИХ ГОСПОДАРСТВ
Пашняк А.В., Крусір Г.В…….. 253

ПОВОДЖЕННЯ З ВІДХОДАМИ РОСЛИННОГО ПОХОДЖЕННЯ, ЩО УТВОРЮЮТЬСЯ ТА НАКОПИЧУЮТЬСЯ У ЗОНАХ ЗЕЛЕНИХ НАСАДЖЕНЬ
Прозоркевич Є.Д., Зацерклянний М.М., Корягіна І.О., Столевич Т.Б…….. 255

БІОТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ УТИЛІЗАЦІЇ ОРГАНІЧНИХ ВІДХОДІВ ВИРОБНИЦТВА ЯК НЕВІД'ЄМНА СКЛАДОВА УПРАВЛІННЯ СТАЛИМ РОЗВИТКОМ СУЧАСНОГО ПІДПРИЄМСТВА
Сагдєєва О.А., Крусір Г.В……. 257

ЗАСТОСУВАННЯ БІОТЕХНОЛОГІЙ В ПЕРЕРОБЦІ ВІДХОДІВ ВИРОБНИЦТВА САЛОМАСУ, ЯК АСПЕКТ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ ПІДПРИЄМСТВА
Скляр В.Ю…….. 262

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПЛОДООВООЧЕВИХ КОНСЕРВНИХ ПІДПРИЄМСТВ ДЛЯ ВПРОВАДЖЕННЯ БІОТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕТОДІВ УТИЛІЗАЦІЇ ВІДХОДІВ ВИРОБНИЦТВА
Гніздовський О.С., Сагдєєва О.А…….. 265

APPLICATION OF ANAMMOX PROCESS FOR WASTEWATER TREATMENT FOR MEAT PROCESSING PLANTS
M. Madani, O. Garkovich, R. Shevchenko…….. 268

ОЦЕНКА РАЗВИТИЯ ПРЕДЛАГАЕМОЙ ТЕОРИИ ТЕСТОПРИГОТВЛЕНИЯ (ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ, ПОДХОДЫ, МЕТОДЫ)
Янаков В. П……. 269

Наукове видання

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

за матеріалами
XVIII Всеукраїнської науково-технічної
онлайн-конференції

«АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ»

29-30 вересня 2020 року

(українською, російською, англійською мовами)

Підписано до друку 6.10.2020
Формат 60×84/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Друк офсетний. Ум. др. арк. 16,27. Наклад 100 прим.
Зам № 231120/2

Надруковано з готового оригінал-макету у друкарні «Апрель»
ФОП Бондаренко М.О.
65045, м. Одеса, вул. В.Арнаутська, 60
тел.: +38 048 700 11 55
www.aprel.od.ua

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до державного реєстру видавців ДК № 4684 від 13.02.2014 р.