

## ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

**УДК 621.577.4: 536.7**

**Волощук В. А., к.т.н., доцент** (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)

### **ВИЗНАЧЕННЯ МІСЦЬ, ЗНАЧЕНЬ ТА ПРИЧИН ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ВТРАТ У ТЕПЛОНАСОСНІЙ УСТАНОВЦІ НА СТІЧНИХ ВОДАХ НА ОСНОВІ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДОЛОГІЇ ПОГЛИБЛЕНОГО ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ**

**В роботі визначено місця, значення та причини термодинамічних втрат у теплонасосній установці на стічних водах в складі системи теплозабезпечення будинку на основі застосування методології поглибленого ексергетичного аналізу. Згідно отриманих даних, з метою підвищення енергетичної ефективності такої установки, необхідно у першу чергу знижувати необоротності у проміжному теплообміннику шляхом зменшення у ньому температурного напору.**

**Ключові слова:** поглиблений ексергетичний аналіз, теплонасосна установка на стічних водах, теплозабезпечення будинку.

**Вступ.** Методи ексергетичного аналізу, що базуються на поєднанні першого та другого законів термодинаміки, характеризуються ширшими можливостями при вирішенні задач обґрунтування параметрів та режимів роботи теплоенергетичних систем у порівнянні із методами енергетичного або ентальпійного аналізу, які в своїй основі використовують тільки перший закон термодинаміки. На відміну від енергетичного аналізу ексергетичний метод оцінювання дозволяє визначити місцезнаходження, значення та джерела термодинамічних втрат в системі.

Новим етапом методології ексергетичного оцінювання є поглиблений ексергетичний аналіз, який розроблено представниками німецької школи прикладної термодинаміки [1-4]. Даний аналіз важливий з точки зору розширення можливостей ексергетичного підходу для прикладного використання.

Теплонасосні установки (ТНУ) є одними із найбільш перспективними технологіями в теперішній час для цілого ряду сфер. Особливе місце належить теплонасосним системам, що використовують низькопотенційну енергію стічних вод. Завдяки відносно вищим температурам низькопотенційного джерела такі системи характеризуються

вищою енергетичною ефективністю. З іншої сторони дані ТНУ є технологічно складнішими і дорожчими.

Огляд наукових джерел показав, що методологія поглибленого ексергетичного аналізу реалізована, в основному, на прикладі холодильних машин або ТНУ промислового призначення, де розглядається тільки один режим роботи – номінальний [1-6]. ТНУ у складі систем теплозабезпечення будинку характеризуються мінливістю режимів роботи всередині опалювального сезону, що визначається впливом погодно-кліматичного чинника і повинно обов'язково враховуватися при застосуванні ексергетичного оцінювання [7]. На основі детального огляду існуючих робіт автори [8] приходять до висновку, що зовсім мало досліджень з ексергетичного аналізу присвячено ТНУ на стічних водах. В роботі [7] наведено дані із поглибленого ексергетичного аналізу ТНУ на стічних водах у складі системи теплозабезпечення будинку, але без урахування її термодинамічної взаємодії із теплообмінником, що призначений для передачі енергії стічних вод теплоносію проміжного контуру.

**Метою** роботи є реалізація поглибленого ексергетичного аналізу з визначення місць, значень та причин термодинамічних втрат у ТНУ на стічних водах, у складі якої є проміжний теплообмінник для утилізації енергії стічних вод, при теплозабезпеченні будинку із урахуванням мінливих режимів роботи впродовж опалювального періоду.

В кожному елементі енергоперетворювальної системи можна позбутися тільки частини термодинамічних втрат. Через технологічні обмеження, пов'язаних, наприклад, із існуючими матеріалами, технологіями і/або вартістю матеріалів і виробничих процесів, максимальне значення ексергетичної ефективності  $k$ -го компонента не може бути збільшене при будь-яких інвестиціях. Частина деструкції ексергії, яка незалежно від досконалості компонента буде мати місце, називається неминучою, або такою, якої позбутися неможливо (англ. – unavoidable – UN). Інша частина деструкції ексергії – та, якої можна позбутися (англ. – avoidable – AV) [1-4]

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{AV} + \dot{E}_{D,k}^{UN}. \quad (1)$$

Отже, при удосконаленні енергосистеми зусилля повинні бути направлені саме на ту частину деструкції ексергії, якої можна позбутися.

Доведено, що деструкція ексергії в окремому елементі системи залежить від необоротностей як безпосередньо у самому елементі, так і в інших елементах, що входять у систему [1-4]. В результаті бу-

ло розроблено теорію розділення деструкції ексергії на внутрішньозалежну (англ. – endogenous – EN) та зовнішньозалежну (англ. – exogenous – EX) [1-4]

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (2)$$

На основі отриманих значень внутрішньо- та зовнішньозалежних частин деструкції ексергії можна розробити стратегію удосконалення системи [1-4]:

- при  $\dot{E}_{D,k}^{EN} > \dot{E}_{D,k}^{EX}$ , необхідно зробити акцент на удосконалення даного компонента;

- при  $\dot{E}_{D,k}^{EN} < \dot{E}_{D,k}^{EX}$ , даний компонент може бути удосконалений «автоматично» за рахунок удосконалення інших компонентів системи або структурних змін системи;

- при  $\dot{E}_{D,k}^{EN} = \dot{E}_{D,k}^{EX}$  варто перейти до аналізу інших елементів системи, оскільки удосконалення одного з інших елементів обов'язково вплине на значення деструкції ексергії в даному елементі, тобто призведе до перших двох випадків аналізу.

В результаті такого поділу деструкції ексергії з'явився так званий поглиблений ексергетичний аналіз [1-4]. Об'єднання цих чотирьох складових деструкції ексергії елемента системи забезпечило її поділ на такі частини: внутрішньозалежну і ту, якої неможливо позбутися  $\dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$  – не може бути усунута через існуючі технологічні обмеження даного елемента системи; зовнішньозалежну і ту, якої неможливо позбутися  $\dot{E}_{D,k}^{UN,EX}$  – не може бути усунута через існуючі технологічні обмеження інших елементів системи та даного структурного рішення; внутрішньозалежну і ту, якої можна позбутися  $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$  – може бути усунута за рахунок удосконалення даного елемента системи; зовнішньозалежну і ту, якої можна позбутися  $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$  – може бути усунута за рахунок удосконалення інших елементів системи та/або структурного рішення системи.

Крім того, для кращого розуміння взаємного впливу компонентів системи, зовнішньо залежну деструкцію ексергії  $k$ -го компонента можна розділити за формулою [1]

$$\dot{E}_{D,k}^{EX} = \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{E}_{D,k}^{EX,r} + \dot{E}_{D,k}^{mexo} \quad (3)$$

де  $\dot{E}_{D,k}^{EX,r}$  – частина зовнішньозалежної деструкції ексергії в  $k$ -му компоненті, яка спричинена  $r$ -м компонентом;

$\dot{E}_{D,k}^{mexo}$  – частина зовнішньозалежної деструкції ексергії в  $k$ -му компоненті, яка спричинена одночасною дією всіх компонентів системи одночасно [1].

На рис. 1 показано структуру розділення деструкції ексергії у  $k$ -му компоненті системи відповідно до наведеної вище класифікації.

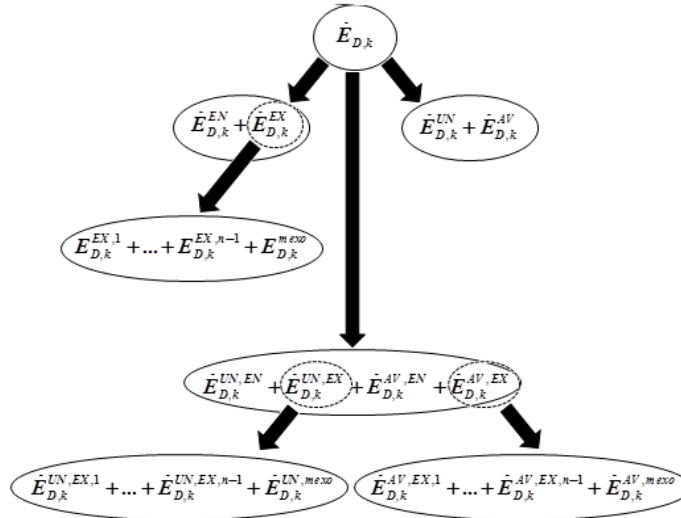


Рис. 1. Поділ деструкції ексергії у  $k$ -му компоненті системи [4]

З точки зору практичного удосконалення теплоенергетичної системи необхідно виділяти саме ту деструкцію ексергії, яку можна уникнути за рахунок удосконалення  $k$ -го елемента. Ця складова буде визначатися за формулою [1]

$$E_{D,k}^{AV,\Sigma} = E_{D,k}^{AV,EN} + \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{E}_{D,r}^{AV,EX,k}, \quad (4)$$

де  $E_{D,k}^{AV,\Sigma}$  – сумарне значення деструкції ексергії, якої можна позбутися за рахунок термодинамічного удосконалення  $k$ -го компонента і яка має місце у даному елементі  $E_{D,k}^{AV,EN}$  та інших  $r$  елементах

$$\sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{E}_{D,r}^{AV,EX,k}.$$

В даних дослідженнях в якості низькотемпературного джерела

енергії використовуються стічні води з температурою, що змінюється в діапазоні 13...17° С. Для проектного режиму охолодження теплоносія проміжного контуру у випарнику прийнято рівним 3 К, у теплообміннику проміжного контуру нагрів цього теплоносія становить 3 К. Мінімальний температурний напір як у випарнику, так і у конденсаторі рівний 5 К. Температурний напір у теплообміннику проміжного контуру становить у проектному режимі 7 К.

Для дослідження режимів роботи системи теплозабезпечення при зміні теплового навантаження (непроектний режим роботи) використаний квазістаціонарний підхід побудови математичних моделей відповідно до [7] з урахуванням добового коливання параметрів впливу. Для кожного режиму роботи ТНУ ексергія продукту, яка рівна ексергії продукту конденсатора, залишається постійною.

Для реалізації поглибленого ексергетичного аналізу ТНУ використаний так званий термодинамічний метод, який базується на побудові гібридних термодинамічних циклів [1-4]. При цьому, для проектного режиму при визначенні деструкції ексергії, якої неможливо позбутися через технологічні обмеження, прийнято мінімальний температурний напір у випарнику та конденсаторі рівним 1 К, у проміжному теплообміннику 2 К, а ізоентропний ККД компресора – 94%.

На даному етапі досліджень вплив гідравлічних опорів в елементах ТНУ на деструкцію ексергії окремо не вивчався.

Аналіз отриманих даних показав, що частка деструкції ексергії в кожному елементі ТНУ є різною в різні періоди опалювального сезону. Відповідно, на відміну від апробованих на практиці підходів з ексергетичної оцінки ТНУ, де розглядається тільки один режим роботи системи, для адекватної оцінки ТНУ в складі системи теплозабезпечення будинку з урахуванням мінливих режимів роботи пропонується використовувати динамічний метод аналізу на основі квазістаціонарного підходу з розрахунковим часовим кроком 24 год із подальшим інтегральним оцінюванням ексергетичних критеріїв за допомогою їх сезонних значень.

На рис. 2 показано сезонні значення внутрішньозалежної і тієї, що можна уникнути, деструкції ексергії  $E_{D,k}^{EN,AV,year}$  та зовнішньозалежної і тієї, що можна уникнути, деструкції ексергії  $E_{D,k}^{EX,AV,r,year}$  для кожного компонента ТНУ. Причому остання складова, у свою чергу, розподілена кількісно на ті елементи теплового насоса, від яких вона залежить (див. формулу (3)).

Отже, із рис. 2 бачимо, що в компресорі більша половина де-

струкції ексергії, яку можна уникнути, (497 кВт·год або 76%) залежить від термодинамічної досконалості інших елементів. У свою чергу, ця деструкція, в основному, обумовлена недосконалістю проміжного теплообмінника та випарника, через що у компресорі має місце 194 кВт·год та 135 кВт·год сезонної деструкції ексергії відповідно. Всього 69 кВт·год сезонної деструкції ексергії у компресорі спричинено конденсатором, а 98 кВт·год – сумісною дією кількох елементів (проміжного теплообмінника, випарника та конденсатора).

Із рис. 2 бачимо, що на відміну від компресора, в конденсаторі майже вся деструкція ексергії, яку можна уникнути, (229 кВт·год або 96%) залежить від термодинамічної досконалості самого конденсатора.

Із рис. 2 видно, що у дросельному вентилі вся частина деструкції ексергії, яку можна уникнути, залежить від термодинамічної досконалості інших компонентів ТНУ. Причому, більша частка (162 кВт·год або 35%) даної деструкції спричинена недосконалістю проміжного теплообмінника. 138 кВт·год або 30% даної частини деструкції ексергії зумовлена процесами необоротності при передачі теплоти у конденсаторі. 125 кВт·год або 27% даної частини деструкції ексергії зумовлена процесами необоротності при передачі теплоти у випарнику. Як видно із рис. 2 частина зовнішньо залежної і тієї, яку можна уникнути, деструкції ексергії у дросельному вентилі, що зумовлена компресором, є від'ємною (-5 кВт·год). Це означає, що ця частина деструкції ексергії у дросельному вентилі може бути зменшена шляхом збільшення термодинамічної досконалості у компресорі. Деструкція ексергії, що можна уникнути, і яка обумовлена сумісною дією всіх чотирьох елементів (проміжного теплообмінника, випарника, конденсатора та компресора) рівна 40 кВт·год.

Із рис. 2 видно, що у випарнику майже вся частина деструкції ексергії (277 кВт·год або 90%), яку можна уникнути, залежить від термодинамічної досконалості самого випарника. Що ж стосується зовнішньо залежної деструкції ексергії, то найбільша частка, 37 кВт·год, але з від'ємним знаком, обумовлена сумісними процесами необоротності у компресорі, конденсаторі та проміжному теплообміннику. Для зменшення від'ємної частини деструкції ексергії у випарнику необхідно на цю величину збільшити деструкцію ексергії в інших елементах.

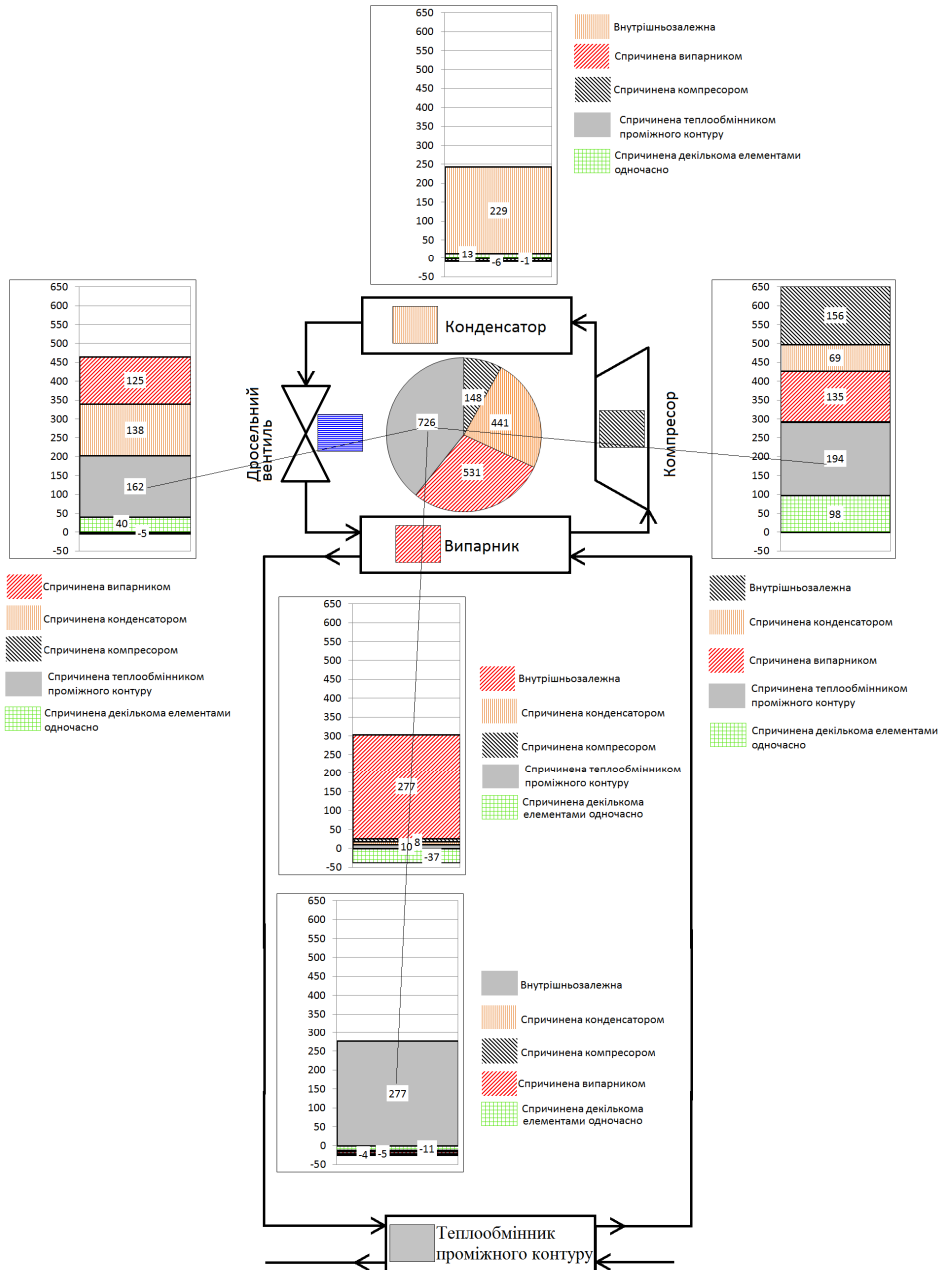


Рис. 2. Сезонні  $E_{D,k}^{AV, \Sigma, year}$  за опалювальний період значення деструкції ексергії, що можна уникнути за рахунок удосконалення k-го елемента ТНУ типу «вода-вода» на стічних водах

Так само як і у конденсаторі та випарнику майже вся частина деструкції ексергії (277 кВт·год або 89%), яку можна уникнути, зале-

жить від термодинамічної досконалості самого проміжного теплообмінника.

Отже, як видно із рис. 2, найбільше значення сумарної деструкції ексергії, що можна позбутися у ТНУ за рахунок термодинамічного удосконалення  $k$ -го компонента, зосереджене у теплообміннику проміжного контуру і рівне  $E_{D,SWHE}^{AV,\Sigma,year} = 726$  кВт·год (або близько 40%). Для випарника та конденсатора ці частини деструкції ексергії виявилися меншими ніж у теплообміннику проміжного контуру і рівні відповідно 531 кВт·год та 441 кВт·год (або відповідно 29 та 24%). Для компресора ця частина деструкції ексергії є досить малою і становить 148 кВт·год (або 8%). Тобто у прийнятих умовах, суттєвого термодинамічного удосконалення ТНУ можна досягти за рахунок зниження необоротностей при передачі теплоти в першу чергу у проміжному теплообміннику, у випарнику та конденсаторі – тобто зниження температурного напору у цих теплообмінниках. При цьому, проміжний теплообмінник має більші можливості ніж випарник та конденсатор. У компресорі можливості незначні.

**Висновки.** В роботі наведені результати поглибленого ексергетичного аналізу ТНУ з проміжним теплообмінником утилізації енергії стічних вод, призначеного для теплозабезпечення будівлі протягом опалювального періоду із урахуванням сезонних коливань потреб енергії та температури низькопотенційного джерела.

У компресорі 76% деструкції ексергії, яку можна уникнути, залежить від термодинамічної досконалості інших елементів. Всі 100% деструкції ексергії, що можна уникнути у дросельному вентилі, залежать від необоротностей в інших елементів. 90...97% деструкції ексергії, яку можна уникнути у конденсаторі, випарнику та проміжному теплообміннику залежать від термодинамічної досконалості цих же елементів.

Найбільше значення сезонної деструкції ексергії, що можна позбутися у ТНУ за рахунок термодинамічного удосконалення  $k$ -го компонента, зосереджене у теплообміннику проміжного контуру і становить близько 40%. Випарник та конденсатор мають менші можливості, з точки зору зниження деструкції ексергії у ТНУ (відповідно 29 та 24%). У компресорі такі можливості незначні.

1. Tsatsaronis G., Morosuk T. Advanced exergy-based methods used to understand and improve energy-conversion systems. *The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016)*. Program and Proceedings, Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14-



16, 2016. Gliwice – Katowice, Silesia, 2016. – P. 75–89. **2.** Morosuk T., Tsatsaronis G. New approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. *Energy*. 2008. Vol. 33. P. 890–907. **3.** Morosuk T., Tsatsaronis G. Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids. *Energy*. 2009. Vol. 34. P. 2248–2258. **4.** Morosuk T., Tsatsaronis G. Advanced exergy analysis for chemically reacting systems-application to a simple open gas-turbine system. *Int J Thermodyn*. 2009. Vol. 12. P. 105–111. **5.** Erbay Z., Hepbasli A. Application of conventional and advanced exergy analyses to evaluate the performance of a ground-source heat pump (GSHP) dryer used in food drying. *Energy Conversion and Management*. 2014. Vol. 78. P. 499–507. **6.** Харлампи́ди Д. Х., Тарасова В. А. Структурный термодинамический анализ парокомпрессорной холодильной машины. *Технические газы*. 2012. № 5. С. 57–66. **7.** Voloshchuk V. A. Advanced exergetic analysis of a heat pump providing space heating in built environment. *Energetika*. 2017. 63(3). P. 83–92. **8.** A. Hepbasli, E. Biyik, O. Ekren, H. Gunerhan, M. Araz. A key review of wastewater source heatpump (WWSHP) systems. *Energy Conversion and Management*. 2014. Vol. 88. P. 700–722. **9.** T. B. Herbas, E. C. Berlinck, C. A. T. Uriu, R. P. Marques, J. A. R. Parise. Steady-state simulation of vapor-compression heat pump. *International Journal of Energy Research*. 1993. Vol. 17. P. 801–816.

Рецензент: д.т.н., професор Рябенко О. А. (НУВГП)

---

**Voloshchuk V. A., Candidate of Engineering (Ph.D.), Associate Professor** (National University of Water and Environmental Engineering, Rivne)

## **IDENTIFYING THE LOCATION, MAGNITUDE AND SOURCES OF THERMODYNAMIC INEFFICIENCY IN A WASTEWATER SOURCE HEAT PUMP BASED ON ADVANCED EXERGETIC ANALYSIS**

**In contrast to conventional exergy-based methods, advanced exergetic analyses can evaluate exergy destructions due to interactions among components of the energy-conversion system and the real potential for improving system components. Application of the advanced exergetic analysis to a wastewater source heat pump with wastewater heat exchanger providing space heating in variable operation modes is proposed in the work. In order to determine thermodynamic parameters of the refrigeration vapor compression cycle a special simulation model was used. The so-called thermodynamic-cycle-based approach was applied to split the exergy destruction within each component of a heat pump into unavoidable,**

avoidable, endogenous and exogenous parts. It is shown that in the investigated conditions, the biggest part (76%) of exergy destruction in the compressor and all exergy destructions in throttling valve can be avoided by reducing irreversibilities in the remaining components of the system. 90...97% of exergy destructions, which can be avoided in the condenser, evaporator and the wastewater heat exchanger, are mainly caused by irreversibilities within these components. The biggest part (40%) of avoidable exergy destruction in the heat pump is due to thermodynamic inefficiencies (caused by temperature differences) in the wastewater heat exchanger. The condenser and the evaporator have fewer possibilities (respectively 29 and 24%) for improving exergy efficiency of the system. The compressor has the last priority for decreasing irreversibilities. Based on the applied advanced exergetic analysis it is possible to receive more precise and useful information for better understanding and improving the design and operation of the analyzed energy-conversion system.

*Keywords:* advanced exergetic analysis, wastewater heat pump, space heating.

---

**Волощук В. А., к.т.н., доцент** (Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно)

#### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕСТ, ЗНАЧЕНИЙ И ПРИЧИН ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКЕ НА СТОЧНЫХ ВОДАХ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДОЛОГИИ УГЛУБЛЕННОГО ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА**

В работе определены места, значения и причины термодинамических потерь в теплонасосной установке на сточных водах в составе системы теплоснабжения здания на основе применения методологии углубленного эксергетического анализа. Согласно полученным данным, с целью повышения энергетической эффективности такой установки, необходимо в первую очередь снижать необратимости в промежуточном теплообменнике путем уменьшения в нем температурного напора.

*Ключевые слова:* углубленный эксергетический анализ, теплонасосная установка на сточных водах, теплообеспечение здания.

---