

УДК 621.577

О. П. Остапенко, к. т. н., доц.; В. В. Лещенко; Р. О. Тіхоненко**ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ
ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ З ЕЛЕКТРИЧНИМ І КОГЕНЕРАЦІЙНИМ
ПРИВОДАМИ**

Проаналізовано енергетичну ефективність парокompресійних теплових насосів (ТН) з електричним і когенераційним приводами. Визначено ефективні дійсні режими роботи теплових насосів з електричним і когенераційним приводами з урахуванням втрат енергії під час генерування, постачання й перетворення електричної енергії.

Ключові слова: енергетична ефективність, тепловий насос, коефіцієнт перетворення, електричний привод, когенераційний привід.

Вступ

Сучасний розвиток енергетики характеризується значним збільшенням вартості енергоносіїв, а також погіршенням стану довкілля й ускладненням його охорони від дії теплогенерувальних установок. Енерго- та ресурсозбереження і охорона довкілля є пріоритетними напрямками розвитку фундаментальних досліджень у галузі споживання паливно-енергетичних ресурсів [1]. У промисловому комплексі України частка споживання природного газу все ще залишається значною. Більше половини енергетичних проблем країни розв'язується за рахунок спалювання природного газу. У світлі енергетичної кризи актуальною є проблема ефективного споживання енергоносіїв та впровадження новітніх енергозберігаючих технологій [2]. Використання парокompресійних теплових насосів з електричним та когенераційним приводами сприятиме економії природного газу та захисту навколишнього середовища за рахунок зниження теплового забруднення й кількості шкідливих викидів продуктів згорання.

За останні роки питанням енергетичної ефективності теплових насосів присвячено чимало публікацій [1 – 7]. У роботі [1] автором виконано дослідження з підвищення ефективності та вибору раціональних параметрів і режимів роботи теплонасосних станцій для систем опалення та теплопостачання за витратою умовного палива. У [2] проведено термодинамічний та ексергетичний аналізи ефективності парокompресійного циклу теплонасосної станції теплопостачання. Авторами в дослідженні [3] проаналізовано термодинамічну ефективність теплонасосних станцій теплопостачання. У дослідженні [4] запропоновано новий підхід до оцінки ефективності теплових насосів. Проте в дослідженнях [3 – 4] не враховані втрати енергії під час генерування, постачання й перетворення електричної енергії від електростанцій різних типів. Авторами [5] проведено аналіз ТН з електричним і когенераційним приводами для обмеженої кількості варіантів. У роботі [6] виконано оцінку ефективності різних варіантів теплових насосів за коефіцієнтом використання первинної енергії. Автором [7] проведено термодинамічний аналіз різних типів ТН.

У роботах [1 – 7] авторами не здійснено оцінку енергетичної ефективності парокompресійних теплових насосів з електричним та когенераційним приводами з урахуванням втрат енергії під час генерування, постачання й перетворення електричної енергії.

Метою дослідження є визначення енергетичної ефективності парокompресійних теплових насосів з електричним і когенераційним приводами, визначення ефективних дійсних режимів роботи ТН з електричним і когенераційним приводами з урахуванням втрат енергії під час генерування, постачання й перетворення електричної енергії.

Основна частина

У парокомпресійних ТН підвищення температурного рівня низькотемпературної теплоти відбувається за механічного стиску холодоагенту в компресорі. Теплові насоси можуть мати електричний і когенераційний приводи (від газопоршневого двигуна). Когенераційний привід теплових насосів має переваги порівняно з електричним, оскільки дозволяє уникнути додаткових втрат електроенергії під час транспортування. Крім того, застосування ТН із когенераційним приводом компресора від газових двигунів може розглядатися як один із важливих напрямів енерго- і ресурсозбереження, оскільки передбачає утилізацію теплоти відхідних газів після газового двигуна, що забезпечує кращу енергетичну ефективність.

Енергетичну ефективність теплових насосів можна оцінити декількома критеріями ефективності. Найчастіше енергетичну ефективність перетворення енергії в тепловому насосі оцінюють коефіцієнтом перетворення енергії φ , який дорівнює відношенню енергії, яка надійшла споживачу, до енергії, яку використали для реалізації циклу.

Енергетична ефективність ТН може бути оцінена коефіцієнтом перетворення, теоретичне значення якого визначають за формулою

$$\varphi_m = \frac{T_1}{T_1 - T_2}, \quad (1)$$

де T_1 та T_2 – відповідно температури високотемпературного теплоносія на виході та низькотемпературного теплоносія на вході в ТН, К.

Слід зазначити, що коефіцієнт перетворення не враховує всі втрати енергії, пов'язані з виробленням теплоти в ТН. У реальних умовах, крім дроселювання, відбуваються втрати енергії в трубопроводах та обладнанні ТН.

Дійсний коефіцієнт перетворення ТН становитиме

$$\varphi_o = \varphi_m \cdot \eta_{mn}, \quad (2)$$

де η_{mn} – енергетичний ККД ТН, який враховує всі втрати енергії в тепловому насосі. Величина енергетичного ККД сучасних ТН знаходиться у межах 0,65 – 0,7 [4].

У вітчизняній і закордонній літературі та на практиці ефективність використання ТН оцінюють переважно за дійсним коефіцієнтом перетворення. Для ефективної роботи ТН з електричним приводом вважається прийнятною величина $\varphi_d \geq 2,5 \dots 3,0$; висока енергетична ефективність ТН забезпечується за $\varphi_d = 3,5 \dots 4,0$. Ці значення коефіцієнтів перетворення підтверджені статистичними даними щодо дійсних коефіцієнтів перетворення ТН, які випускають фірми LG, Mitsubishi, MHPUL, MHPUE, FUJITSU, McQUAY, HPVU, «Енергія», «Тритон-ЛТД» [4].

Висока енергетична ефективність ТН з когенераційним приводом забезпечується за $\varphi_d \geq 2,0$, що зумовлено врахуванням додаткової теплової потужності від утилізаційного обладнання когенераційного приводу ТН [6].

Проаналізуємо енергетичну ефективність системи «Джерело приводної енергії ТН – ТН – споживач теплоти від ТН» на прикладі парокомпресійних теплових насосів з електричним і когенераційним приводами. Перевагою такого підходу є врахування втрат енергії під час генерування, постачання й перетворення електричної енергії до ТН з метою визначення ефективних дійсних режимів роботи ТН з електричним і когенераційним приводами.

Електроенергію в Україні виробляють теплові (ТЕС), атомні електростанції (АЕС) та гідроелектростанції (ГЕС). До складу української енергетики входить 44 теплових, 8 гідравлічних та 4 атомних електростанції. На теплові електростанції припадає до 46,3% всього обсягу виробництва електроенергії, на атомні – 47%, на гідравлічні – близько 7% [8, 9].

Проведемо розрахунок енергетичного ланцюга від ТЕС, АЕС та ГЕС до споживача електричної енергії.

Коефіцієнт корисної дії ТЕС з виробництва електроенергії залежить від ККД основних елементів – парового котла, турбоустановки, а також з'єднуючих їх трубопроводів пари й води [9, 10].

Під час генерування електричної енергії частина виробленої енергії (4 – 6%) витрачається на підготовку палива, подачу котельного повітря, відведення димових газів із котлів, подачу охолоджувальної води, відведення конденсату та інше. Якщо прийняти витрати електроенергії на власні потреби ТЕС у розмірі 5%, то остаточний ККД ТЕС (енергоблоку) з виробництва електроенергії можна визначити

$$\eta_{ТЕС} = \eta_{нк} \cdot \eta_{мп} \cdot \eta_{мы} (1 - 0,05), \quad (3)$$

де $\eta_{нк}$ – ККД парового котла, $\eta_{мп}$ – ККД трубопроводів, $\eta_{мы}$ – ККД турбоустановки.

Найбільший вплив на ККД електростанції має ККД турбоустановки, який враховує значну втрату теплової енергії в конденсаторі турбіни (45 – 50% від виробленої кількості теплової енергії). Решта втрат енергії на електростанції є значно меншими. Приймаючи $\eta_{нк} = 0,9$; $\eta_{мп} = 0,99$; $\eta_{мы} = 0,5$, отримаємо з формули (3) значення $\eta_{ТЕС} = 0,423$, яке відповідає номінальній потужності електростанції. У випадку неповного навантаження ТЕС значення ККД зменшується.

Якщо на АЕС як первинне джерелом енергії розглядати ядерний реактор, то значення ККД АЕС залежатиме від ККД турбогенераторної установки. До складу турбогенераторної установки входить парова турбіна, ККД якої η_{nm} (з урахуванням усіх втрат теплової енергії в ядерному реакторі, у теплообміннику, у конденсаторі, у трубопроводах) становитиме близько 33 – 34%. ККД генератора приблизно дорівнює 98,5%. Тоді значення ККД АЕС можна визначити так:

$$\eta_{АЕС} = \eta_{nm} \cdot \eta_2 = 0,33 \cdot 0,985 = 0,325. \quad (4)$$

На ГЕС для вироблення електричної енергії використовують енергію водних потоків. Первинними двигунами для ГЕС є гідротурбіни, які приводять в обертання синхронні гідрогенератори. ККД ГЕС становить $\eta_{ГЕС} = 90 - 93\%$, і за цим показником вони є найекономічнішими електростанціями [9, 10].

Знаючи значення ККД ТЕС, АЕС та ГЕС і частки електричної енергії, що вони генерують, можна визначити середній ККД генерування електроенергії в Україні.

Усереднене значення ККД електростанцій становитиме:

$$\eta_{ЕС} = \frac{\alpha_{ТЕС} + \alpha_{АЕС} + \alpha_{ГЕС}}{\frac{\alpha_{ТЕС}}{\eta_{ТЕС}} + \frac{\alpha_{АЕС}}{\eta_{АЕС}} + \frac{\alpha_{ГЕС}}{\eta_{ГЕС}}}, \quad (5)$$

де $\alpha_{ТЕС}$, $\alpha_{АЕС}$, $\alpha_{ГЕС}$ – частки електричної енергії, що генеруються відповідними електростанціями.

Ураховуючи, що $\alpha_{ТЕС} = 0,463$; $\alpha_{АЕС} = 0,47$ та $\alpha_{ГЕС} = 0,07$, з формули (5) можна одержати усереднене значення ККД електростанцій $\eta_{ЕС} = 0,383$.

У випадку залучення в енергетичний баланс України альтернативних видів електростанцій (на базі парогазових установок (ПГУ) та газотурбінних установок (ГТУ), сонячних електростанцій термодинамічного циклу (СЕС), вітроенергетичних електростанцій (ВЕС)) усереднене значення ККД електростанцій визначають так:

$$\eta_{ЕС} = \frac{\sum \alpha_i}{\sum (\alpha_i / \eta_i)}, \quad (6)$$

де α_i – частки електричної енергії, що генеруються відповідними електростанціями; η_i –

ККД відповідної електростанції.

Від електростанцій електрична енергія через розподільчі мережі надходить до споживача. ККД функціонування розподільчих електричних мереж визначають рівнем втрат енергії під час її транспортування.

За даними річного звіту НКРЕ за 2010 рік, величина загальних технологічних втрат електроенергії в Україні склала 12,5% від обсягу електроенергії, що надійшла в мережу. Отже, ККД розподільчих мереж в Україні становитиме

$$\eta_{ЛЕП} = 1 - \beta_{втр} = 1 - 0,125 = 0,875. \quad (7)$$

У кінці енергетичного ланцюга знаходиться споживач електричної енергії – електричний двигун ТН. ККД електричного двигуна потужністю 55 – 100 кВт з урахуванням втрат енергії в блоці управління двигуном становитиме $\eta_{ЕП} = 80 - 85\%$. ККД електричного двигуна великої потужності становитиме $\eta_{ЕП} = 90 - 95\%$.

Отже, проаналізувавши ланцюг генерування, постачання і перетворення електричної енергії, отримаємо значення загального ККД генерування, постачання й перетворення електричної енергії до ТН

$$\eta_{ЕЛ} = \eta_{ЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \eta_{ЕП}, \quad (8)$$

значення якого становитиме:

– для теплових насосів малої потужності (до 1 МВт)

$$\eta_{ЕЛ} = 0,383 \cdot 0,875 \cdot 0,8 = 0,268;$$

– для теплових насосів великої потужності (понад 1 МВт)

$$\eta_{ЕЛ} = 0,383 \cdot 0,875 \cdot 0,9 = 0,302.$$

Рівняння енергетичного балансу для системи «Джерело приводної енергії ТН – ТН – споживач теплоти від ТН» на прикладі парокompресійних теплових насосів з електричним приводом:

$$Q_{mn} = Q_m \cdot \eta_{ЕЛ} \cdot \varphi_m \cdot \eta_{mn} = Q_m \cdot \eta_{mn}, \quad (9)$$

де Q_{mn} – теплова потужність ТН, Q_m – потужність, витрачена на електростанції для вироблення електричної енергії для привода ТН, $\eta_{ЕЛ}$ – загальний ККД генерування, постачання й перетворення електричної енергії за формулою (8), η_{mn} – ККД теплового потоку, що враховує втрати енергії та робочого агента в трубопроводах та обладнанні ТН.

Для оцінювання енергетичної ефективності ТН з електроприводом використаємо безрозмірний показник

$$Q_{mn}/Q_m = \eta_{ЕЛ} \cdot \varphi_m \cdot \eta_{mn}. \quad (10)$$

За умови $Q_{mn}/Q_m = 1$ тепловий насос передає до споживача таку ж теплову потужність, яка була витрачена для вироблення електроенергії для привода ТН. Чим більше значення цього показника, тим більш ефективним та конкурентоздатним буде тепловий насос.

Для ТН з когенераційним приводом рівняння енергетичного балансу для системи «Джерело приводної енергії ТН – ТН – споживач теплоти від ТН» матиме вид (9). Проте в цьому випадку загальний ККД генерування, постачання й перетворення електричної енергії визначатимуть за формулою: $\eta_{ЕЛ} = \eta_{ЕД} \cdot \eta_{ЕП}$, де $\eta_{ЕД}$ – ефективний ККД газопоршневого двигуна.

Для ТН з когенераційним приводом значення φ_m в рівнянні (9) визначатимуть з урахуванням

потужності утилізаційного обладнання когенераційного приводу $\varphi_m = \frac{Q_{mn} + \Sigma Q_{ут}}{N_{км}}$, де $N_{км}$ – теоретична потужність компресора ТН, $\Sigma Q_{ут}$ – потужність утилізаційного обладнання коге-

нераційного приводу ТН.

Енергетичну ефективність ТН із когенераційним приводом будемо оцінювати таким безрозмірним показником

$$Q_{mn}/Q_m = \eta_{ED} \cdot \eta_{EP} \cdot \varphi_m \cdot \eta_{mn} \quad (11)$$

Дослідження енергетичної ефективності ТН проводили методом математичного моделювання роботи ТН з використанням програми в Excel. Досліджували енергетичну ефективність ТН з електроприводом і когенераційним приводом компресора від газопоршневого двигуна (ГПД). Схеми зазначених ТН наведені в роботі [11].

На рис. 1 показані значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з електроприводом для теплових насосів малої потужності залежно від теоретичних значень коефіцієнта перетворення. Дослідження проводили для випадків використання в ТН електроенергії від електростанцій різних типів, а також для усереднених значень ККД електростанцій в Україні. Пунктирною лінією на рис. 1 показане граничне значення показника енергетичної ефективності ТН. Як зазначалось раніше, для випадків $Q_{mn}/Q_m > 1$ використання ТН є доцільним.

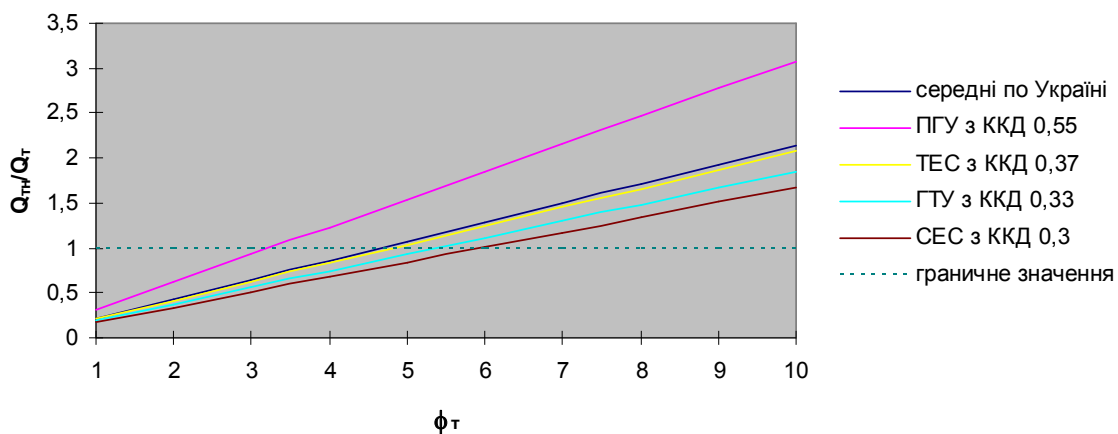


Рис. 1. Значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з електроприводом для теплових насосів малої потужності залежно від теоретичних значень коефіцієнта перетворення

На рис. 2 показано значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з електроприводом для теплових насосів великої потужності залежно від теоретичних значень коефіцієнта перетворення. Як і в попередньому випадку, дослідження проводили для випадків використання в ТН електроенергії від електростанцій різних типів, а також для усереднених значень ККД електростанцій в Україні. Вище пунктирної лінії визначена область ефективного використання таких ТН.

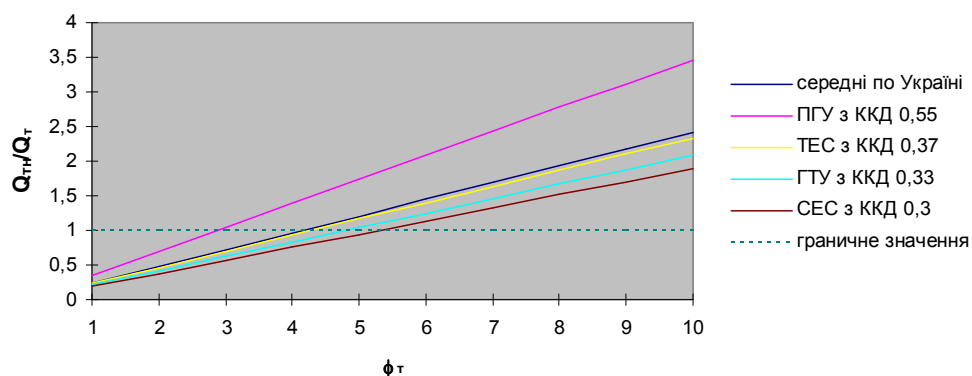


Рис. 2. Значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з електроприводом для теплових насосів великої потужності залежно від теоретичних значень коефіцієнта перетворення

На рис. 3 показані значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з електроприводом для теплових насосів малої потужності залежно від дійсних значень коефіцієнта перетворення. Як і в попередніх випадках, на рис. 3 вище пунктирної лінії визначена область ефективного використання таких ТН.

Залежності, показані на рис. 1 та 2, дозволяють визначити мінімальні теоретичні значення коефіцієнта перетворення ТН, вище яких застосування певного виду ТН є доцільним.

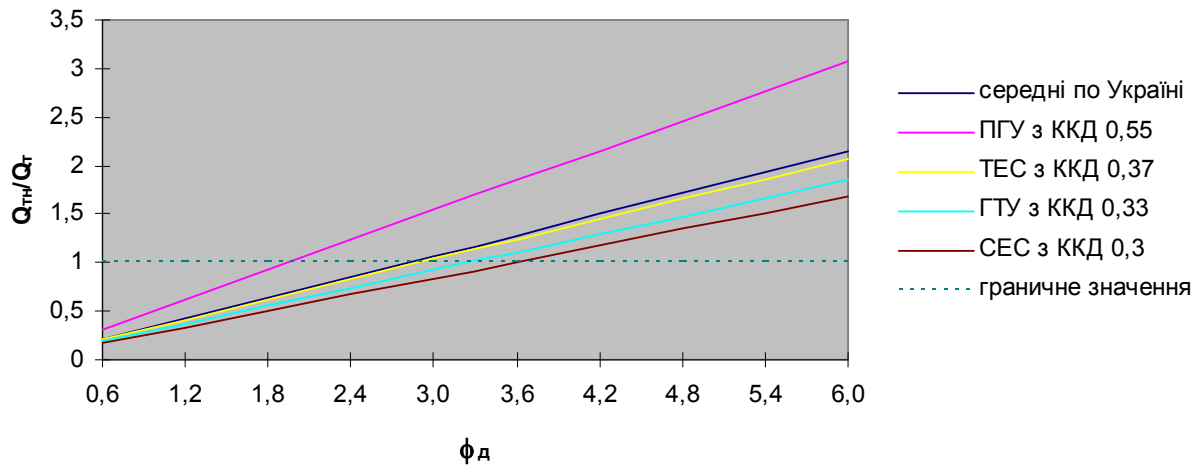


Рис. 3. Значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з електроприводом для теплових насосів малої потужності залежно від дійсних значень коефіцієнта перетворення

На рис. 4 показані значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з електроприводом для теплових насосів великої потужності залежно від дійсних значень коефіцієнта перетворення. Вище пунктирної лінії визначена область ефективного використання таких ТН.

Залежності на рис. 3 та 4 дозволяють визначити мінімальні дійсні значення коефіцієнта перетворення ТН, вище яких застосування певного виду ТН є доцільним.

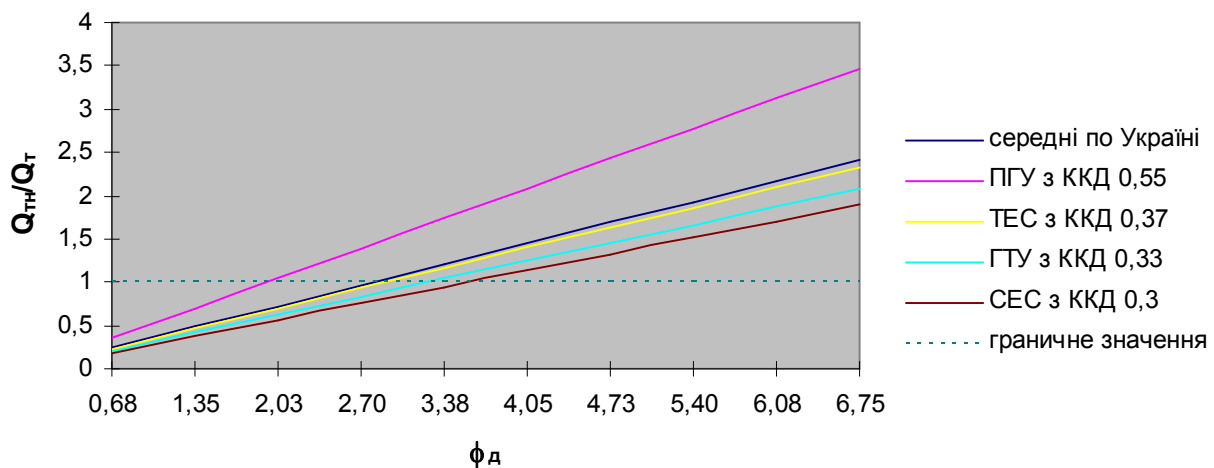


Рис. 4. Значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з електроприводом для теплових насосів великої потужності залежно від дійсних значень коефіцієнта перетворення

На рис. 5 показані значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з когенераційним приводом для теплових насосів малої та великої потужності залежно від теоретичних значень коефіцієнта перетворення. Як і в попередніх випадках, пунктирною лінією на рис. 5 показане граничне значення показника енергетичної ефективності ТН, вище якого

визначена область ефективного використання таких ТН.

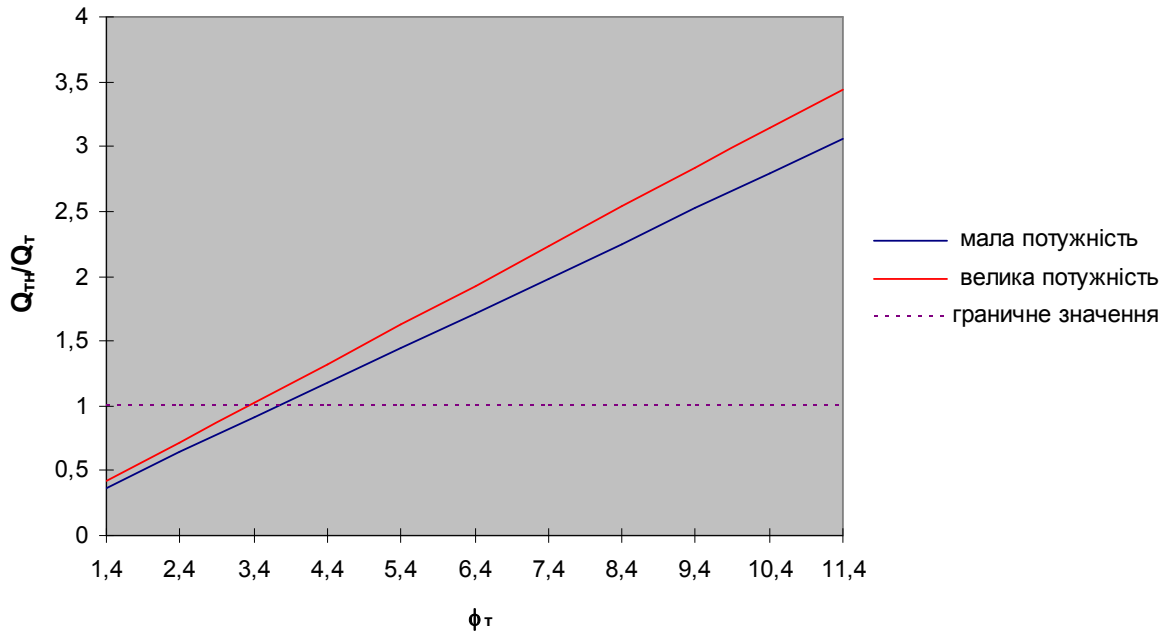


Рис. 5. Значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з когенераційним приводом для теплових насосів малої та великої потужності залежно від теоретичних значень коефіцієнта перетворення

Залежності, показані на рис. 5, дозволяють визначити мінімальні теоретичні значення коефіцієнта перетворення ТН, вище яких застосування певного виду ТН є доцільним.

На рис. 6 показані значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з когенераційним приводом для теплових насосів малої потужності залежно від дійсних значень коефіцієнта перетворення. Вище пунктирної лінії визначена область ефективного використання таких ТН.

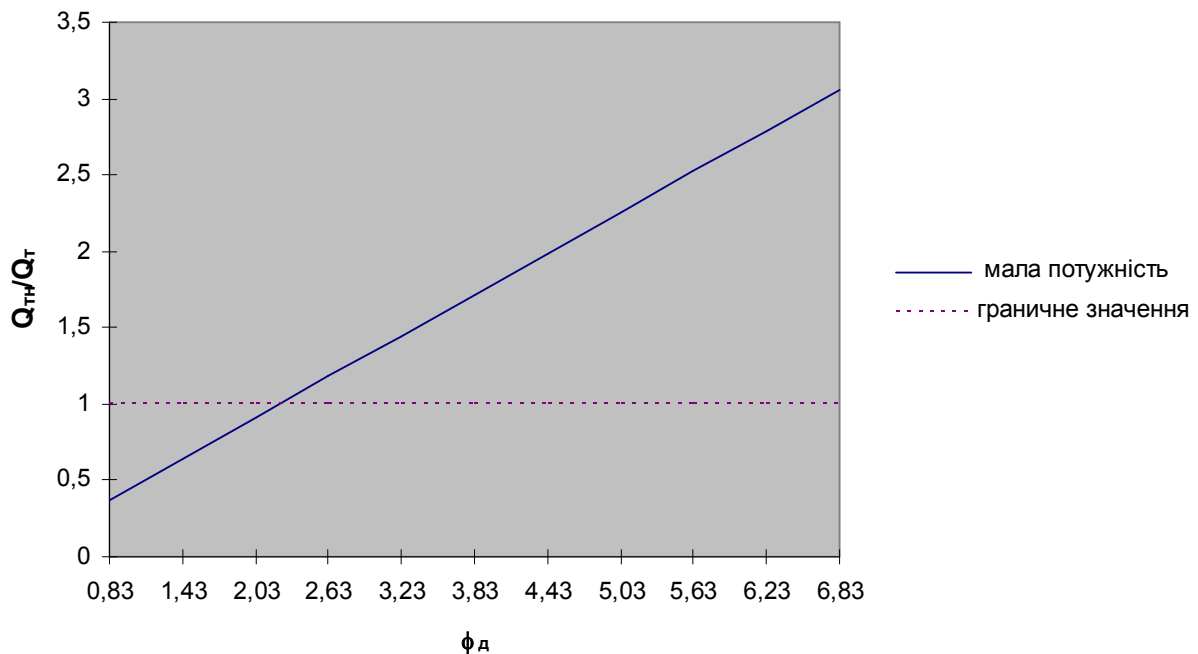


Рис. 6. Значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з когенераційним приводом для теплових насосів малої потужності залежно від дійсних значень коефіцієнта перетворення

Значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з когенераційним при-

водом для теплових насосів великої потужності залежно від дійсних значень коефіцієнта перетворення показані на рис. 7. Як і в попередніх випадках, пунктирною лінією на рис. 7 показане граничне значення показника енергетичної ефективності ТН, вище якого визначена область ефективного використання таких ТН.

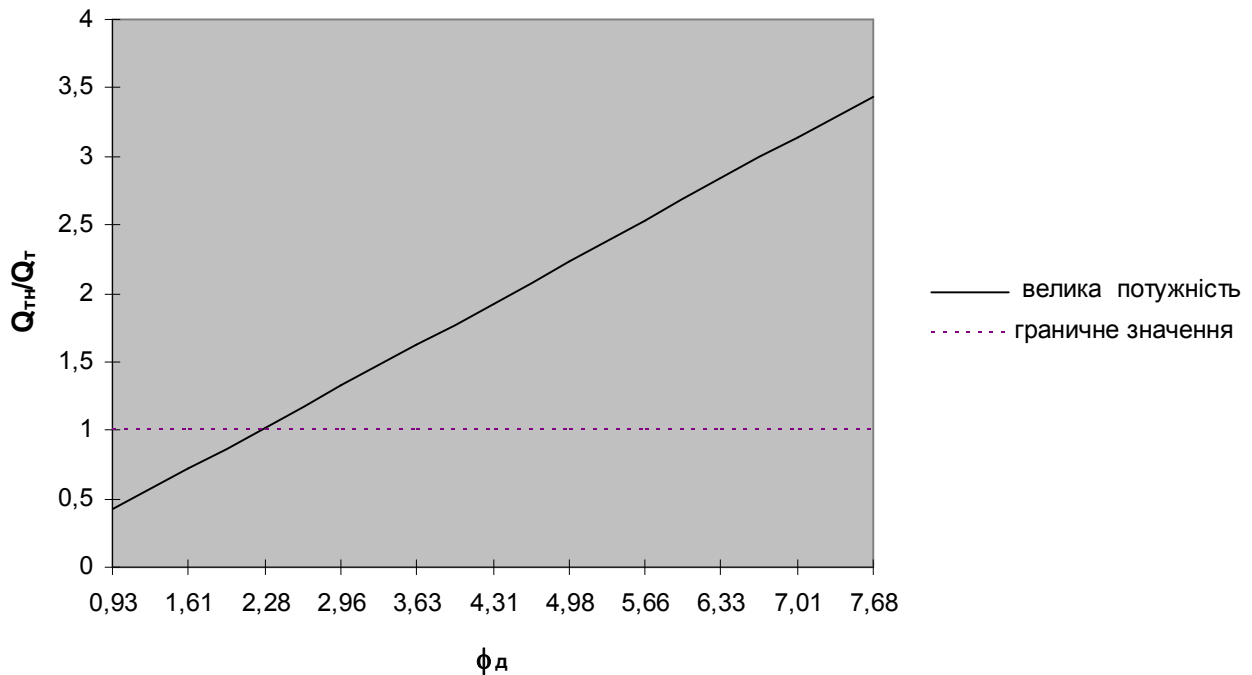


Рис. 7. Значення безрозмірного показника енергетичної ефективності ТН з когенераційним приводом для теплових насосів великої потужності залежно від дійсних значень коефіцієнта перетворення

Залежності, показані на рис. 6 та 7, дозволяють визначити мінімальні дійсні значення коефіцієнта перетворення ТН, вище яких застосування певного виду ТН є доцільним.

Висновки

Здійснено оцінку енергетичної ефективності парокомпресійних теплових насосів з електричним та когенераційним приводами, визначено ефективні дійсні режими роботи ТН з електричним та когенераційним приводами з урахуванням втрат енергії під час генерування, постачання й перетворення електричної енергії.

Проаналізовано енергетичну ефективність системи «Джерело приводної енергії ТН – ТН – споживач теплоти від ТН» на прикладі парокомпресійних теплових насосів з електричним та когенераційним приводами. Перевагою такого підходу є врахування втрат енергії під час генерування, постачання й перетворення електричної енергії від електростанцій різних типів до ТН з метою визначення ефективних дійсних режимів роботи ТН з електричним та когенераційним приводами.

Для парокомпресійних теплових насосів з електричним та когенераційним приводами визначено області їхнього ефективного використання за безрозмірним показником енергетичної ефективності. Аналіз проведено для парокомпресійних ТН малої та великої потужностей.

Запропоновані на рис. 1 – 7 залежності дозволяють визначити мінімальні теоретичні та дійсні значення коефіцієнта перетворення ТН, вище яких застосування певного виду ТН є доцільним.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Исанова А. В. Повышение эффективности и выбор рациональных параметров и режимов работы теплонасосных станций для систем отопления и горячего водоснабжения : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. тех. наук : спец. 05.23.03 «Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение» / А. В. Исанова. – Воронеж, 2011. – 18 с.

2. Денисова А. Є. Аналіз парокомпресійного циклу теплонасосних станцій тепlopостачання / А. Є. Денисова, В. Ю. Бірюк // Тр. Одес. политехн. ун-та. – 2012. – Вып. 1 (38). – С. 125 – 128.
3. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність теплонасосних схем тепlopостачання / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Вісник ВПШ. – 2013. – № 3. – С. 39 – 45.
4. Ильин Р. А. Новый подход к оценке эффективности тепловых насосов / Р. А. Ильин, А. К. Ильин // Вестник АГТУ. Сер.: Морская техника и технология. – 2010. – № 2. – С. 83 – 87.
5. Петин Ю. М. Тепловые насосы / Ю. М. Петин, В. Е. Накоряков // Российский химический журнал. – 1999. – Т. 41, № 6. – С. 107 – 111.
6. Калнинь И. М. Техника низких температур на службе энергетики / И. М. Калнинь // Холодильное дело. – 1996. – № 1. – С. 26 – 29.
7. Елистратов С. Л. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов : дисс. ... доктора техн. наук : 01.04.14 / Елистратов Сергей Львович. – Новосибирск, 2010. – 383 с.
8. Енергетична стратегія України на період до 2030 року (Схвалена розпорядженням Кабінету міністрів України від 15 березня 2006 р.). Офіційний сайт Міністерства енергетики та вугільної промисловості України. – Режим доступу: <http://mpe.kmu.gov.ua/fuel/control/uk/doccatalog>.
9. Войтенко В. А. Порівняльний енергетичний аналіз впливу на навколишнє середовище транспортних засобів на електричній і бензиновій тязі / В. А. Войтенко // Електротехн. та комп'ютер. системи: наук.-техн. журн. – 2011. – №03 (79). – С. 116 – 118.
10. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник / [Абрамов В. И., Бартоломей Г. Г., Бисярин А. Н. и др.] ; под. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
11. Ткаченко С. Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах тепlopостачання. Монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця. – 2009. – 176 с.

Остапенко Ольга Павлівна – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теплоенергетики.

Лещенко Вадим Володимирович – студент інституту будівництва, теплоенергетики та газопостачання.

Тіхоненко Роман Олегович – студент інституту будівництва, теплоенергетики та газопостачання. Вінницький національний технічний університет.

O. P. Ostapenko, Cand. Sc. (Eng.), Assis. Prof.; V. V. Leshchenko; R. O. Tikhonenko
**ENERGY EFFICIENCY OF STEAM COMPRESSOR HEAT PUMPS WITH
ELECTRIC AND COGENERATION DRIVE**

Energy efficiency of steam compressor heat pumps (HP) with electric and cogeneration drive has been analyzed. Efficient real operation modes of heat pumps with electric and cogeneration drive are determined, taking into account energy losses in the process of generation, supply and conversion of electric energy.

Key words: *energy efficiency, heat pump, coefficient of performance, electric drive, cogeneration drive.*

Introduction

Modern development of power industry is characterized by substantial cost increase of energy resources, deterioration of the environment and complication of its protection against the impact of heat generating installations. Energy and resource-saving, environment protection are priority directions in the development of fundamental research in the sphere of fuel and energy resources [1]. In industrial complex of Ukraine the share of natural gas consumption still remains rather high more than half of energy problems of the country are solved at the expense of natural gas burning. Problem of efficient consumption of energy resources and introduction of energy-saving technologies becomes very urgent due to energy crisis [2]. Usage of steam compressor heat pumps with electric and cogeneration drive will promote natural gas saving and environment protection due to reduction of thermal pollution and harmful emissions of combustion products.

In recent years a great deal of papers were devoted to the problems of energy efficiency of heat pumps [1 – 7]. In [1] the author carried out the research aimed at efficiency increase, selection of rational parameters and operation modes of heat pumping plants for heating systems and heat supply regarding equivalent fuel consumption. In [2] thermodynamic and exergy analysis of the efficiency of steam compressor cycle of heat pumping plants of heat supply was carried out. The authors in [3] analyze thermodynamic efficiency of heat pumping plants of heat supply. In [4] new approach to the estimation of heat pumps is suggested. However, in research [3 – 4] energy losses during generation, supply and conversion of electric energy from various types of electric power plants are not taken into consideration. The authors [5] performed analysis of HP with electric and cogeneration drive for limited amount of variants. In [6] the estimation of the efficiency of different variants of heat pumps according to the coefficient of primary energy usage is performed. The author in [7] realized thermodynamic analysis of various types of HP.

In [1–7] the authors did not carry out evaluation of energy efficiency of steam compressor heat pumps with electric and cogeneration drive, taking into account energy losses during generation, supply and conversion of electric energy.

Aim of the research is determination of the efficiency of steam compressor heat pumps with electric and cogeneration drive, determination of the efficient operation modes of HP with electric and cogeneration drive, taking into account energy losses during generation, supply and conversion of electric energy.

Main part

In steam compressor heat pumps increase of temperature level of low temperature heat takes place during mechanical compression of refrigerant in the compressor. Heat pumps may have electric and cogeneration drive (from gas-piston engine). Cogeneration drive of heat pumps has advantages as compared with electric one, because it enables to avoid additional losses of electric energy during

transportation. Besides, application of HP with cogeneration drive of the compressor from gas engines can be considered as one of important directions of energy and resources-saving, as it provides utilization of fuel gases heat after gas engine, that provides better energy efficiency.

Energy efficiency of heat pumps may be evaluated by several efficiency criteria. Most frequently energy efficiency of energy conversion in heat pump is evaluated by the coefficient of performance of energy φ , that equals to the ratio of energy, obtained by the consumer, to the energy, used by cycle realization.

Energy efficiency of HP may be evaluated by the coefficient of performance, theoretical value of which is defined by the formula

$$\varphi_t = \frac{T_1}{T_1 - T_2}, \quad (1)$$

where T_1 and T_2 – temperatures of high temperature heat-transfer agent at the output and low temperature heat-transfer agent at the input of HP, K; correspondingly.

It should be noted, that coefficient of performance does not take into consideration all losses of energy, connected with heat generation in HP. In real conditions, besides throttling, energy losses take place in pipe-lines and HP equipment.

Real coefficient of performance of HP will be

$$\varphi_r = \varphi_t \cdot \eta_{hp}, \quad (2)$$

where η_{hp} – energy efficiency factor of HP, that takes into consideration all energy losses in heat pump. Value of energy efficiency of modern HP is within the limits of 0,65–0,7 [4].

In home, foreign literature and in practice the efficiency of HP usage is estimated mainly according to real coefficient of performance. For efficient operation of HP with electric drive value of $\varphi_r \geq 2,5 \dots 3,0$ is considered to be acceptable; high energy efficiency of HP is provided at $\varphi_r = 3,5 \dots 4,0$. Such values of coefficients of performance are proved by statistic data of real coefficients of performance of HP, manufactured by such companies as LG, Mitsubishi, MHPUL, MHPUE, FUJITSU, McQUAY, HPVU, "ENERGY", "TRITON-LTD" [4].

High energy efficiency of HP with cogeneration drive is provided if $\varphi_r \geq 2,0$; it is stipulated by the fact, that additional heat power of utilization equipment of HP cogeneration drive is taken into account [6].

We will analyze energy efficiency of the system "Source of drive energy HP – HP – consumer of heat from HP" on the example of steam compressor heat pumps with electric and cogeneration drive. The advantage of such approach is that energy losses during generation, supply and conversion of electric energy to HP is taken into consideration in order to determine efficient real operation modes of HP with electric and cogeneration drive.

Electric energy in Ukraine is generation by thermal power plants (TPP), nuclear power plants (NPP) and hydropower stations (HPS). Energy branch of national economy of Ukraine comprises 44 thermal power plants, 8 hydropower stations and 4 nuclear power plants. Thermal power plants generate 46,3% of the total volume of generated energy, nuclear power plants generate 47%, and hydropower stations – 7% [8, 9].

Let us perform calculation the energy chain from TPP, NPP and HPS to the consumers of electric energy.

Efficiency factor of TPP of electric energy generation depends on the efficiency factor of main elements – steam boiler, turbine plant and pipe lines of steam and water [9, 10].

During generation of electric energy, part of the generated energy (4–6%) is spent on fuel preparation, boiler air supply, flue gases removal from the boilers, cooling water supply, condensate removal and other needs. If electric energy expenditures for TPP auxiliary power are 5%, then final efficiency factor of TPP (energy unit) may be determined

$$\eta_{TPP} = \eta_{sb} \cdot \eta_{pl} \cdot \eta_{tp} (1 - 0,05), \quad (3)$$

where η_{sb} – efficiency factor of steam boiler, η_{pl} – efficiency factor of pipe lines, η_{tp} – efficiency factor of turbine plant.

Efficiency factor of turbine plant that takes into account considerable loss of thermal energy in turbine condenser (45–50% of generated amount of heat energy) has the greatest impact on efficiency factor of power station. Other losses of energy at power station are far less. Assuming $\eta_{sb}=0,9$; $\eta_{pl}=0,99$; $\eta_{tp} = 0,5$, we obtain from the formula (3) the value of $\eta_{TPP} = 0,423$, that corresponds to nominal power of electric power station. In case of insufficient load of TPP the value of efficient factor decreases.

If at NPP nuclear reactor is considered to be the primary source of energy, then the value of NPP efficiency factor will depend on the efficiency factor of turbo-generator plant. Turbo-generator plant comprises steam turbine, efficiency factor of which η_{st} (taking into account all losses of thermal energy in nuclear reactor, in heat exchanger, in condenser, in pipe lines) will be approximately 33 – 34%. Efficiency factor of the generator equals approximately 98,5%. Then, the value of NPP efficiency factor may be determined as:

$$\eta_{NPP} = \eta_{st} \cdot \eta_g = 0,33 \cdot 0,985 = 0,325. \quad (4)$$

At HPP energy of water flows is used for generation of electric energy. Prime movers for HPP are hydro turbines that move synchronous hydro generators. Efficiency factor of HPP is $\eta_{HPP} = 90 - 93\%$, and, according to this parameter, they are the most economical power stations [9, 10].

Knowing the values of efficiency factors of TPP, NPP and HPP and also shares of electric energy, they generate, we may determine average efficiency factor of electric energy generation in Ukraine.

Averaged value of electric power plants efficiency factor will be:

$$\eta_{EPP} = \frac{\alpha_{TPP} + \alpha_{NPP} + \alpha_{HPP}}{\frac{\alpha_{TPP}}{\eta_{TPP}} + \frac{\alpha_{NPP}}{\eta_{NPP}} + \frac{\alpha_{HPP}}{\eta_{HPP}}}, \quad (5)$$

where α_{TPP} , α_{NPP} , α_{HPP} – shares of electric energy, generated by corresponding electric power plants.

Taking into account that $\alpha_{TPP} = 0,463$; $\alpha_{NPP} = 0,47$ and $\alpha_{HPP} = 0,07$, we may obtain from the formula (5) the averaged value of efficiency factor of power plants $\eta_{PP} = 0,383$.

If alternative types of electric power plants (on the base of steam-gas installations (SGI) and gas-turbine installations (GTI), solar power plants of thermodynamic cycle (SPP), wind energy plants (WEP)), are involved in energy balance of Ukraine, the averaged value of power plants efficiency factor will be determined in the following way:

$$\eta_{EPP} = \frac{\sum \alpha_i}{\sum (\alpha_i / \eta_i)}, \quad (6)$$

where α_i – shares of electric energy, generated by corresponding electric power stations;

η_i – efficiency factor of the corresponding electric power station.

From electric power stations electric energy across distributive grids arrives to the consumer. Efficiency factor of distributive grids operation is determined by the level of energy losses while it's transporting.

According to the annual report of National Commission of Energy Branch Regulation of 2010 value of total technological losses of electric energy in Ukraine was 12,5% of the total volume of electric energy, arrived to the grid. Hence, efficiency factor of distributive grids in Ukraine will be

$$\eta_{DG} = 1 - \beta_{los} = 1 - 0,125 = 0,875. \quad (7)$$

At the end of energy chain there is a consumer of electric energy – electric motor of HP. Efficiency factor of 55–100 kW electric motor, taking into account losses of energy in motor control unit, will be $\eta_{ED} = 80\text{--}85\%$. Efficiency factor of large power electric motor will be $\eta_{ED} = 90\text{--}95\%$.

Thus, having analyzed chain of generation, supply and conversion of electric energy we obtain the value of general efficiency factor of generation, supply and conversion of electric energy to HP

$$\eta_{EP} = \eta_{EPP} \cdot \eta_{DG} \cdot \eta_{ED}, \quad (8)$$

values of which will be:

– for heat pumps of small capacity (up to 1 MW)

$$\eta_{EP} = 0,383 \cdot 0,875 \cdot 0,8 = 0,268;$$

– for heat pumps of large capacity (higher than 1 MW)

$$\eta_{EP} = 0,383 \cdot 0,875 \cdot 0,9 = 0,302.$$

Equation of energy balance for the system "Source of drive energy HP – HP – consumer of heat from HP" on the example of steam compressor heat pumps with electric drive:

$$Q_{hp} = Q_h \cdot \eta_{EP} \cdot \varphi_t \cdot \eta_{hf}, \quad (9)$$

where Q_{hp} – thermal capacity of HP, Q_h – power, spent at electric power station for generation of electric energy of HP drive, η_{EP} – total efficiency factor of generation, supply and conversion of electric energy according to the formula (8), η_{hf} – efficiency factor of heat flow, that takes into account losses of energy and working substance in pipe lines and HP equipment.

For evaluation of energy efficiency of HP with electric drive, we use non-dimensional index

$$Q_{hp}/Q_h = \eta_{EP} \cdot \varphi_t \cdot \eta_{hf}. \quad (10)$$

On condition that $Q_{hp}/Q_h = 1$ heat pump transfers to consumer the same thermal capacity, that was spent for generation of electric energy to HP drive. The greater is the value of this index, more efficient and competitive heat pump will be.

For HP with cogeneration drive energy balance equation for the system "Source of drive energy HP – HP – consumer of heat from HP" will have the form (9). However, in this case, total efficiency factor of generation, supply and conversion of electric energy will be determined by the formula: $\eta_{EP} = \eta_{EM} \cdot \eta_{ED}$, where η_{EM} – efficient factor of gas-piston engine. For HP with cogeneration drive the value of φ_t in the equation (9) will be determined, taking into account the power of utilizing

equipment of cogeneration drive $\varphi_t = \frac{Q_{hp} + \Sigma Q_{ut}}{N_{cp}}$, where N_{cp} – theoretical power of HP compressor, ΣQ_{ut} – power of utilizing equipment of HP cogeneration drive.

Energy efficiency of HP with cogeneration drive will be evaluated by non-dimensional index

$$Q_{hp}/Q_h = \eta_{EM} \cdot \eta_{ED} \cdot \varphi_t \cdot \eta_{hf}. \quad (11)$$

Study of HP energy efficiency was carried out applying the method of mathematical modeling of HP operation, using program in Excel. Energy efficiency of HP with electric drive and cogeneration drive of the compressor from gas-piston engine (GPE) was studied. Schemes of the given HP are presented in [11].

Fig. 1 shows the values of non-dimensional index of HP energy efficiency with electric drive for small capacity heat pumps depending on theoretical values of the coefficient of performance. The study was carried out for the cases of usage of electric energy in HP from various types of electric power stations and also for averaged values of electric power stations efficiency factors in Ukraine. Dotted line in Fig. 1 shows the limiting value of HP energy efficiency index. As it was already noted,

for the cases $Q_{hp}/Q_h > 1$ usage of HP is expedient.

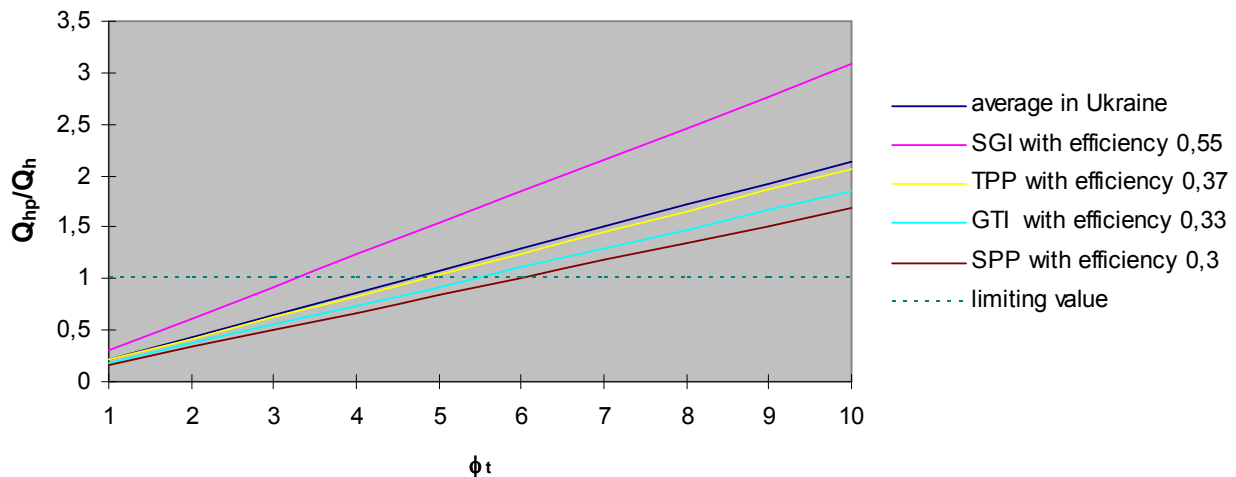


Fig. 1 – Values of non-dimensional index of HP energy efficiency with electric drive for small capacity heat pumps, depending on theoretical values of the coefficient of performance

Fig. 2 shows the values of non-dimensional index of HP energy efficiency with electric drive for heat pumps of large capacity depending on theoretical values of the coefficient of performance. As in the previous case, the study was performed for the cases of usage of electric energy in HP from various types of electric power stations and also for averaged values of electric power stations efficiency factors in Ukraine. Above the dotted line the area of efficient usage of such HP is determined.

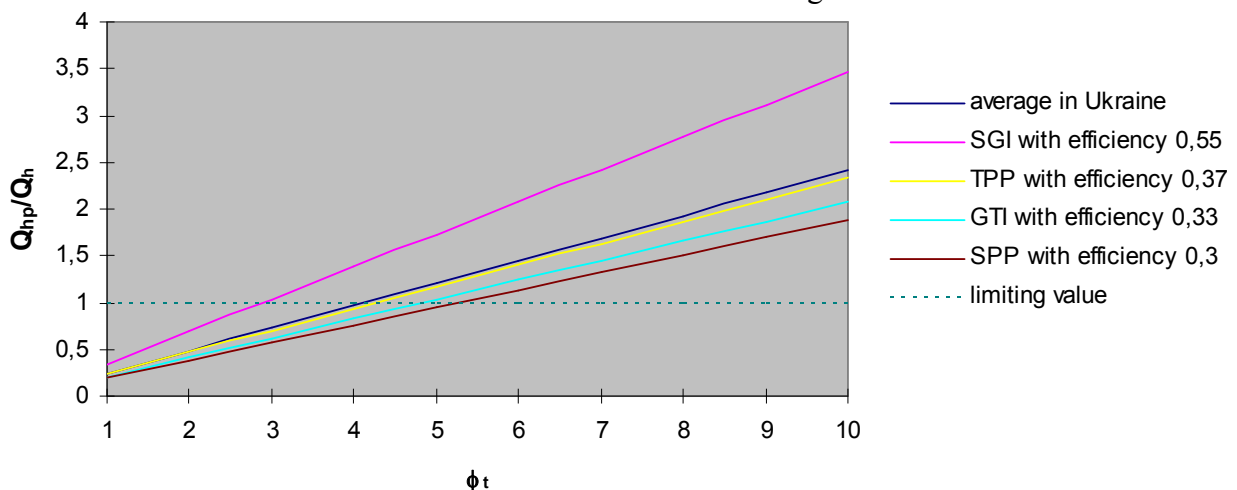


Fig. 2 – Values of non-dimensional index of energy efficiency of HP with electric drive for heat pumps of large capacity, depending on theoretical values of the coefficient of performance

Dependences, shown in Fig. 1 and 2, allow to determine minimal theoretical values of the coefficient of performance of HP, higher of which application of certain type of HP is expedient.

Fig. 3 shows the values of non-dimensional index of energy efficiency of HP with electric drive for small capacity heat pumps depending on the real values of the coefficient of performance. As in the previous cases, in Fig. 3 above the dotted line the area of efficient usage of such HP is determined.

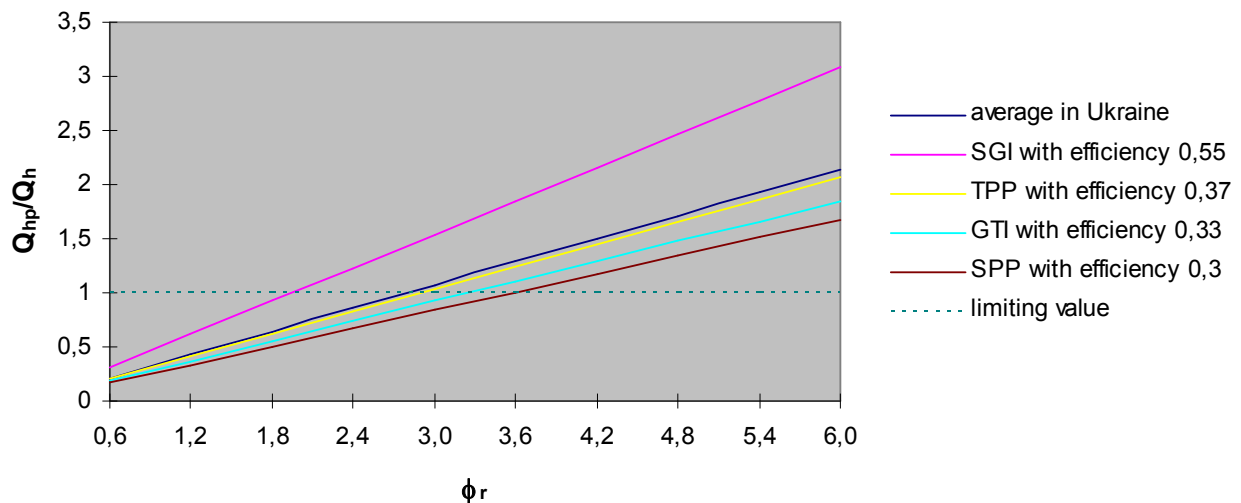


Fig. 3 – Values of non-dimensional index of energy efficiency of HP with electric drive for small capacity heat pumps, depending on real values of the coefficient of performance

Fig. 4 shows the values of non-dimensional index of energy efficiency of HP with electric drive for heat pumps of large capacity, depending on the real values of the coefficient of performance. Above the dotted line the area of efficient usage of such HP is determined.

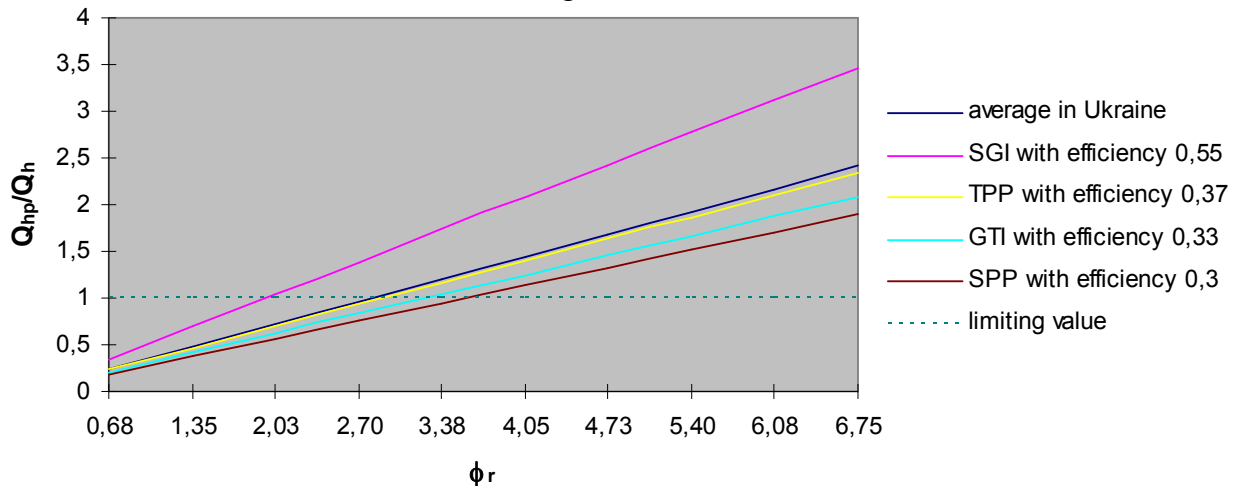


Fig. 4 – Values of non-dimensional index of energy efficiency of HP with electric drive for large capacity heat pumps, depending on real values of the coefficient of performance

Dependences in Fig. 3 and 4 allow to determine minimal real values of the coefficient of performance of HP, above which usage of certain type of HP is expedient.

Fig. 5 shows the values of non-dimensional index of energy efficiency of HP with cogeneration drive for heat pumps of small and large capacity, depending on the theoretical values of the coefficient of performance. As in the previous cases, the dotted line in Fig. 5 shows the limiting value of HP energy efficiency index, above which the area of efficient usage of such HP is determined.

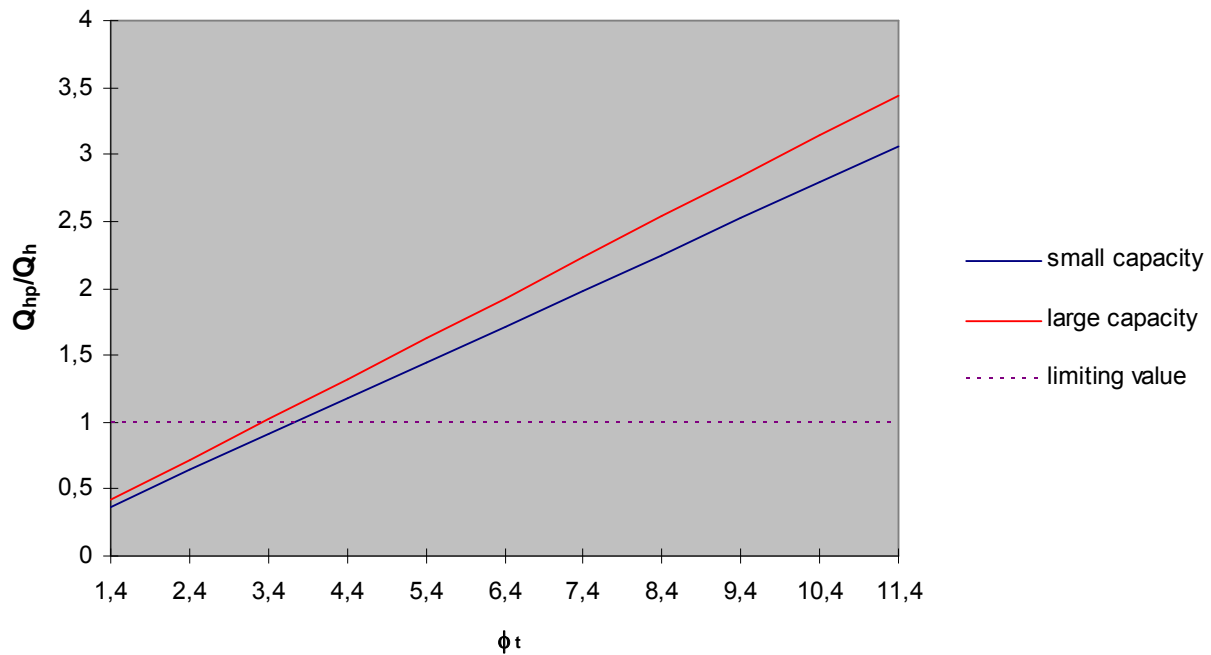


Fig. 5 – Values of non-dimensional index of energy efficiency of HP with cogeneration drive for heat pumps of small and large capacity, depending on theoretical values of the coefficient of performance

Dependences, shown in Fig. 5, allow to determine minimal theoretical values of the coefficient of performance of HP, above which application of certain type of HP is expedient.

Fig. 6 shows the values of non-dimensional index of energy efficiency of HP with cogeneration drive for heat pumps of small capacity, depending on real values of the coefficient of performance. Above the dotted line, the area of efficient usage of such HP is determined.

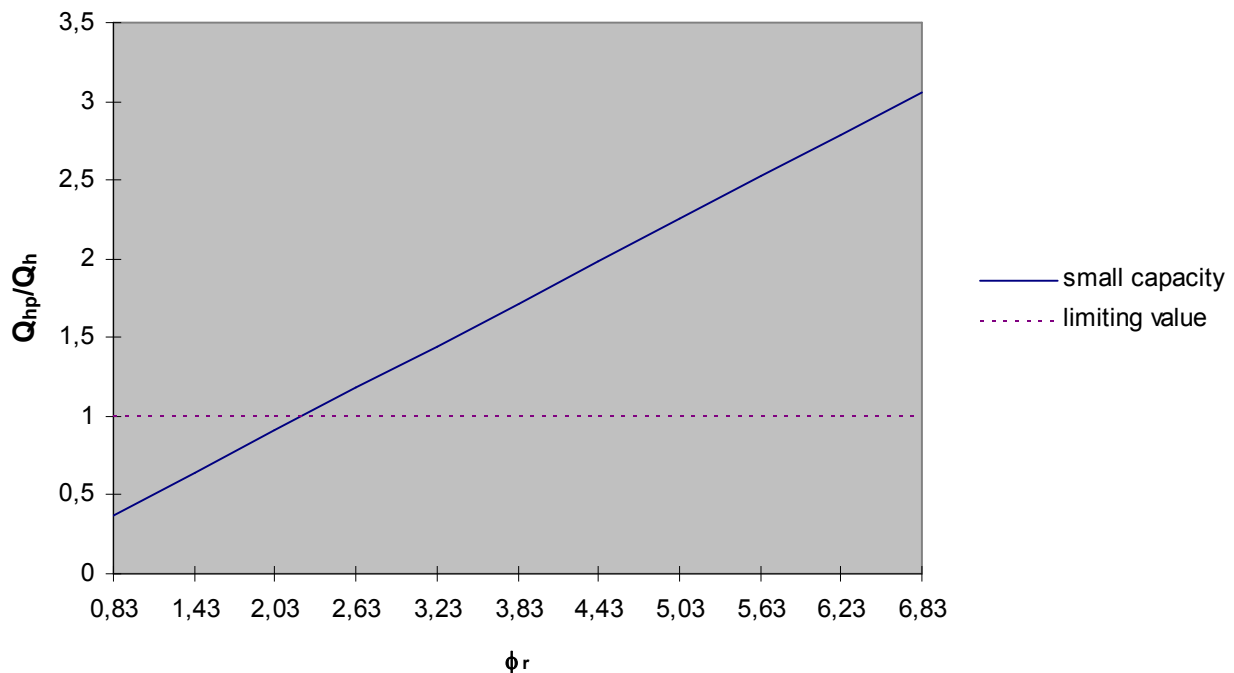


Fig. 6 – Values of non-dimensional index of energy efficiency of HP with cogeneration drive for heat pumps of small capacity, depending on real values of the coefficient of performance

Values of non-dimensional index of energy efficiency of HP with cogeneration drive for heat pumps of large capacity, depending on the real values of the coefficient of performance are shown in Fig. 7. As in previous cases, dotted line in Fig. 7 shows the limiting value of energy efficiency index of HP, above which the area of efficient usage of such HP is determined.

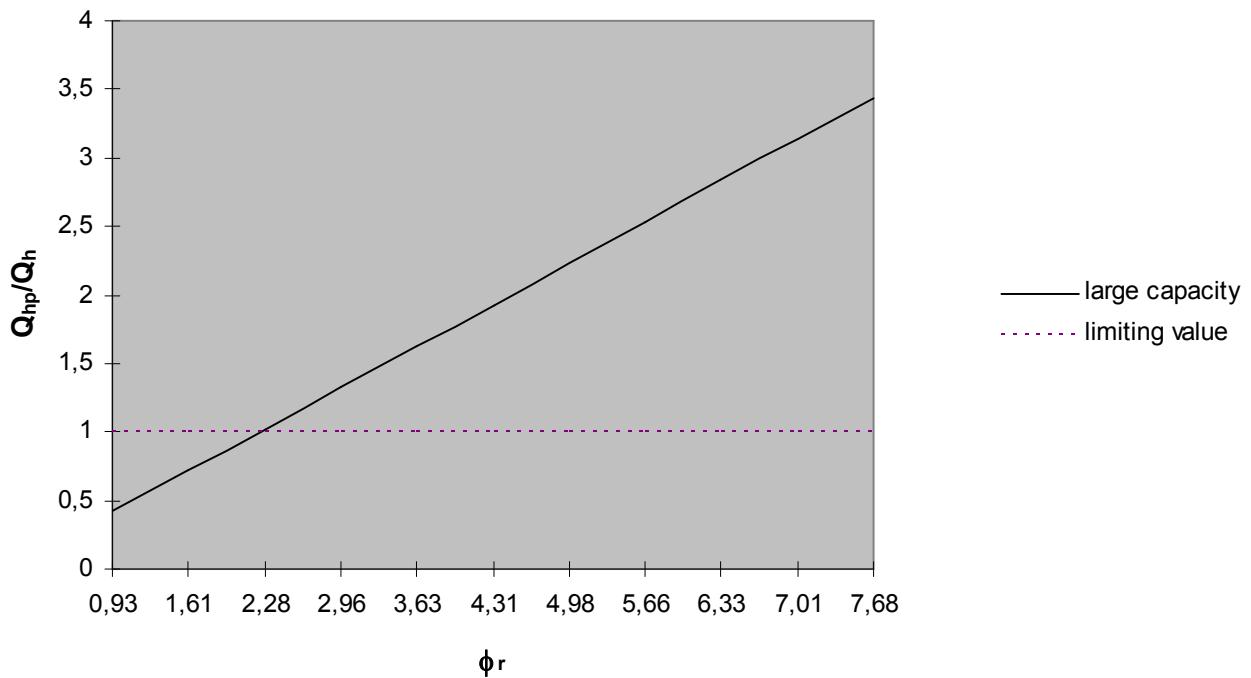


Fig. 7 – Values of non-dimensional index of energy efficiency of HP with cogeneration drive for heat pumps of large capacity, depending on the real values of the coefficient of performance

Dependences, shown in Fig. 6 and 7, allow to determine minimal real values of the coefficient of performance of HP, above which application of certain type of HP is expedient.

Conclusions

Evaluation of energy efficiency of steam compressor heat pumps with electric and cogeneration drive is carried out, efficient real operation modes of HP with electric and cogeneration drive are determined, taking into account energy losses during generation, supply and conversion of electric energy.

Energy efficiency of the system "Source of drive energy HP – HP – consumer of the heat from HP" has been analyzed on the example of steam compressor heat pumps with electric and cogeneration drive. The advantage of such approach is the account of energy losses during generation, supply and conversion of electric energy from various types of electric power stations to HP in order to determine the efficient real operation modes of HP with electric and cogeneration drive.

For steam compressor heat pumps with electric and cogeneration drive areas of their efficient usage according to non-dimensional index of energy efficiency are determined. The analysis for steam compressor heat pumps of small and large capacity has been carried out.

Dependences, suggested in Fig. 1–7, allow to determine minimal theoretical and real values of the coefficient of performance of HP, above which application of certain type of HP is expedient.

REFERENCES

1. Исанова А. В. Повышение эффективности и выбор рациональных параметров и режимов работы теплонасосных станций для систем отопления и горячего водоснабжения : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. тех. наук : спец. 05.23.03 «Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение» / А. В. Исанова. – Воронеж, 2011. – 18 с.
2. Денисова А. Є. Аналіз парокомпресійного циклу теплонасосних станцій теплопостачання / А. Є. Денисова, В. Ю. Бірюк // Тр. Одес. політехн. ун-та. – 2012. – Вып. 1 (38). – С. 125 – 128.
3. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність теплонасосних схем теплопостачання / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Вісник ВПШ. – 2013. – № 3. – С. 39 – 45.
4. Ильин Р. А. Новый подход к оценке эффективности тепловых насосов / Р. А. Ильин, А. К. Ильин // Вестник АГТУ. Сер.: Морская техника и технология. – 2010. – № 2. – С. 83 – 87.
5. Петин Ю. М. Тепловые насосы / Ю. М. Петин, В. Е. Накоряков // Российский химический журнал. – 1999.

– Т. 41, № 6. – С. 107 – 111.

6. Калнинь И. М. Техника низких температур на службе энергетики / И. М. Калнинь // Холодильное дело. – 1996. – № 1. – С. 26 – 29.

7. Елистратов С. Л. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов : дисс. ... доктора техн. наук : 01.04.14 / Елистратов Сергей Львович. – Новосибирск, 2010. – 383 с.

8. Енергетична стратегія України на період до 2030 року (Схвалена розпорядженням Кабінету міністрів України від 15 березня 2006 р.). Офіційний сайт Міністерства енергетики та вугільної промисловості України. – Режим доступу: <http://mpe.kmu.gov.ua/fuel/control/uk/docscatalog>.

9. Войтенко В. А. Порівняльний енергетичний аналіз впливу на навколишнє середовище транспортних засобів на електричній і бензиновій тязі / В. А. Войтенко // Електротехн. та комп'ютер. системи: наук.-техн. журн. – 2011. – №03 (79). – С. 116 – 118.

10. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник / [Абрамов В. И., Бартоломей Г. Г., Бисярин А. Н. и др.] ; под. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.

11. Ткаченко С. Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання. Монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця. – 2009. – 176 с.

Ostapenko Olga – Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor with the Department of Heat Power Engineering.

Leshchenko Vadym – Student of the Institute of Civil Engineering, Heat Power Engineering and Gas Supply.

Tikhonenko Roman – Student of the Institute of Civil Engineering, Heat Power Engineering and Gas Supply.

Vinnitsia National Technical University.