

Утилізація теплоти викидних газів газотурбінних установок ГПА магістральних газопроводів

А.О. Редько

д-р техн. наук

О.Ф. Редько

д-р техн. наук

ХНУБА

А.І. Компан

ТОВ «Регіональна газова компанія»

УДК 621.622

Вибір раціональної теплової схеми утилізації теплоти викидних газів газотурбінних установок (ГТУ) газоперекачувальних агрегатів (ГПА) магістральних газопроводів є одним із актуальних завдань підвищення питомої енергоефективності транспортування газу. Численні публікації вказують на те, що ця проблема остаточно не вирішена, деякі результати досліджень суперечливі та потребують уточнення, оскільки процеси перетворення низькопотенційної теплоти в електроенергію надзвичайно складні. Приведено результати чисельного дослідження циклів утилізаційних енергетичних установок із різними органічними речовинами, проаналізовано їх термодинамічну ефективність та вплив різних параметрів. Обґрунтовано вибір робочого тіла установки при температурі викидних газів 350–380 °С.

Выбор рациональной тепловой схемы утилизации теплоты выхлопных газов газотурбинных установок (ГТУ) газоперекачивающих агрегатов (ГПА) магистральных газопроводов является одной из актуальнейших задач повышения удельной энергоэффективности транспорта газа. Многочисленные публикации указывают на то, что решение проблемы нельзя признать законченным, при этом некоторые результаты исследования противоречивы и требуют уточнения, учитывая, что процессы преобразования низкопотенциальной теплоты в электроэнергию чрезвычайно сложны. Приведены результаты численного исследования циклов утилизационных энергетических установок с различными органическими веществами, проанализирована их термодинамическая эффективность и влияние различных параметров. Обоснован выбор рабочего тела установки при температуре выхлопных газов 350–380 °С.

The choice of the rational heating scheme of gas turbine exhaust-gas heat utilization of main gas pipeline gas-compressor units is one of the actual problems of increasing energy efficiency of gas transportations. A number of well-known publications state that problem solution can not be considered to be completed, some results of investigation being conflicting and requiring more precise definition, taking into consideration that the processes of converting low potential heat into electric power are considerably complex. The thermodynamic efficiency and various parameter influence are analyzed as well. The choice of the plant working-medium at the temperature of exhaust gases of 350–380 °C is explained in detail.

Підвищення енергоефективності магістральних газопроводів забезпечується за рахунок енергозбереження під час транспортування природного газу. Тенденція до подорожчання енергоресурсів стимулює проведення енергоощадних заходів під час транспортування газу за такими напрямками: енергоощадні технологічні процеси транспортування газу, енергоощадна газоперекачувальна техніка, використання вторинних енергоресурсів [1–4].

На компресорних станціях (КС) магістральних газопроводів використовують відцентрові нагнітачі з газотурбінним приводом. ККД газотурбінних установок, що експлуатуються, становить 23–28 %. У сучасних ГТУ ККД вищий. Однак понад 70 % теплоти втрачається з викидними газами. При цьому температура викидних газів сягає 450–500 °С, витрата газів – 60–120 кг/с.

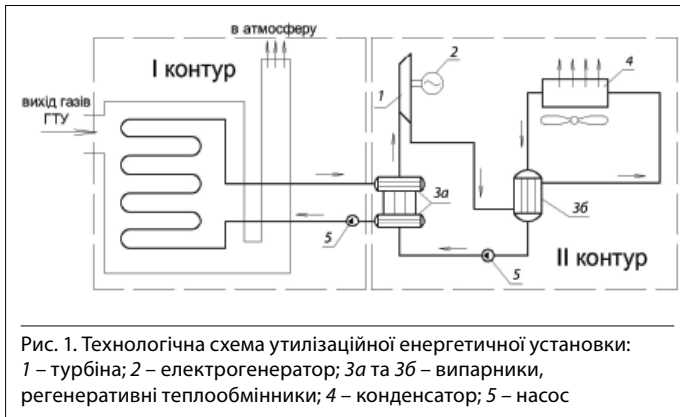
Кількість утилізаційної теплоти для різних типів ГТУ залежно від температури становить: 20–32 МВт для ГТК-10-4, 25–30 МВт для ГТН-16 та 28–46 МВт для ГТН-25 [5–9].

На компресорній станції встановлюють декілька ГТУ. Це залежить від продуктивності та режиму роботи газопроводу, що визначає річну кількість утилізованої теплоти багатопотокової КС. При цьому показники питомої енергоефективності КС (відношення витрати паливного газу ГТУ КС до товарно-транспортної роботи) поступаються закордонним на 7–12 м³/(млн м³·км) [3, 4]. Застосування парогазових установок (ПГУ) із високонапірним парогенератором та ККД близь-

ко 40–44 % потребує значних капітальних затрат, при цьому високонапірний режим роботи магістрального газопроводу знижує ефективність їх застосування. Більш ефективним є застосування утилізаційної паросилової надбудови ГТУ з низькотемпературним парогенератором та органічною робочою речовиною. Використання водяної пари не забезпечує ефективного вироблення електроенергії через низькі параметри пари: температура 520–685 К, тиск 2–3 МПа.

Вторинні енергоресурси (ВЕР) приводних ГТУ магістральних газопроводів можуть використовувати для теплопостачання, опалення та вентиляції різних об'єктів, вироблення електроенергії та додаткової кількості механічної енергії, виробництва холоду [5–9]. Однак до цього часу ці методи не отримали широкого розповсюдження. Частка використання ВЕР на теплові потреби КС становить близько 1–3 % на рік від наявної кількості теплоти.

У зв'язку з широким використанням та розвитком геотермальної енергетики за кордоном отримали розповсюдження енергетичні установки, які реалізують цикл Ренкіна з органічною робочою речовиною (The Organic Rankine Cycle – ORC) [10–16]. Відомі утилізаційні енергетичні установки на КС магістральних газопроводів США, а також компресорні станції на базі ГТУ Rolls-Royce RB211 із теплоутилізаційними паротурбінними установками фірми Ormat-Energy Converter. Силовий контур установки працює за циклом Ренкіна з органічним теплоносієм н-пентаном (n-C₅H₁₂) [13].



ГТУ Rolls-Royce RB211 потужністю 28 МВт забезпечує вироблення додатково 6,5 МВт електричної потужності. На особисті потреби установки (насоси, вентилятори та ін.) необхідно 0,8 МВт потужності, решту 5,7 кВт може бути передано у зовнішню мережу або використано на потреби компресорної станції. Подібні дослідження проводяться в Україні [12–16].

Сьогодні для ВАТ «Газпром» виготовляють пароводяні турбоустановки типу К-6-1,6 потужністю 4–12 МВт.

У ВАТ «Сумське НПО ім. М.В. Фрунзе» створено газотурбінну установку потужністю 4 МВт із замкненим контуром та робочим тілом н-пентаном [14].

Однак даних щодо ефективності циклів у фаховій літературі або не приводять, або вони є суперечливими [12–16].

Відомо про дослідження, обмежені робочою органічною речовиною – н-пентаном [10–16], деякі – н-гексаном [13, 15], бензолом. Інші речовини практично не досліджені. Розрахунки обмежені температурами теплоносія (менше 200 °С), цикли установок за більш високих температур також практично не досліджено. Розрахункові дані у фаховій літературі дуже розрізнені, їх важко порівнювати через відсутність повної інформації.

У зв'язку з цим необхідно продовжити теоретичні та експериментальні дослідження з пошуку та обґрунтування раціональних теплових схем утилізаційних енергетичних установок, вибору ефективної робочої речовини та оптимальних параметрів циклу енергетичної установки.

Аналіз термодинамічних параметрів циклів утилізаційної енергетичної установки та вибір ефективної робочої рідини є метою цієї роботи.

У статті приведено результати досліджень докритичних та надкритичних циклів енергетичних установок. Як робочі теплоносії вивчалися робочі речовини R600, R600a, R601a, R602, R13в, R134а, R142в, R143а, R404а, R407а, R410а, R503в, R600а/R161, R600а/R141, R600а/R601, C₇H₁₆, C₈H₁₈, C₁₀H₂₂, NH₃/R170, інші органічні речовини та їх суміші.

Термодинамічну ефективність циклів можемо визначити за коефіцієнтом перетворення (COP) та коефіцієнтом утилізації теплоти. Термічний ККД циклу (або COP) змінюється у вузькому діапазоні 0,13–0,16, що недостатньо повно характеризує ефективність циклів, і тому більш важливим критерієм вибору робочої речовини є робота, яка здійснюється під час розширення пари в турбіні.

На рис. 1 показано технологічну схему утилізаційної енергетичної установки. Перший (I) контур містить теплообмінник, насос 5, систему циркуляції робочої речовини, підключену до випарника та регенеративного теплообмінника 3, 3а; II контур – турбіну з генератором, випарник, насос, повітряний конденсатор та регенеративний теплообмінник. У I та II контурах циркулює одна й та ж робоча речовина.

Цикли енергетичної установки показано на рис. 2.

У табл.1 приведено характеристики досліджуваних робочих речовин.

Таблиця 1

Фізико-хімічні властивості робочих речовин

Речовина	$t_{кр}$, °С	$P_{кр}$, МПа	$t_{н.к.}$, °С	$t_{всп}$, °С	Межі спалахування	
					нижня	верхня
пропан (C ₃ H ₈)	96,67	4,25	-42,07	466	2,1	9,5
н-бутан (C ₄ H ₁₀)	152,93	3,60	-0,5	431	1,5	8,5
і-бутан (C ₄ H ₁₀)	134,0	3,70	-12,55	431	1,8	8,4
н-пентан (C ₅ H ₁₂)	196,65	3,37	36,0	284	1,47	7,8
н-гексан (C ₆ H ₁₄)	234,15	3,05	69,0	261	1,24	7,5
н-гептан (C ₇ H ₁₆)	267,15	2,68	98,43	240	1,07	6,7
н-октан (C ₈ H ₁₈)	296,0	2,49	126,0	210	0,94	3,2
н-декан (C ₁₀ H ₂₂)	344,65	2,096	174,1	208	0,60	5,5
етан (C ₂ H ₆)	32,68	4,88	-89,63	472	3,07	15,0
аміак (R717)	132,25	11,15	-33,35	650	15,0	28,0
водяна пара (H ₂ O)	374,15	21,77	100	–	–	–

Розрахунки виконували за таких допущень: перепад температур між продуктами згоряння та робочою речовиною $\Delta t_{min} = 3; 5; 10$ °С; ККД турбіни – 0,7–0,8; ККД насоса – 0,75–0,80; процес розширення пари в турбіні закінчується в однофазній області; конденсація пари після турбіни відбувається у повітряному конденсаторі; температура атмосферного повітря 15 °С (288,15 К).

У ході дослідження та оптимізації циклів із багатьма робочими речовинами як в докритичному, так і в надкритичному циклах в одноступінчастій енергетичній установці було встановлено, що максимальне вироблення електроенергії забезпечується в надкритичному циклі [17]. При цьому необхідно зазначити, що застосування суміші робочих речовин ефективніше, ніж чистих речовин.

У табл. 2 наведено деякі чисельні результати.

Таблиця 2

Теплотехнічні параметри утилізаційної енергетичної установки*

Робоча речовина	t_r , °С	P_r , кПа	$P_{кр}$, кПа	m , кг/с	N , кВт/(кг/с)	$\eta_{тер}$, %
і-пентан (і-C ₅ H ₁₂)	347	3200	80	0,3	60,8	14,4
н-бутан (C ₄ H ₁₀)	347	3500	220	0,38	58,9	13,1
н-гептан (C ₇ H ₁₆)	347	4000	5,35	0,53	106,5	18,4
н-октан (C ₈ H ₁₈)	347	4000	1,6	0,54	109,6	18,9
н-декан (C ₁₀ H ₂₂)	347	4000	1,5	0,59	114,7	19,4
водяна пара (H ₂ O)	347	4000	550	0,057	17,8	10,4
C ₇ H ₁₆ (80%) / H ₂ O(20%)	347	4000	6,25	0,38	138,9	24,3
і-пентан (і-C ₅ H ₁₂)	347	6000	80	0,53	96,0	16,2
і-пентан (і-C ₅ H ₁₂)	297	6000	92	0,56	83,8	20,2
і-пентан (і-C ₅ H ₁₂)	247	6000	220	0,62	56,1	15,2

* P_r – тиск пари перед турбіною; t_r – температура пари перед турбіною; N – корисна питома електрична потужність, яка виробляється турбіною; $\eta_{тер}$ – термічний ККД циклу; m – витрата робочої речовини.

Як видно з результатів розрахунків, питома електрична потужність, яка виробляється у надкритичних циклах із органічними речовинами, у декілька разів вища, ніж у циклах із водяною парою.

Електрична потужність, яка виробляється, збільшується зі зростанням температури пари перед турбіною. Залежність питомої роботи розширення пари в турбіні (Δi), а також виробленої питомої потужності (N) від тиску більш складна: при температурах, нижчих від критичної, підвищення тиску (до критичного) призводить до підвищення Δi (а також N); за параметрів пари, близьких до критичних, – до зниження Δi (N); при понадкритичній температурі підвищення тиску призводить до зростання Δi (N). Окрім згаданих параметрів, на значення потужності, яка виробляється, впливає тиск пари в конденсаторі. З підвищенням тиску в конденсаторі потужність турбіни знижується на 8–12 %.

Обмеження температури перегріву пари робочого тіла відносно критичної температури [15] вводити не потрібно, оскільки основним обмеженням є температура термічного розкладання органічних речовин – вуглеводнів, а не температура спалахування, вплив якої може бути знижено шляхом введення в склад робочої речовини різноманітних флегматизаторів (азот, діоксид вуглецю, фторо- та бромовмісні добавки, водяна пара та ін.) які запобігають спалахуванню газоповітряної суміші.

Зміна температури пари і-пентану (R601a) перед турбіною від 350 до 250 °С призводить до зниження питомої електричної потужності, яка виробляється, від 96,0 до 56,1 кВт/(кг/с), тобто на 32,2 %.

Істотно впливає на значення потужності, яка виробляється, мінімальний температурний перепад між нагрівальним теплоносієм та робочою речовиною, яка визначає ефективність теплообміну в елементах енергетичної установки Δt_{\min} . Так, збільшення Δt_{\min} від 3 до 10 К призводить до зниження потужності, яка виробляється, на 15–20 %. Впливають також значення ККД турбіни та насоса. Помітне також зростання потужності, яка виробляється, на 12–20 % зі зниженням температури атмосферного повітря (сезонний вплив) від 25 до 0 °С та нижче за рахунок зміни температури теплоносія у повітряному конденсаторі.

Отримані результати порівнювали з малочисельними показниками за н-пентанним циклом, узяті з фахової літератури.

На рис. 3 наведено розрахункові дані питомого перепаду ентальпії пари у турбіні залежно від температури та тиску пари перед турбіною.

Як показують результати різних дослідників, застосування н-пентану та і-пентану як робочого тіла при тиску пари до 6,5 МПа та температурі до 350 °С забезпечує роботу розширення у турбіні близько 170–180 кДж/кг. У разі використання гептану (C_7H_{12}) $\Delta i = 208,6$ кДж/кг; при цьому особливо ефективна неазеотропна суміш ($C_7H_{17} + H_2O$) (80 % / 20 %), питомий перепад ентальпії пари становить $\Delta i = 375,7$ кДж/кг при тиску пари 4,0 МПа. Суміш вуглеводнів із водяною парою знижує їх горючість.

Отже, порівнявши різноманітні органічні речовини, побачимо, що видобуток питомої електричної потужнос-

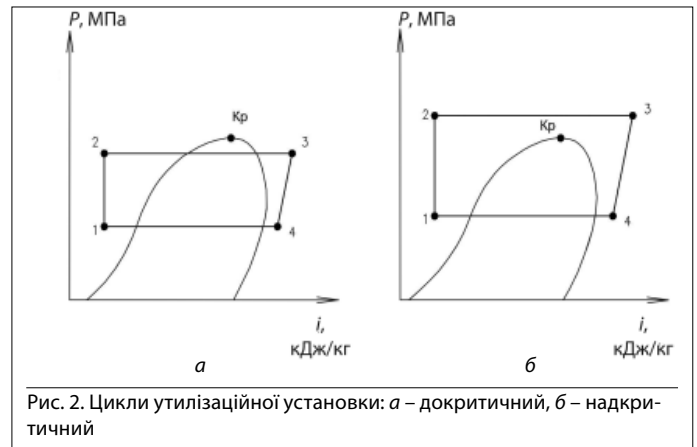


Рис. 2. Цикли утилізаційної установки: а – докритичний, б – надкритичний

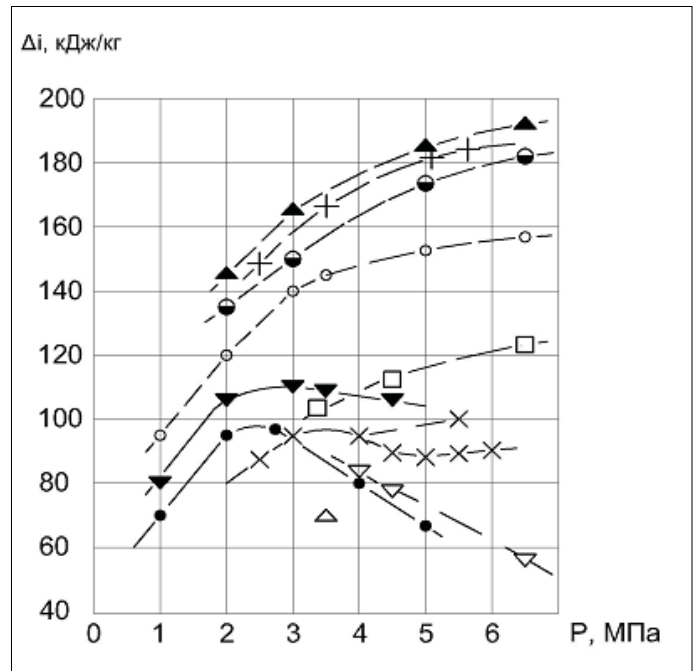


Рис. 3. Залежність роботи розширення пари в турбіні від тиску та температури: ● – н-пентан, $t = 200$ °С [12]; ○ – н-пентан, $t = 300$ °С [12]; △ – н-пентан, $t = 200$ °С [15]; ▽ – н-пентан, $t = 220$ °С [15]; ▾ – н-пентан, $t = 220$ °С [14]; □ – н-пентан, $t = 300$ °С [15]; × – суміш і-бутан + R141в(60/40), $t = 200$ °С (автори); + – н-бутан, $t = 350$ °С (автори); ▲ – і-пентан, $t = 350$ °С (автори); ● – суміш і-бутан+і-пентан (40/60), $t = 350$ °С (автори)

ті у турбіні з деканом сягає 114,7 кВт/(кг/с). При цьому суміш C_7H_{16} (80 %) + H_2O (20 %) дає змогу збільшити питому електричну потужність до 138,9 кВт/(кг/с), тобто на 17,2 %. Результати порівняння питомого перепаду ентальпії пари у турбінах із різними робочими речовинами при $t_{\text{н}} = 347$ °С показують, що для гептанової турбіни питомий перепад ентальпії пари становить 208,6 кДж/кг, а для суміші н-гептан (80 %) + H_2O (20 %) – 375,7 кДж/кг. Цикл на суміші н-гептан (C_7H_{16})+водяна пара(H_2) характеризується низькою роботою стискування (7,3 кДж/кг і 2,74 кВт) через малі витрати робочої речовини ($m = 0,38$ кг/с), тиск у конденсаторі – 6,25 кПа, ККД циклу – 24,7 %. Результати

чисельного дослідження показують можливість вироблення електроенергії в обсязі 6882–16670 кВт у разі утилізації теплоти викидних газів із масовою витратою 60–120 кг/с, газотурбінних установок типу ГТН-16, ГТН-25, ГТН-32. Як робоче тіло енергетичної установки може бути застосовано органічні речовини – гептан (C_7H_{16}), октан (C_8H_{18}) або декан ($C_{10}H_{22}$) та їх неазеотропні суміші з водяною парою. Електроенергія, яка виробляється, може бути використана на власні потреби КС, приводу АПОГ та додаткового електроприводного ГПА, що забезпечує зниження енергоємності транспортування газу.

Список літератури

1. **Козаченко А.Н.** Энергетика трубопроводного транспорта / А.Н. Козаченко, В.И. Никишин, Б.П. Поршаков. – М.: ГУП изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2001. – 400 с.
2. **Поршаков Б.П.** Газотурбинные установки на газопроводах / Б.П. Поршаков, А.А. Апостолов, А.Н. Козаченко, В.И. Никишин. – М.: ФГУП изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2004. – 216 с.
3. **Сальников С.Ю.** Энергоэффективные технико-технологические решения в транспорте газа / С.Ю. Сальников, В.А. Щуровский, З.Т. Галиуллин, В.В. Зюзьков // Наука и техника в газовой промышленности. – 2011. – № 1. – С.19–33.
4. **Зюзьков В.В.** Автономное электроснабжение модульных газотурбинных газоперекачивающих агрегатов / В.В. Зюзьков, В.А. Щуровский // Сб.тр. III Межд. научн.-техн. конф. «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». – М.: ООО «Газпром ВНИИГАЗ», 2009. – С. 268–275.
5. **Мужиливский П.М.** Унификация теплоутилизационного оборудования газотурбинных установок компрессорных станций / П.М. Мужиливский, И.Л. Юращик // Использование газа в народном хозяйстве. – 1972. – Вып. 7. – С. 10–12.
6. **Юращик И.Л.** Утилизация теплоты приводных газотурбинных установок / И.Л. Юращик, Л.Ф. Глущенко, А.С. Маторин. – К.: Техника, 1991. – 152 с.
7. **Ванюшин Ю.И.** Утилизация тепла на компрессорных станциях магистральных газопроводов / Ю.И. Ванюшин, В.И. Глушков. – М.: Недра, 1978. – 160 с.
8. **Редько А.Ф.** Способы и устройства использования вторичных энергоресурсов на компрессорных станциях / А.Ф. Редько, М.М. Эшматов. – М.:ВНИИЭ ГАЗпром, 1983. – Вып. 2. – 43 с.
9. **Воробьев О.Б.** Оптимизация конструктивных параметров теплоутилизаторов на термосифонах для ГПА-ГТК 10И / О.Б. Воробьев, А.Ф. Редько, Н.Г. Ланцберг // Сб. научн. ст. УКРНИИГаз. – 1991. – С. 103–114.
10. **Білека Б.Д.** Комплексне використання утилізаційних енергоустановок на КС для підвищення ефективності ГПА / Б.Д. Білека, С.П. Васильєв, В.М. Клименко [та ін.]. // Нафт. і газова пром-сть. – 2000. – № 4. – С. 40–43.
11. **Шварц Г.В.** Утилизационные энергетические установки с органическими теплоносителями / Г.В. Шварц, С.В. Голубев, Б.П. Левыкин [и др.]. // Газовая промышленность. – 2000. – № 6. – С. 14–18.
12. **Пятничко В.А.** Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии с использованием пентана в качестве рабочего тела / В.А. Пятничко, Т.К. Крушевнич, А.Н. Пятничко // Эко-технологии и ресурсосбережение. – 2003. – № 4. – С. 3–8.

13. **Гринман М.И.** Перспективы применения энергетических установок с низкокипящими рабочими телами / М.И. Гринман, В.А. Фомин // Новости теплоснабжения. – 2010. – № 7. – С. 13–18.

14. **Бухолдин Ю.С.** Повышение эффективности и надежности компрессорных станций магистральных газопроводов / Ю.С. Бухолдин, А.С. Северин, В.М. Татаринев, С.В. Шахов // Технические газы. – 2010. – № 3. – С. 60–65.

15. **Билека Б.Д.** Особенности выбора начальных параметров безводного цикла Ренкина для энергетических установок, утилизирующих сбросную теплоту приводных газотурбинных установок компрессорных станций / Б.Д. Билека, В.Я. Кабков, Р.В. Сергиенко // Вестник двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 138–140.

16. **Редько А.А.** Методы повышения эффективности систем геотермального теплоснабжения. – Макеевка: ДонНАСА, 2010. – 302 с.

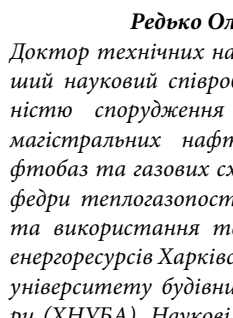
17. **Редько А.А.** Выбор рабочего вещества для когенерационного силового контура котельного агрегата / А.А. Редько, С.В. Павловский // Энергетика и электрификация. – 2012. – № 2. – С. 24–27.

Автори статті



Редько Андрій Олександрович

Доктор технічних наук, професор кафедри теплогазопостачання, вентиляції та використання теплових вторинних енергоресурсів Харківського національного університету будівництва і архітектури (ХНУБА). Наукові інтереси: низькопотенційна енергетика, альтернативні джерела енергії, термодинаміка процесів перетворення енергії.



Редько Олександр Федорович

Доктор технічних наук, професор, старший науковий співробітник за спеціальністю спорудження та експлуатація магистральних нафтогазопроводів, нафтобаз та газових сховищ, завідувач кафедри теплогазопостачання, вентиляції та використання теплових вторинних енергоресурсів Харківського національного університету будівництва і архітектури (ХНУБА). Наукові інтереси: технології використання ВЕР, процеси перетворення низькопотенційної теплоти в системах холодо- та теплопостачання, виробництва електроенергії.



Компан Артем Ігорович

Аспірант кафедри теплогазопостачання, вентиляції та використання теплових вторинних енергоресурсів Харківського національного університету будівництва і архітектури (ХНУБА). Закінчив Полтавський Національний технічний університет ім. Ю. Кондратюка, спеціальність – обладнання нафтогазового промислу. Наукові інтереси: облік і раціональне використання природного газу, енергозбереження в промисловості.