

УДК 621.51:669.162

DOI [https://doi.org/10.15589/znп2026.1\(503\).1.22](https://doi.org/10.15589/znп2026.1(503).1.22)**ENGINEERING ASPECTS OF OPERATION AND OPTIMIZATION
OF OPERATING MODES OF A BLAST FURNACE TURBOCOMPRESSOR UNIT****ІНЖЕНЕРНІ АСПЕКТИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ
РОБОТИ ТУРБОКОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ ДОМЕННОГО ДУТТЯ****Alona M. Yalova**

al.yalovaya@knu.edu.ua

ORCID: 0000-0003-0926-542X

Nataliia V. Bondar

bondar_nv@knu.edu.ua

ORCID: 0000-0002-8713-265X

Valerii V. Savin

savinvv@knu.edu.ua

ORCID: 0009-0008-6013-7371

Roman V. Starovoyt

starovoyt00x@gmail.com

ORCID: 0009-0000-8864-9688

А. М. Ялова,

канд. техн. наук, доцент

Н. В. Бондар,

старший викладач

В. В. Савін,

докт. філософії, старший викладач

Р. В. Старовойт,

аспірант

Kryvyi Rih National University, Kryvyi Rih*Криворізький національний університет, м. Кривий Ріг*

Abstract. Purpose. The purpose of this study is to conduct a comprehensive analysis of the engineering aspects of operation and maintenance of a blast furnace turbo-compressor unit (BKV type) equipped with K-type compressors at metallurgical enterprises, as well as to optimize its operating modes under increased loads typical of blast furnace production, taking into account oxygen enrichment of the blast.

Method. The research is based on an energy analysis of compressor unit performance, assessment of energy intensity and operational reliability indicators, and analysis of operating parameters of blast air supply systems. A systems analysis approach was applied to evaluate operating stability, determine factors leading to proximity to surge conditions, analyze thermal and hydraulic losses, and implement technical diagnostics methods and elements of predictive maintenance.

Results. The influence of compressor system operating modes on the stability of blast air supply and the service life of major equipment components has been established. The main factors reducing energy efficiency have been identified, including increased thermal and hydraulic losses, uneven flow distribution in air duct networks, and operation of units near the surge limit. The feasibility of implementing modernized control schemes and predictive maintenance systems to improve stability and reliability of blast furnace blowing facilities has been substantiated.

Scientific novelty. The scientific novelty of the study lies in the development of a comprehensive engineering approach to evaluating and optimizing the operating modes of a blast furnace turbo-compressor unit under oxygen-enriched blast conditions, combining energy analysis of the compressor unit, assessment of operating stability, and systematic measures to reduce energy losses.

Practical importance. The practical significance of the obtained results lies in their applicability for improving energy efficiency, reliability, and service life of compressor equipment, as well as for substantiating technical solutions for modernization of turbo-compressor units under long-term industrial operation conditions.

Key words: compressor unit; turbocompressor; blast furnace blowing; oxygen enrichment; energy efficiency; surge; steam turbine.

Анотація. Мета. Метою роботи є комплексний аналіз інженерних аспектів експлуатації та технічного обслуговування турбокомпресорної установки ВКВ при використанні компресорів типу К на металургійних підприємствах, а також оптимізація режимів її роботи в умовах підвищених навантажень доменного виробництва з урахуванням кисневого збагачення дуття.

Методика. Дослідження виконано на основі енергетичного аналізу роботи компресорних агрегатів, оцінювання показників енергоємності та експлуатаційної надійності, аналізу режимних параметрів роботи систем

подачі доменного дуття. Використано підхід системного аналізу для оцінювання стійкості режимів роботи, визначення факторів наближення до межі помпажу, дослідження теплових і гідравлічних втрат, а також методи технічного діагностування та елементів прогнозного обслуговування.

Результати. Встановлено вплив режимів роботи компресорних систем на стабільність подачі доменного дуття та ресурс основних вузлів обладнання. Визначено основні чинники зниження енергоефективності, зокрема підвищені теплові й гідравлічні втрати, нерівномірність розподілу потоків у повітропровідних мережах та експлуатацію агрегатів поблизу межі помпажу. Обґрунтовано доцільність впровадження модернізованих схем керування та систем прогнозного обслуговування для підвищення стабільності та надійності роботи доменного повітродувного господарства.

Наукова новизна. Наукова новизна полягає у формуванні комплексного інженерного підходу до оцінювання та оптимізації режимів роботи турбокомпресорної установки доменного повітродувного господарства з урахуванням кисневого збагачення дуття, що поєднує енергетичний аналіз компресорного агрегату, оцінювання стійкості режимів та системні заходи зі зменшення енергетичних втрат.

Практична значимість. Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості їх використання для підвищення енергоефективності, надійності та ресурсу компресорного обладнання, а також для обґрунтування технічних рішень щодо модернізації турбокомпресорних установок у промислових умовах тривалої експлуатації.

Ключові слова: компресорна установка; турбокомпресор; доменне дуття; кисневе збагачення; енергоефективність; помпаж; парова турбіна.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Витрати енергії на виробництво стиснених газів на підприємствах чорної металургії становлять у середньому 7–9% загального енергоспоживання. Стиснене повітря є одним із ключових допоміжних енергоносіїв, що широко використовується в технологічних процесах, системах керування та автоматизації, проте його генерація характеризується високою енергоємністю. Питомі витрати енергії на виробництво стисненого повітря становлять 80–140 кВт·год на 1000 м³ при електричному приводі та 17–20 кг умовного палива на 1000 м³ при паротурбінному приводі, що істотно впливає на експлуатаційні витрати металургійних підприємств.

Компресорні установки відіграють ключову роль у доменному виробництві, забезпечуючи подачу дуття для інтенсифікації процесів горіння коксу та відновлення заліза. Водночас зростання зносу компресорного обладнання за умов обмежених інвестицій призводить до зниження надійності й ефективності систем, що є критичним для безперервної роботи доменної печі № 9. Наявне обладнання не повною мірою забезпечує необхідну продуктивність, створюючи ризики недосягнення планового рівня виплавки чавуну 9000 т/добу. У зв'язку з цим актуальним є впровадження більш потужної турбокомпресорної установки з подачею дуття понад 9000 м³/хв, у тому числі з кисневим збагаченням до 31%, за умов паралельної роботи з турбокомпресором типу К-7000.

За даними наукових досліджень, системи стисненого повітря можуть споживати 10–35% електроенергії промислових підприємств, що зумовлює необхідність їх системної оптимізації. Основними чинниками зниження ефективності є витоки повітря, нераціональна конфігурація мереж, завищений робочий тиск, підвищені гідравлічні опори та недостатня

якість стисненого повітря. Результати комплексних натурних досліджень, виконаних відповідно до стандарту ISO 11011, підтверджують можливість підвищення енергоефективності, стабільності тиску та зменшення непрямих викидів CO₂ шляхом системної оптимізації компресорних систем.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

У науковій літературі накопичено значний обсяг досліджень, присвячених оцінюванню та підвищенню ефективності турбокомпресорних систем, у яких застосовуються як експериментальні методи, так і числове моделювання. Основні напрями таких досліджень пов'язані з аналізом втрат тиску, виявленням витоків, оцінюванням впливу робочого тиску на енергоспоживання та розробленням стратегій оптимізації систем стисненого повітря. Останнім часом зростає інтерес і до аналізу пневматичних систем на рівні окремих машин, де показано істотний вплив конфігурації приводів, алгоритмів керування клапанами та схемних рішень на ефективність використання стисненого повітря.

Незважаючи на значну кількість наукових публікацій, більшість робіт обмежується аналізом поточного стану систем або теоретичною оцінкою шляхів удосконалення, тоді як повномасштабні експериментальні дослідження з практичним впровадженням оптимізованих рішень і порівнянням їх із базовими конфігураціями зустрічаються відносно рідко.

Впровадження сучасних технічних і організаційних рішень для модернізації турбокомпресорів, що експлуатуються на металургійних підприємствах, є одним із ключових напрямів підвищення енергоефективності промислових та енергетичних систем. У сучасних умовах активно розвиваються технології оптимізації роботи турбокомпресорів, зокрема

рішення для їх експлуатації на альтернативних і синтетичних газах. Так, компанія MHPs (Mitsubishi Hitachi Power Systems) реалізує технології типу Air-fuel, які забезпечують можливість роботи турбокомпресорів на різних паливних сумішах і сприяють зниженню витрат природного газу [1].

У роботі Геердес М. та інших [2] розглянуто ключові аспекти застосування повітродувок і компресорів у доменному виробництві, зокрема їх роль у забезпеченні стабільного та контрольованого повітряного потоку для інтенсифікації процесів горіння коксу та відновлення заліза. Підкреслено, що здатність повітродувок забезпечувати високі тиски та витрати повітря за мінімальних енергетичних витрат є визначальним чинником ефективності доменного процесу. Автори наголошують на важливості впровадження сучасних компресорних технологій і автоматизованих систем керування для зниження енергоспоживання, підвищення стабільності роботи доменних печей і скорочення викидів шкідливих газів.

У дослідженнях Юськіва О. та Дубровіна В. [5] обґрунтовано доцільність інтеграції компресорного обладнання в систему енергоменеджменту підприємства. Показано ефективність регулювання швидкості обертання електродвигунів, переходу на більш енергоефективні типи компресорів і використання вторинного тепла для підвищення загальної енергетичної ефективності.

На міжнародному рівні активно розвиваються підходи до технічної діагностики та оптимізації систем стисненого повітря. У роботі Заїм А. [3] представлено результати комплексного аналізу промислової системи стисненого повітря, виконаного відповідно до стандарту ISO 11011 з урахуванням етапів генерації, розподілу, споживання та якості повітря.

У роботі Еррера Г. Г. та співавторів [4] наведено результати прикладного дослідження з енергозбереження в промисловій системі стисненого повітря, виконаного на реальному виробничому об'єкті. У дослідженні Абела К., Рефало П., та Франкаланца Е. [6] розглянуто методи виявлення витоків і несправностей у споживчій частині системи стисненого повітря шляхом аналізу пневматичних параметрів. Запропонований підхід базується на моніторингу тиску, витрати та режимів навантаження, що дозволяє підвищити надійність експлуатації системи та зменшити енергетичні втрати. У роботі Сунь В., Чжао Ю., та Ван Ю. [7] проведено порівняльний аналіз електропривідних і турбопривідних компресорів для подачі дуття в доменному виробництві з позицій енергетичної та економічної ефективності. Автори розглядають повітродувну установку як елемент загального енергобалансу підприємства, оцінюючи витрати електроенергії, пари, ККД турбіни й компресора та вплив на тепловий цикл і викиди CO_2 . Показано, що турбопривід є доцільним за наявності вторинних

енергоресурсів, тоді як електропривід забезпечує більшу гнучкість регулювання. Водночас у роботі не розглянуто вплив кисневого збагачення дуття на газодинамічну стійкість компресора, межу помпажу та особливості паралельної роботи агрегатів, що зумовлює необхідність подальших досліджень у цьому напрямі.

У роботі Фан С., Сунь В., Цзо Ц. та ін. [8] представлено концепцію гібридної системи подачі дуття, що поєднує компресорне обладнання з турбіною-експандером та системами утилізації тепла. Автори застосовують підхід 4E (energy, exergy, economic, environmental analysis), що дозволяє комплексно оцінити енергетичну, ексергетичну, економічну та екологічну ефективність запропонованої схеми. Показано, що інтеграція відновлення енергії та раціональний розподіл теплових потоків знижують питомі енерговитрати і експлуатаційні витрати повітродувного господарства. Водночас дослідження зосереджене переважно на рівні енергетичного балансу системи й не розкриває детально газодинамічні аспекти роботи компресора та вплив режимних змін, зокрема кисневого збагачення, на його стійкість і протипомпажне регулювання.

Таким чином, аналіз сучасних наукових джерел свідчить, що підвищення енергоефективності компресорних і турбокомпресорних систем у металургійній промисловості є комплексною задачею, яка потребує поєднання технічних удосконалень, адаптивних систем регулювання, інтеграції компресорного обладнання в систему енергоменеджменту підприємства та застосування сучасних методів діагностики й моніторингу. Досвід вітчизняних і зарубіжних досліджень підтверджує можливість досягнення суттєвого зниження енергоспоживання та втрат стисненого повітря навіть без радикальної заміни обладнання, що обґрунтовує доцільність подальших досліджень, спрямованих на оптимізацію режимів роботи турбокомпресорів з урахуванням специфіки металургійних підприємств.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Незважаючи на наявність численних досліджень, присвячених підвищенню енергоефективності систем стисненого повітря та турбокомпресорних установок, специфіка їх роботи в умовах доменного виробництва з кисневим збагаченням дуття залишається недостатньо висвітленою. Аналіз наукових джерел і виробничої практики свідчить про відсутність комплексного підходу до оцінювання взаємозв'язку між концентрацією кисню в дутті та газодинамічною стійкістю компресора, зокрема зміщенням робочої точки відносно межі помпажу.

Недостатньо дослідженим залишається вплив кисневого збагачення на питомі енерговитрати стиснення з урахуванням зміни властивостей робочого

середовища. У більшості публікацій оптимізація розглядається для одиничного компресора без урахування динаміки паралельної роботи агрегатів, характерної для доменного виробництва, де перерозподіл навантаження та мережеві втрати істотно впливають на загальну ефективність. Окремою проблемою є недостатня інтеграція системи протипомпажного регулювання з процесом кисневого збагачення, тоді як їх взаємодія визначає надійність і безпеку експлуатації.

Отже, невирішеною частиною загальної проблеми є відсутність цілісної моделі турбокомпресорної установки як інтегрованої енерготехнологічної системи, у якій процеси стиснення, кисневого збагачення, протипомпажного захисту та мережевих втрат розглядаються у взаємозв'язку з реальними умовами роботи доменної печі.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою даної роботи є дослідження режимів роботи турбокомпресорної установки доменного повітрорудного господарства за умови кисневого збагачення дуття, оцінювання її енергетичних та експлуатаційних характеристик, а також обґрунтування інженерних рішень, спрямованих на підвищення енергоефективності й надійності роботи агрегату.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ

ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

У роботі застосовано комплекс теоретичних та експериментальних методів дослідження. Теоретична частина ґрунтується на положеннях термодинаміки та теорії стиснення газів із використанням аналітичних залежностей для визначення ступеня стиснення, ізентропійної та реальної питомої роботи, а також потужності компресора. Для оцінювання впливу кисневого збагачення використано розрахунковий баланс суміші «повітря + технічний кисень» із урахуванням обмеження концентрації кисню в доменному дутті.

Експериментальні дослідження виконано відповідно до вимог стандарту ISO 11011:2013 із застосуванням системного підходу до оцінювання енергоефективності систем стисненого повітря. Методика передбачала інструментальний контроль витрати, тиску, температури, електроспоживання, вакууму, параметрів пари, вібрації та втрат у мережі. Параметри реєструвалися у штатних і перехідних режимах роботи з використанням єдиної системи збору даних протягом репрезентативного виробничого циклу. Порівняльний аналіз базової та оптимізованої конфігурацій здійснювався за ідентичних умов вимірювання та калібрування приладів.

Об'єктом дослідження є турбокомпресорна установка доменного повітрорудного господарства, призначена для подачі стисненого та збагаченого киснем дуття до доменної печі № 9 АМКР, що працює у режимі паралельної взаємодії з іншими компресорними агрегатами.

Предметом дослідження є енергетичні та газодинамічні характеристики турбокомпресорної установки в умовах кисневого збагачення дуття, зокрема взаємозв'язок між ступенем стиснення, концентрацією кисню, положенням робочої точки відносно межі помпажу, питомими енерговитратами та втратами в розподільчій мережі, а також вплив режимних параметрів на надійність і стійкість роботи агрегату.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Кисневі доменні печі (КДП) розглядаються як перспективний напрям підвищення енергоефективності та зниження питомого енергоспоживання у доменному виробництві, що має важливе значення як з екологічної, так і з економічної точки зору. Технологія кисневого доменного виробництва чавуну передбачає використання дуття з підвищеною або близькою до чистої концентрацією кисню, організацію циркуляції колошникового газу та інтенсифіковане вдування пилувугільного палива. Застосування такого підходу забезпечує: зростання продуктивності печі; зниження коксового коефіцієнта та сумарної питомої витрати палива; підвищення термодинамічної та газодинамічної стабільності процесів у доменному об'ємі. Сукупність зазначених переваг визначає доцільність впровадження КДП у контексті модернізації сучасних металургійних підприємств, що наведено у роботі Лу Ю., Цзян Ц., Чжан С., Е, Д. [9].

Практика доменного кисневого збагачення – в експлуатаційних умовах кисневий збагачений повітряний потік формується шляхом додавання технічного кисню до повітря перед подачею у повітряний тракт печі (Рисунок 1) (у деяких випадках перед компресором), що дозволяє збільшити масову частку O_2 у дутті, зменшивши частку атмосферного азоту.

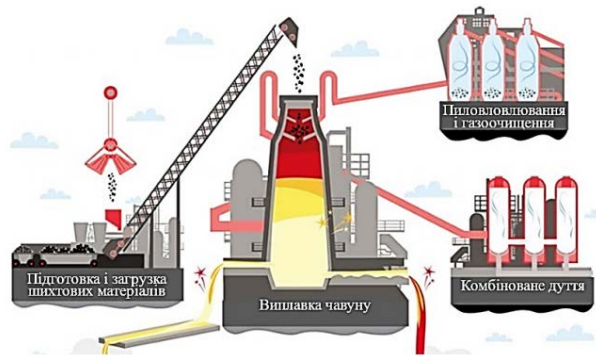


Рис. 1. Комплекс з виробництва чавуну [10]

Турбокомпресорна установка призначена для забезпечення доменної печі № 9 АМКР дуттям, збагаченим киснем до концентрації 31%, і експлуатується в режимі паралельної роботи з турбокомпресором типу К-7000-41-1. Установка являє собою енерготехнологічний комплекс, що поєднує компресорну та турбінну частини з відповідним допоміжним обладнанням.

Компресорна частина представлена компресором К-3000-61-1, який забезпечує стиснення і подачу повітря з параметрами, необхідними для стабільної роботи доменної печі. Для підвищення ефективності стиснення установка оснащена двома проміжними повітроохолоджувачами та вологовідокремлювачами, що забезпечують зниження температури повітря, видалення конденсату і підвищення надійності обладнання. Очищення повітря від механічних домішок здійснюється інерційно-ударним фільтром.

Подача і розподіл стисненого та збагаченого киснем повітря здійснюються системою повітропроводів і киснепроводів із запорно-регулювальною арматурою. Привід компресора реалізовано від парової турбіни типу ВКв-22-1, що забезпечує узгоджену роботу агрегату в складі доменного повітрорудного господарства. Подача технічного кисню у всмоктування компресора дозволяє підвищити концентрацію кисню в дутті до 31% за об'ємною часткою. Баланс кисню для суміші «повітря + технічний кисень» може бути записаний як:

$$V_{O_2} = V_{air} \frac{C_{mix} - C_{air}}{1 - C_{mix}}$$

де: C_{mix} – концентрація кисню в суміші після змішування;

$C_{air} \approx 0,21$ – об'ємна частка O_2 в атмосферному повітрі;

V_{air} – витрата повітря;

V_{O_2} – витрата технічного кисню з концентрацією близько 1.

Для практичного розрахунку витрати кисню, необхідної для досягнення заданої концентрації $C_{mix} = 0,31$, з попередньої формули отримуємо:

$$V_{O_2} = V_{air} \frac{C_{mix} - C_{air}}{1 - C_{mix}}$$

Ця залежність є ключовою для оцінки режимів роботи системи кисневого збагачення, а також контролю обмеження: $C_{mix} \leq 0,35$, оскільки концентрація кисню в доменному дутті не повинна перевищувати 35%.

Кисневе дуття сприяє газифікації вуглецю коксу з утворенням монооксиду вуглецю (CO). Важливо зазначити, що з кожної молекули кисню утворюється дві молекули монооксиду вуглецю, що еквівалентно утворенню 2 м³ CO з 1 м³ кисню. При збагаченні атмосфери дуття киснем, наприклад, до концентрації 25%, склад газу на виході з фурменних зон змінюється і становить приблизно 60% азоту та 40% CO. У такому випадку з 100 нормальних м³ дуття утворюється близько 75 нормальних м³ азоту та 50 нормальних м³ монооксиду вуглецю (2 × 25 нормальних м³ CO), що представлено у роботі Смірнова О. М., Семенко А. Ю., Скоровагачко Ю. П. та Горюк М. С. [10].

Компресор К-3000-61-1 є відцентровим, двоциліндровим та шестиступеневим агрегатом і складається з трьох двоступеневих секцій без внутрішнього охолодження з двома зовнішніми проміжними

охолоджувачами повітря. Перший циліндр (ЦНТ) виконаний як чотириступенева машина з проміжним охолодженням, тоді як другий циліндр (ЦВТ) має двоступеневу конструкцію. Між ЦНТ та ЦВТ встановлений другий проміжний повітроохолоджувач для підвищення ефективності стиснення та зниження температури повітря перед наступними ступенями. Внутрішні та торцеві ущільнення обох циліндрів виконані лабіринтового типу, що забезпечує надійне герметизування робочого середовища.

Підшипники ковзання оснащені примусовою системою змащення від маслосистеми приводної турбіни. Вал ротора ЦНТ є гнучким із критичною частотою обертання 27,5 с⁻¹ (1650 об/хв), тоді як вал ротора ЦВТ – жорстким із критичною частотою 24,2 с⁻¹ (1450 об/хв). Ротори ЦНТ і ЦВТ з'єднані зубчастою муфтою, а компресор і турбіна – проміжним валом із зубчастими муфтами. Обертання ротора відбувається за годинниковою стрілкою (вид з боку турбіни).

Регулювання режимів роботи компресора здійснюється зміною частоти обертання в діапазоні 41,7–56,7 с⁻¹ (2500–3400 об/хв). Максимально допустимий тиск повітря становить 0,7 МПа (7 кгс/см²). Компресор К-3000-61-1 працює шляхом регулювання частоти обертання ротора в межах $n=2500 \dots 3400$ об/хв. Максимально допустимий тиск за технічними умовами становить $p_2=0,7$ МПа.

Ступінь стиснення визначається як: $\pi = p_1/p_2$, де p_1 – тиск на вході компресора.

Для оцінювання теоретичної питомої роботи стиснення газу за ізоентропійним законом (наближено для повітря) застосовується:

$$L_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot (\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1)$$

де

k – показник адіабати (для повітря $k \approx 1,4$);

R – газова стала повітря ($R \approx 287$ Дж/(кг·К));

T_1 – температура на вході компресора, К.

Реальна питома робота з урахуванням ізоентропійного ККД компресора:

$$L = \frac{L_s}{\eta_s}$$

де η_s – ізоентропійний ККД компресора.

Тоді потужність компресора:

$$N_{comp} = m \cdot L$$

де

N_{comp} – потужність на валу компресора, Вт (або кВт);

m – масова витрата повітря, кг/с;

L – реальна питома робота стиснення, Дж/кг.

Проміжні повітроохолоджувачі типу ВОТ-1160 призначені для зниження температури повітря перед другою та третьою секціями компресора з метою підвищення його економічності. Вони виконані як поверхневі теплообмінники з оребреними трубками, що забезпечує інтенсивний теплообмін і зменшення теплового навантаження. Очищення повітря від

частинок розміром понад 20 мкм здійснюється інерційно-ударним фільтром, який знижує ерозійний знос проточної частини та підвищує надійність обладнання.

Турбінна частина забезпечує привід компресора і включає парову турбіну, регенеративну установку та конденсаційну систему. Основним елементом є конденсаційна турбіна типу ВКв-22-1 потужністю до 20,5 МВт із максимальною частотою обертання $58,3 \text{ с}^{-1}$ (3500 об/хв), розрахована на роботу при параметрах пари 8,9 МПа і $535 \text{ }^{\circ}\text{C}$ та тиску в конденсаторі – 94 кПа. Турбіна допускає відхилення початкових параметрів, що забезпечує експлуатаційну гнучкість. Конструкція – одноциліндрова, з однією регулювальною та чотирнадцятьма ступенями тиску, із сопловим паророзподілом через систему клапанів.

Для зменшення витоків пари застосовано лабиринтові ущільнення (переднє – чотирисекційне, заднє – трисекційне). Частина пари використовується для підігрівачів низького тиску, а тиск у системі підтримується регулятором. Кінцеві камери ущільнень з'єднані з ежектором і холодильником, що забезпечує відсмоктування пароповітряної суміші та підтримання вакууму. Для запобігання термічним деформаціям передбачено валоповоротний пристрій.

Турбіна має шість нерегульованих відборів пари для регенеративного підігріву живильної води та роботи деаератора. Регенеративна установка включає три підігрівачі низького і два високого тиску та охолоджувачі пари ежекторів. Їх спільна робота забезпечує стабільний вакуум, підвищення теплової ефективності циклу та зниження питомих витрат пари, що сприяє економічній і надійній експлуатації установки. Розрахункові дані нерегульованих відборів наведено у Таблиці 1.

Турбокомпресорна установка вводиться в експлуатацію після ремонту або зупинки доменної печі для задувки, під час роботи печі за умови подачі дуття від іншого компресора з паралельним підключенням резервного агрегату, а також для заміни одного з двох паралельно працюючих турбокомпресорів.

Під час кожного пуску за газодинамічними характеристиками визначають положення робочої точки відносно межі помпажу та лінії протипомпажного захисту. Перед пуском перевіряють справність турбіни, компресора, допоміжних систем і арматури повітроохолоджувачів. Увімкнення здійснюється за розпорядженням відповідального персоналу електростанції та погодженням зі службою доменної печі.

Під час задувки режим встановлюється регулятором швидкості та засувкою «СНОРТ» із подальшим

коригуванням параметрів дуття. Паралельне підключення виконують після досягнення граничного навантаження діючим агрегатом; на введеному компресорі задають кінцевий тиск на 50 кПа вищий і мінімально допустиму витрату повітря із забезпеченням запасу до протипомпажної межі. Перерозподіл навантаження здійснюють регулюванням швидкості та засувки з контролем робочих точок.

При заміні одного з агрегатів витрату повітря встановлюють на рівні працюючого компресора, а тиск – на 50 кПа вищий; перехід навантаження виконують плавно з подальшим відключенням виведеного агрегату.

Подача кисню у всмоктування допускається лише за сталого режиму роботи та після перевірки справності арматури й відсутності джерел займання. Витрату підвищують поступово з переходом на автоматичне керування. У разі виникнення помпажу подачу кисню негайно припиняють і відновлюють лише після стабілізації режиму.

Експлуатація установки допускається лише в діапазоні частоти обертання ротора $41,7\text{--}56,7 \text{ с}^{-1}$ (2500–3400 об/хв). Обов'язковими є контроль параметрів системи змащування, герметичності маслопроводів, справності регулювальних і захисних пристроїв, а також регулярна перевірка пускових, резервних і аварійних масляних насосів.

Необхідно підтримувати нормативний вакуум у конденсаторі з контролем його повітряної щільності, температурних режимів охолоджувальної води та ефективності теплообміну. Погіршення вакууму або нерівномірний нагрів води свідчать про присоси повітря чи забруднення теплообмінних поверхонь і потребують негайного усунення. Робота регенеративної установки має забезпечувати стабільний підігрів конденсату без переповнення підігрівачів та з надійним відведенням повітря і дренажів.

Експлуатація компресора з відключеною або несправною протипомпажною системою забороняється. Робочі режими повинні встановлюватися з урахуванням газодинамічних характеристик компресора, межі помпажу та налаштувань протипомпажного захисту. У разі входження агрегату в зону нестійкої роботи подача кисню у всмоктування має бути негайно припинена з одночасною стабілізацією режиму шляхом відкриття протипомпажних органів; повторна подача кисню допускається лише після повного відновлення стійкого режиму та з дозволу відповідального персоналу. Концентрація кисню в доменному дутті не повинна перевищувати 35%.

Таблиця 1. Розрахункові дані нерегульованих відборів

Найменування підігрівача	Тиск пари у відборі, МПа (кгс/см ²)	Кількість відібраної пари, кг/с (т/год)	Площа поверхні нагріву, м ²	Витрата води, кг/с (т/год)	Гідравлічний опір, кПа (кгс/см ²)
ПНД-I	0,067 (0,68)	1,09 (3,92)	54,17	15,9 (57,24)	57 (0,57)
ПНД-II	0,29 (3,0)	1,21 (4,35)	54,17	19,47 (70,09)	81 (0,81)
ПНД-III	0,61 (6,2)	0,98 (3,52)	54,17	19,47 (70,09)	82 (0,82)
ПВД-IV	1,87 (19,1)	1,36 (4,89)	54,1	22,13 (79,67)	170 (1,7)
ПВД-V	3,01 (30,7)	1,3 (4,69)	54,1	22,13 (79,67)	182 (1,82)
ПНД-II	0,29 (3,0)	1,21 (4,35)	54,17	19,47 (70,09)	81 (0,81)

У Таблиці 2 показано вплив параметрів дуття на теоретичну температуру горіння за даними роботи Смірнова О. М., Семенко А. Ю., Скоробагатко Ю. П. та Горюк М. С. [10].

Експлуатація турбокомпресора забороняється при несправностях вимірювальних приладів, систем захисту та регулювання, масляного господарства, при перевищенні допустимих рівнів вібрації, погіршенні якості масла або відхиленні параметрів свіжої пари від установлених норм. У разі виявлення таких порушень пуск або подальша робота агрегату повинні бути негайно припинені до повного усунення дефектів з переходом на резервний агрегат за необхідності.

Турбокомпресорна установка функціонує в режимі спільної роботи агрегатів, параметри якої визначаються поточним навантаженням системи. Така конфігурація прийнята як вихідна (референтна) схема та використовується як базовий варіант для подальшого порівняльного аналізу з удосконаленою конструкцією, що розглядається в межах даного дослідження.

Методичний підхід до вимірювань ґрунтується на визначенні енергоефективності системи стисненого повітря відповідно до вимог міжнародного стандарту ISO 11011:2013, який регламентує комплексну оцінку енергетичних показників систем стисненого повітря. Зазначений стандарт передбачає системний аналіз, що охоплює всі елементи установки, а не обмежується оцінюванням лише компресорного обладнання. У зв'язку з цим дослідження виконувалося за трьома ключовими напрямками: з боку генерації, який включає компресори, осушувачі, фільтри та акумулювальні ресивери; з боку транспортування, що охоплює магістральну мережу трубопроводів; а також з боку споживання, де розглядаються технологічні процеси підприємства та кінцеві точки використання стисненого повітря.

З метою визначення експлуатаційної ефективності системи здійснювався комплексний контроль ключових параметрів, зокрема електроспоживання, тиску, витрати повітря, його якісних характеристик, а також втрат, зумовлених витоками. Реєстрація параметрів проводилася як у штатних виробничих режимах, так і в періоди відсутності технологічного навантаження, що дало змогу оцінити не лише локальні миттєві втрати, але й інтегральні особливості функціонування системи в цілому. Вимірювальні сенсори були під'єднані до єдиної системи збору даних, а безперервний моніторинг здійснювався протягом 48 годин із часовим кроком дискретизації 10 хвилин. Така тривалість спостережень була прийнята як репрезентативна для типового виробничого циклу. Аналіз базової та оптимізованої конфігурацій виконувався із застосуванням ідентичного методичного

підходу, що забезпечило можливість коректного прямого порівняння отриманих результатів.

Оптимізована конфігурація системи була розроблена відповідно до принципів цілісного підходу, визначених у стандарті ISO 11011, із метою зменшення втрат тиску, підвищення якості повітря та забезпечення безперервності роботи. У цьому дослідженні термін «оптимізація» не має на увазі виключно математичний або алгоритмічний процес; він характеризує системний підхід, у межах якого конструктивні та експлуатаційні параметри ітеративно коригуються та перевіряються експериментально в реальних промислових умовах для досягнення відчутного покращення ефективності.

У базовій конфігурації наявність відгалужень, обмежене використання колекторів та централізоване розташування одного резервуара призводили до дисбалансу потоку та локалізованих перепадів тиску. Для усунення цих недоліків система була реструктуризована шляхом оптимізації сторін постачання, процесу подачі на дуття та розподільчої мережі. Основні технічні характеристики застосованих вимірювальних засобів наведені в Таблиці 3. Оскільки як базовий, так і оптимізований режими фіксувалися з використанням однакових приладів за ідентичних умов калібрування, зафіксовані відмінності в показниках продуктивності суттєво перевищують похибки вимірювань, що підтверджує високу достовірність і відтворюваність експериментальних результатів. Місце контролю – машинний зал центрального теплового щита керування паровими турбінами, періодичність зняття параметрів – постійна.

КН – конденсатний насос, ПНД – підігрівач низького тиску, ПУ/ЗУ – відповідні вузли подачі пари (як у заводській документації), КВО – кінцевий повітроохолоджувач, СК – стопорний клапан, РК – регулювальний клапан, ПНД – підігрівач низького тиску, ГПЗ – головна парова засувка, У/К – упорний підшипник (упорна сторона), Р/К – розвантажувальна сторона.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Проведений аналіз режимів роботи турбокомпресорної установки доменного повітрорудного господарства АрселорМіттал Кривий Ріг показав, що за паралельної роботи з турбокомпресорами типу К-7000-41-1 і кисневого збагачення дуття до 31% забезпечується необхідна продуктивність доменної печі. Водночас експлуатація в таких режимах супроводжується зміщенням робочої точки компресора до межі помпажу, зростанням питомої потужності стискування, підвищеними тепловими навантаженнями та перевантаженням допоміжних систем, що знижує надійність і енергоефективність агрегату.

Таблиця 2. Вплив на теоретичну температуру горіння параметрів дуття

Параметр	Одиниця	Вимір	Теоретична температура горіння (°C)	Температура газу на колошнику (°C)
Температура дуття	°C	+100	+65	-15
ПВП	кг/т	+10	-30	+9
Кисень у дутті	%	+1	+45	-15
Волога в дутті	г/м³	+10	-50	+9

Таблиця 3. Контрольовані параметри та засоби вимірювальної техніки

Контрольований параметр	Одиниці вимірювання	Межі вимірювань	Клас точності	Найменування та тип
Витрата повітря	нм³/хв	0-4000	2,0	Комплект приладів КСД2 ДМ3583
Витрата пари	т/год	0-80	2,0	КСД2 ДМ3583
Витрата конденсату за КН, за ПНД	т/год	0-80	2,0	Комплект приладів КСД2 ДМ3583
Рівень у конденсаторі	мм	0-400	2,0	ДМ3583
Тиск пари до ПУ	кгс/см²	0-1000	2,0	Комплект приладів КСД2 ДМ3583
Тиск пари до ЗУ	кгс/см²	0-2500	2,0	ДМ3583
Тиск пари власних потреб	кгс/см²	0-10	1,5	-
Тиск повітря після КВО	кгс/см²	0-10	1,5	Комплект приладів КСД2 МЭД
Тиск пари до СК та до РК	кгс/см²	0-160	1,5	КСД2 МЭД
Вакуум	кгс/см²	0-2,5	1,5	КСД2 МЭД
Тиск повітря до зворотного клапана	кгс/см²	0-10	1,5	КСД2 МЭД
Осьовий зсув ротора турбіни	кгс/см²	0-4	2,0	Комплект приладів М1730 НІП-ПЗ МЭД
Температура пари, конденсату	°С	0-600	0,5	Потенціометр КСП2, гр. ХА (К)
Температура підшипника, вихлопу, конденсату, повітря	°С	0-100	1,5	Логометр магнітоелектричний ИЦ69000, гр. 50М
Теплове розширення турбіни	мм	-4...+4	1,5	М151
Частота обертання ротора турбіни	об/хв	0-5000	1,5	Частотомер М907
Тиск пари в ПНД-1	кгс/см²	0-4	1,5	Манометр ОБМ
Тиск пари в ПНД-2	кгс/см²	0-6	1,5	Манометр ОБМ
Тиск пари в ПНД-3	кгс/см²	0-10	1,5	Манометр ОБМ
Тиск гострої пари	кгс/см²	0-160	1,5	Манометр ОБМ
Тиск пари до ГПЗ	кгс/см²	0-160	1,5	Манометр ОБМ
Осьовий зсув 1-го циліндра компресора У/К та Р/К	кгс/см²	0-6	1,5	Манометр електроконтактний ДМ2005
Тиск пари на ПУ, на ЗУ	кгс/см²	0-1	1,5	Манометр ОБМ
Тиск на нагнітання ПНН	кгс/см²	0-25	1,5	Манометр ОБМ
Тиск на нагнітання резервного маслонаосу перемінного та постійного струму	кгс/см²	0-2,5	1,5	Манометр ОБМ
Тиск на нагнітання конденсатного насоса	кгс/см²	0-25	1,5	Манометр електроконтактний ДМ2005
Тиск циркуляційної води в напірному колекторі	кгс/см²	0-4	1,5	Манометр ОБМ
Тиск циркуляційної води в скидному колекторі	кгс/см²	0-1,6	1,5	Манометр ОБМ
Тиск на нагнітання циркуляційного насоса	кгс/см²	0-4	1,5	Манометр ОБМ
Температура циркуляційної води на конденсатор	°С	0-100	2,0	Термометр ТТЖ
Вібрація підшипників	мм/с	0,01-1000	±1%	Віброаналізатор СД-12М

Експериментальні дослідження відповідно до ISO 11011:2013 встановили, що гідравлічні втрати й нерівномірність розподілу потоків у магістральній мережі спричиняють додаткове енергоспоживання та зниження загального ККД. На цій основі обґрунтовано та впроваджено комплекс інженерних заходів, що включає адаптивне протипомпажне регулювання, оптимізацію кисневого збагачення, автоматизований контроль ефективності проміжного охолодження та вдосконалення повітропровідної мережі. Реалізація запропонованих рішень забезпечує стабілізацію газодинамічних параметрів, зменшення енергетичних і гідравлічних втрат, підвищення стійкості роботи компресора та зниження питомих енерговитрат, що підвищує експлуатаційну надійність і доцільність їх практичного застосування для модернізації турбокомпресорних установок.

ВИСНОВКИ

1. Виконаний аналіз роботи турбокомпресорної установки доменного повітродувного господарства, що обслуговує доменну піч № 9 АМКР, підтвердив

визначальний вплив температури повітря на вході, ефективності проміжного охолодження та віддаленості робочої точки від межі помпажу на рівень споживаної потужності. Отримані результати узгоджуються з теоретичними положеннями теорії стиснення газів і розширюють їх застосування для умов кисневого збагачення дуття та змінного навантаження.

2. Запропонована методика оцінювання енергетичних показників компресора на основі ступеня стиснення, питомої роботи та потужності на валу забезпечує можливість кількісного аналізу енергоємності агрегату в реальних виробничих умовах. На відміну від традиційного підходу, орієнтованого лише на паспортні характеристики, методика враховує режимні відхилення та системні втрати.

3. Експериментально встановлено істотний вплив втрат тиску та нерівномірності потоків у розподільчій мережі на загальне енергоспоживання установки, що підтверджує доцільність застосування системного підходу відповідно до ISO 11011:2013. Таким

чином, результати дослідження підтримують сучасну концепцію енергетичного аудиту систем стисненого повітря як інтегрованого об'єкта.

4. Визначено основні експлуатаційні ризики при кисневому збагаченні дуття, зокрема зміщення робочої точки в область нестійких режимів та підвищене навантаження на системи змащування й охолодження. Запропонований комплекс інженерних рішень (удосконалення протипомпажного захисту, оптимізація подачі кисню, підвищення ефективності проміжного охолодження та зменшення гідравлічних втрат) створює

підґрунтя для підвищення надійності та ресурсу обладнання.

5. Отримані результати поглиблюють уявлення про взаємозв'язок між режимними параметрами компресора та стійкістю його роботи в умовах доменного виробництва і формують основу для переходу до інтелектуальних систем керування. Подальші дослідження доцільно спрямувати на розроблення математичної моделі динаміки робочої точки з урахуванням коливань тиску, ефективності охолодження та змінної концентрації кисню з метою створення адаптивних алгоритмів автоматизованого керування.

REFERENCES

- [1] Mitsubishi Hitachi Power Systems. (n.d.). *Aero gas turbines*. <https://power.mhi.com/products/aerogasturbines>
- [2] Geerdes, M., Chaigneau, R., Kurunov, I., Lingardi, O., Ricketts, J. (2020). *Modern blast furnace ironmaking*. IOS Press. DOI: <https://doi.org/10.3233/stal9781643681238>
- [3] Zaim, A. (2025). Industrial compressed air system optimization: Experimental evaluation of energy efficiency and sustainability gains. *Processes*, 13(11), 3590. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr13113590>
- [4] Herrera, H. H., Villalba, D. P., Angarita, E. N., Ortega, J. S., Echavarría, C. C. (2021). Energy savings in compressed air systems: A case study. *Materials Science and Engineering*, 1154(1), 012009. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1154/1/012009>
- [5] Yuskiv, O., Dubrovin, V. (2019). Energy-saving and improving the energy efficiency of production in metallurgical enterprises. *New Materials and Technologies in Metallurgy and Mechanical Engineering*, 1, pp. 93-97. DOI: <https://doi.org/10.15588/1607-6885-2019-1-16>
- [6] Abela, K., Refalo, P., Francalanza, E. (2022). Analysis of pneumatic parameters to identify leakages and faults on the demand side of a compressed air system. *Clean Engineering and Technology*, 6, 100355. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.clet.2021.100355>
- [7] Sun, W., Zhao, Y., Wang, Y. (2016). Electro- or Turbo-Driven? – Analysis of Different Blast Processes of Blast Furnace. *Processes*, 4(3), 28. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr4030028>
- [8] Fang, X., Sun, W., Zuo, C. et al. (2024). Design and 4E Analysis of a Hybrid Air Supply System for Blast Furnaces Driven by Excess Pressure and Waste Heat Recovery. *J. Sustain. Metall.* 10, pp. 775–796. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40831-024-00821-6>
- [9] Lu, Y., Jiang, Z., Zhang, X., E., D. (2024). Solid Flow in an Experimental Oxygen Blast Furnace Model: Effects of Recycled Gas and Raceway. *Energies*, 17. DOI: <https://doi.org/10.3390/en17020309>
- [10] Smirnov, O. M., Semenko, A. Yu., Skorobahatko, Yu. P., Horiuk, M. S. (2023). *Fundamentals of Metallurgy: Pig Iron Production: Textbook. Odesa: Oldi+*. 192 p. DOI: <https://dspace.mipolytech.edu/handle/mip/630>

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Mitsubishi Hitachi Power Systems [Електронний ресурс]. URL: <https://power.mhi.com/products/aerogasturbines>.
- [2] Geerdes, M. et al. (2020). *Modern Blast Furnace Ironmaking*. Amsterdam, Netherlands: IOS Press. DOI: <https://doi.org/10.3233/stal9781643681238>
- [3] Zaim, A. (2025). Industrial Compressed Air System Optimization: Experimental Evaluation of Energy Efficiency and Sustainability Gains. *Processes*, vol. 13, №11. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr13113590>
- [4] Herrera, H.H., Villalba, D.P., Angarita, E.N., Ortega, J.S., Echavarría, C.C. (2021). Energy savings in compressed air systems: A case study. *Materials Science and Engineering*, vol. 1. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1154/1/012009>
- [5] Юськів, О.І., Дубровін В.І. (2019). Енергозбереження та підвищення енергоефективності виробництва на металургійних підприємствах. *Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні*, №1, с. 93-97. DOI: <https://doi.org/10.15588/1607-6885-2019-1-16>
- [6] Abela, K., Refalo, P., Francalanza, E. (2022). Analysis of pneumatic parameters to identify leakages and faults on the demand side of a compressed air system. *Clean. Eng. Technol.*, vol. 6. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.clet.2021.100355>
- [7] Sun, W., Zhao, Y., Wang, Y. (2016). Electro- or Turbo-Driven? – Analysis of Different Blast Processes of Blast Furnace. *Processes*, vol. 4(3), 28. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr4030028>
- [8] Fang, X., Sun, W., Zuo, C. et al. (2024). Design and 4E Analysis of a Hybrid Air Supply System for Blast Furnaces Driven by Excess Pressure and Waste Heat Recovery. *J. Sustain. Metall.* vol. 10, pp. 775–796. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40831-024-00821-6>
- [9] Lu, Y., Jiang, Z., Zhang, X., E., D. (2024). Solid Flow in an Experimental Oxygen Blast Furnace Model: Effects of Recycled Gas and Raceway. *Energies*, vol. 17. DOI: <https://doi.org/10.3390/en17020309>
- [10] Смірнов О. М., Семенко А. Ю., Скоробатко Ю. П., Горюк М. С. (2023). *Основи металургії: виробництво чавуну : підручник. Одеса : Олді+, 192 с. URL: https://dspace.mipolytech.edu/handle/mip/630*

© Ялова А. М., Бондар Н. В., Савін В. В., Старовойт Р. В.

Дата першого надходження статті до видання: 26.02.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 24.03.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 22.05.2026



Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)