Ю. А. Максименко

РЕАЛИЗАЦИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ СМЕШАННЫХ СТРАТЕГИЙ СЛОЖНОЙ СИСТЕМОЙ РАДИОУПРАВЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИМИ СРЕДСТВАМИ

В данной статье проведена реализация оптимальных смешанных стратегий сложной системы радиоуправления техническими средствами методом статистических испытаний. Предложена блок-схема алгоритма моделирования процесса формирования реализации оптимальной смешанной стратегии, которая необходима для дальнейшей разработки устройств управления техническими средствами, более приспособленными к эксплуатации с учетом электромагнитной совместимости.

Ключевые слова: *технические средства, система радиоуправления, смешанные стратегии.*

Y. A. Maksymenko

IMPLEMENTATION OF OPTIMAL MIXED STRATEGIES COMPLEX SYSTEM RADIO TECHNICAL MEANS

In this article the realization of optimal mixed strategies of a complex system of radio technical means by statistical tests is performed. Block diagram of an algorithm that simulates the implement of optimal mixed strategy for continued work on the development of devices for the management of technical equipment that will be more suitable for operation considering EMC is proposed.

Keywords: *technical means, radio control system, mixed strategies.*

УДК 632.564

В. І. Мілованов, д.т.н., **В. М. Ярошенко,** к.т.н., **А. А. Ябс**

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ПРОЦЕСУ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Розглянуто можливості визначення ефективних режимів експлуатації газотурбінних установок. Розглянуто та проаналізовано метод утилізації тепла відпрацьованих газів, як один з основних раціональних напрямків підвищення енергоефективності всієї енергоустановки в цілому, шляхом охолодження циклового повітря на вході в компресор, а також охолодження перекачувального газу тепловикористовуючими холодильними машинами. У статті пропонується інтегральний критерій оцінки ефективності роботи систем компримування компресорних станцій і методика визначення оптимальних режимів роботи газоперекачувальних агрегатів з метою зниження енерговитрат завдяки використанню енергохолодильних установок на низькокиплячих робочих тілах, що працюють на основі використання теплоти відпрацьованих газів газотурбінних установок, в конкретних кліматичних умовах експлуатації.

Ключові слова: *компресорна станція, газотурбінна установка, відпрацьовані гази, теплоутилізаційна енергоустановка, теплоутилізаційна холодильна установка.*

Вступ

Газотранспортна система України є другою в Європі і однією з найбільших у світі. Газотранспортна система «Укртрансгазу» складається з магістральних газопроводів протяжністю 37,6 тис. км в однонитковому обчисленні, 72 компресорної станції (КС) загальною потужністю 5405 МВт. Пропускна спроможність на кордоні Російської Федерації з Україною становить 288 млрд. м³ на рік, на кордоні України з Польщею, Румунією, Білоруссю, Молдовою – 178,5 млрд. м³ на рік, у тому числі з країнами ЄС – 142,5 млрд. м³ на рік [1].

У 2012 році через українські газопроводи до Європи було транспортовано близько 81 млрд. м³ російського газу. В склад вище зазначених компресорних станцій входить 122 компресорних цехи з газотурбінним і парогазовим енергетичним

устаткуванням. Ці установки мають особливі конструкції основного і допоміжного обладнання, режими роботи і управління. Основні тенденції із забезпечення якісної безперебійної і ефективної роботи компресорних станцій полягають у: підвищенні економічності і надійності обладнання; забезпеченні високого рівня автоматизації; створенні устаткування на базі уніфікованих модулів, що забезпечить зниження трудомісткості виробництва і потреби в запасних частинах у процесі експлуатації обладнання, а також підвищення рівня його ремонтопридатності.

Газоперекачувальні станції магістральних газопроводів України використовують для приводу нагнітачів природного газу газотурбінні установки (ГТУ). Температура вихлопних газів даних установок коливається від 400 ºС до 570 ºС. Незначна частина цієї теплоти використовується для обігріву елементів газоперекачувального агрегату і в противообмерзаючій системі, інша частина на потреби компресорної станції, решта значна частина викидається в атмосферу.

Існують різні способи утилізації теплоти вихлопних газів газотурбінних двигунів (ГТД) для вироблення електроенергії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій щодо результатів розробок енергетичних та холодильних циклів, застосування яких дозволить вирішити задачу зниження енерговитрат на перекачування природного газу та підвищення енергоефективності всього циклу в цілому, ґрунтується на застосуванні холодильних установок, що функціонують на високій та низько потенційній скидній теплоті газотурбінних установок. Для аналізу ефективності роботи газотурбінних установок використовують різноманітні методи, що відрізняються як за своєю суттю, так і за метою, яку необхідно досягти в результаті їх застосування. Серед таких методів, що набули поширення в останні роки, необхідно відзначити ексергетичний.

Розглянемо більш детально застосування тепловикористовуючих холодильних машин з подальшим використанням холоду в технологічних процесах компресорних станцій (КС) газотранспортної системи.

Треба зазначити, що з безлічі проблем, які стоять перед нафтогазовою промисловістю, основною залишається зменшення витрат газу на власні потреби та посилення уваги до питань економії природного газу в цілому. Насамперед, це досягається на основі підвищення загальної енергетичної ефективності газотурбінної установки, так як витрати паливного газу складають 80-90% від суми експлуатаційних витрат на обслуговування газоперекачувального агрегату (ГПА).

В силу ряду переваг газотурбінні установки є основним силовим приводом компресорних станцій [2]. Однак одним з істотних недоліків є їх невисокий ККД. Одним з шляхів підвищення їх загального ККД є утилізація теплоти відпрацьованих газів. Тому використання теплоти відпрацьованих газів газотурбінної установки цілком реальна і економічно вигідна задача.

Розглянемо утилізацію тепла відпрацьованих газів, температура яких коливається від 280-550 ºС, як один з основних раціональних напрямків підвищення енергоефективності всієї енергоустановки в цілому. Відомо, що завдяки утилізації тепла відпрацьованих газів можна отримувати електроенергію, тепло, та холод.

Потенціал теплових потоків газотурбінної установки можна ефективно використати в тепловикористовуючих холодильних установках, з послідуючим використанням холоду в технологічних процесах компресорних станцій газотранспортної системи.

По перше можна знизити температуру перекачувального газу і тим самим підвищити пропускну спроможність газотранспортної системи (ГТС) в цілому.

Через дефіцит водних ресурсів на компресорній станції охолодження природного газу, яке стискається компресорами, здійснюється навколишнім повітрям, висока температура якого в літній сезон приводить до значного підвищення температури перекачувального газу і як наслідок до значного скорочення пропускної спроможності газопроводів. Відомо, що кожне підвищення температури на градус перекачувального газу, приводить до зниження пропускної спроможності газопроводу порядком на 0,4 %.

По друге можливо істотно знизити температуру атмосферного повітря, яке направляється до входу в компресор газотурбінної установки. Наприклад, при підвищенні температури атмосферного повітря від 15 ˚С до 35 ˚С потужність газотурбінної установки простого циклу знижується до 75% в порівнянні з номінальною, а ефективний ККД зменшується близько 3% [3].

Розглянемо більш детально процес охолодження повітря на вході в компресор, за допомогою теплоутилізаційних холодильних машин. Глибина охолодження повітря (зниження температури повітря) $\Delta t_в = t_{нв} - t_{в2}$ залежить, крім температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, ще й від температури повітря $t_{в2}$ охолодженого в теплоутилізаційних холодильних машинах (ТХМ), яка визначається температурою холодоносія t_x (робочого тіла ТХМ), тобто залежить від конкретного типу ТХМ. Так, в абсорбційних бромістолітієвих холодильних машинах (АБХМ) мож-

ливо охолоджувати повітря до $t_{в2}$ = 12…15 ºС (t = 7…10 ºС), абсорбційних водоаміачних (ВАХМ) або ежекторних хладонових (ЕХМ) холодильних машинах – до більш низьких $t_{в2}$ = 7…10 ºС (t_x = 2…5 ºС) і нижче. При експлуатації ГТУ мають місце як сезонні, так і добові зміни кліматичних умов, що обумовлює відповідну епізодичність використання такого напрямку утилізації теплоти відпрацьованих газів.

Слід відзначити, що утилізаційні системи мають бути універсальними для того, щоб в літній період виробляти холод, а в зимовий – теплоту.

Температурний рівень відпрацьованих газів ГТУ на КС не дозволяє ефективно на їх основі здійснювати паросиловий цикл Ренкіна на самому доступному і дешевому робочому тілі – воді. Тому необхідно використовувати інші види теплоутилізуючих енергоустановок для вироблення електроенергії, тепла, холоду за рахунок утилізації вторинних енергетичних потоків ГТУ [4].

Але практично, не всю можливу кількість теплоти відпрацьованих газів можна використовувати. Дійсно, теоретично температура газів в утилізаційних пристроях могла б знижуватись до початкової температури холодного теплоносія. Однак при цьому хвостові поверхні будуть працювати при дуже малому температурному теплоперепаді, що потребує великих капіталовкладень на їх виготовлення. Крім того, при визначені кінцевої температури відхідних газів доводиться враховувати значення точки роси водяної пари у вихідних газах, яка залежить від складу палива, кількості водню і водяної пари. Для природного газу вона знаходиться на рівні 50 °С. Різниця між гарячим і холодним теплоносієм в утилізаційних пристроях зазвичай не буває менше ніж 50 °С, а температура відпрацьованих газів в кращому випадку коливається в межах 100-110 °С. Однак вичерпної методики для визначення температури відхідних газів поки немає (вважається, що температура газів повинна бути не нижче 120°С).

Задача скорочення теплових витрат з відпрацьованими газами ГТУ є важливим фактором підвищення загальної техніко-економічної ефективності КС і зниження собівартості транспортування природного газу [5].

Одним з перспективних варіантів глибокої утилізації теплоти ГТУ є використання абсорбційних холодильних машин, які, незважаючи на ряд недоліків (складність у виготовленні та експлуатації), мають ряд істотних переваг (мінімальне споживання електроенергії, мінімальний рівень шуму, екологічна безпечність, тривалий термін служби, повна автоматизація, пожежо- та вибухобезпечність) [6].

Мета і постановка завдання: розглянути один з альтернативних напрямків утилізації теплоти відпрацьованих газів газотурбінної установки шляхом застосування тепловикористовуючих холодильних машин з подальшим використанням холоду в технологічних процесах компресорних станцій газотранспортної системи.

Основний зміст дослідження.

На рівень ефективності холодильної машини впливає ряд факторів, безпосередньо пов'язаних з експлуатацією. З одного боку, це фактори, обумовлені конструкцією системи (надійність, рівень автоматизації та ін.), з іншого – її на навколишнє середовище. Експлуатаційні показники абсорбційної холодильної машини, які пов'язані з надійністю і рівнем автоматизації є достатньо високими, а рівень негативного впливу на навколишнє середовище є незначним.

В абсорбційній холодильній машині роль компресора виконує система абсорбер-генератор. При цьому процеси, пов'язані з роботою компресора, здійснюються за допомогою розчинів, що складаються з двох або трьох компонентів. У холодильній техніці це, як правило, розчин, що складається з двох (бінарних) компонентів з різними температурами кипіння при однаковому тиску. Один компонент, з більш низькою температурою кипіння, є холодильним агентом, інший – абсорбентом (поглиначем). Розчин, що забезпечує процеси в абсорбційній холодильній машині, носить назву її робочої речовини (тіла). До робочих тіл абсорбційних холодильних машин пред'являються дві основні вимоги: повна взаємна розчинність компонентів та значна відмінність величин нормальних температур кипіння компонентів.

Найбільше застосування в холодильній техніці отримали абсорбційні холодильні машини, що працюють на розчинах вода-аміак (водоаміачних), вода-бромистий літій (бромістолітієві). У водоаміачних холодильних машинах холодильним агентом є аміак, в бромістолітієвих – вода. Розчин при здійсненні циклу в абсорбційній холодильній машині змінює свій стан.

Робочі тіла АБХМ представляють дві групи сумішей: розчин аміаку у воді відноситься до першої групи, у ньому обидва компоненти є летючими; розчин бромистого літію у воді відноситься до другої групи, у ньому абсорбент (бромистий літій) характеризується практично нульовою летючістю. У паровій фазі розчинів першої групи присутні обидва компонента, а в другій – тільки один [7].

На рис. 1 представлена схема абсорбційної

холодильної машини, яка може працювати на бінарних сумішах як першого, так і другого типу.

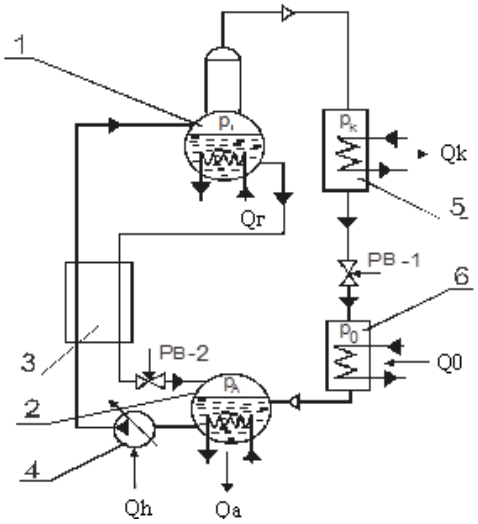

Рисунок 1 – Схема абсорбційної холодильної машини: 1 – генератор; 2 – абсорбер; 3 - теплообмінний апарат; 4 – насос; 5 – конденсатор; 6 – випарник

Розчин з великим вмістом легкокиплячого компонента, що утворюється в абсорбері, надходить в насос при тиску кипіння, де його тиск підвищується до тиску конденсації. За рахунок роботи насоса до розчину підводиться тепло $Q_и$. Концентрація розчину при цьому не змінюється. Через нестисливість рідини ентальпія розчину до і після насоса залишається практично постійною. У рекуперативному теплообміннику розчин підігрівається і зі зміненою концентрацією подається в генератор. У генераторі при підводі тепла Q_h розчин кипить, його концентрація по легкокиплячому компоненті зменшується [8].

Процес дроселювання відбувається при постійній ентальпії і концентрації. Холодильний агент переходить зі стану переохолодженої рідини в стан вологої насиченої пари і надходить далі у випарник, де кипить при підводі тепла Q_0. Концентрація по легкокиплячому компоненту підвищується, і на цьому цикл замикається.

Таким чином, абсорбер виконує роль всмоктувальної сторони компресора, а генератор – нагнітаючої. Рівняння теплового балансу одноступінчастої абсорбційної холодильної машини матиме вигляд:

$$Q_h + Q_0 + N_n = Q_a + Q_k. \qquad (1)$$

Енергетична ефективність роботи абсорбційної холодильної машини оцінюється коефіцієнтом перетворення енергії, який зазвичай називається тепловим коефіцієнтом:

$$\mathrm{COP} = Q_0/Q_h, \qquad (2)$$

Вирішити проблему оптимізації роботи компресорних станцій ГТС можливо лише при умові використання системного підходу, тобто с урахуванням термодинамічної ефективності процесів, відповідних капітальних внесків та інших витрат при реалізації технологічного процесу на КС. Це дозволить скоротити ресурси, необхідні для енергетичної модернізації КС, що в умовах зростання вартості енергетичних ресурсів вкрай важливо [9].

Як відомо загальна техніко-економічна ефективність енерготехнологічної системи та її оптимізація визначається на основі мінімізації приведених витрат, які складаються із капітальних внесків та експлуатаційних витрат.

Оцінка ефективності роботи КС полягає у співставленні використовуваного критерію оптимізації, при дійсних режимах роботи газокомпресорного обладнання, до значення цього критерію при оптимальному режимі експлуатації.

В даний час в якості критеріїв оптимізації систем стиснення КС використовується цілий ряд критеріїв: витрати паливного газу та електричної енергії в натуральному вираженні, сумарна ефективна потужність енергоприводів ГПА, значення політропного коефіцієнта корисної дії ККД процесу стиснення і наведеного ефективного ККД енергоприводів.

Використання кожного з наведених критеріїв при вирішенні задачі визначення оптимальних режимів роботи систем стиснення може призвести до помилкових результатів, що викривляє оцінку ефективності роботи систем компримування КС.

Оцінка ефективності роботи системи стиснення за величиною витрати паливного газу коректна тільки в тому випадку, коли в системі не використовуються агрегати з електроприводом, використання зазначеного критерію оптимізації витрат електроенергії виправдано при включенні в систему тільки електроприводних ГПА.

Використання як критерію оптимізації режимів роботи систем стиснення КС величини сумарних витрат потужності на стиснення газу також може привести до перевитрати енергетичних витрат у грошовому вираженні через істотну розбіжність цін на енергоносії [10].

У ряді випадків в якості критерію оптимізації режимів роботи системи стиснення газу використовується політропний ККД процесу

$\eta_{пол}$, значення якого може бути визначено за співвідношенням [10]

$$\eta_{пол} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \eta_i N_i}{\sum_{i=1}^{i=n} N_i}, \qquad (3)$$

де η_i – політропний ККД процесу стиснення в i-му нагнітачі, N_i – внутрішня потужність, що витрачається на стиснення природного газу в і-му ГПА, n — кількість ГПА, які працюють на КС.

Результати оптимізації систем компримування ряду лінійних КС показують, що використання в якості критерію політропного ККД процесу стиснення може привести до істотних витрат енергетичної складової експлуатаційних затрат $\Delta C_{ен}$, що ілюструється на рис. 2. Отже, використання тільки політропного ККД як критерію регулювання не є коректним з точки зору мінімізації енерговитрат у системі компримування компресорної станції.

Такі результати, в першу чергу, характерні для систем компримування КС, які працюють з недовантаженням. У цих умовах режими роботи агрегатів, що характеризуються максимальною енергетичною ефективністю процессу стиснення технологічного газу в нагнітачах, не збігаються з режимами максимальної ефективності роботи ГТУ, і як наслідок – завантаження агрегатів. Зниження ступеня стиснення на КС при недовантажені приводить до порушення характеристик, що визначають оптимальний режим роботи ГТУ, в області більш високих об'ємних витрат технологічного газу. Разом з цим, характеристики оптимального режиму роботи нагнітача залишаються незмінними.

Оптимальний режим роботи ГПА (рис. 2), визначений з використанням в якості критеріїв оптимізації енергетичних витрат у грошовому еквіваленті ($C_{ен}$ => min) і наведеного ККД ГПА ($h_{ГПА} = h_{пол} \times$ Не => max) **1**, оптимальний режим роботи ГПА, визначений з використанням в якості критерію оптимізації – політропного ККД процесу стиснення ($h_{пол}$ =>max) **2**, $\Delta C_{ен}$ – перевитрата енергетичної складової експлуатаційних витрат при некоректному виборі критерію оптимізації, $\eta_{ГПА}$ – ефективний ККД енергоприводів, $\eta_{пол}$ – політропний коефіцієнт корисної дії ККД процесу стиснення, $Q_{вх.i}/Q_{вх.кц}$ – відношення об'ємних витрат технологічного газу в залежності від визначеного оптимального режиму.

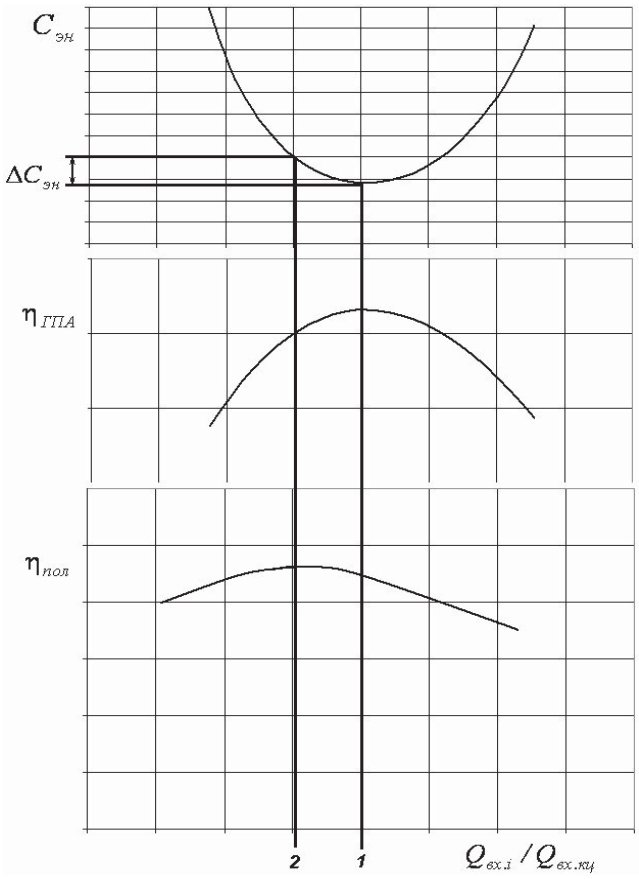

Рисунок 2 – Зіставлення характеристик роботи ГПА при використанні різних критеріїв оптимізації

Аналіз методик визначення системних і локальних показників енергетичної ефективності роботи систем стиснення КС показує, що можна привести всі розглянуті показники до одного інтегрального критерію, який враховуватиме коливання подачі газу по газопроводу, взаємний вплив об'єктів магістральних газопроводів, розподіл навантаження між компресорними станціями технологічних ділянок, енергетичну доцільність вибору систем компримування і розподілу навантаження між ГПА в цих системах, зміна технічного стану енерготехнологічного обладнання КС, використання в системах компримування як паливного газу, так і електричної енергії, рівень і співвідношення цін на енергоносії, режими роботи систем охолодження природного газу на КС і енерговитрати в них.

В якості критерію оцінки енергетичної ефективності роботи систем стиснення газу КС можливо використовувати енергетичні витрати у грошовому еквіваленті при реалізованих режимах експлуатації систем компримування $C_{ен}$ в порівнянні зі значенням енергетичної складової

експлуатаційних витрат при оптимальному режимі їх роботи $C_{ен.опт}$:

$$\Delta C_{эн} = C_{эн} - C_{эн.опт} \quad (4)$$

Відповідно до такого критерію, енергетично оптимальним режимом роботи агрегатів є такий режим, при якому енергетична складова експлуатаційних витрат приймає мінімальне значення $C_{ен}$ => min, а перевитрата енергетичних витрат у грошовому вираженні відсутня $\Delta C_{ен}$ => 0 [11].

Спрощується також розрахунок економії палива, для цього необхідно знати залежність питомої витрати палива b_e (або загальної витрати палива) від температури повітря на вході. Для розрахунку річної економії палива в результаті охолодження повітря на вході ГТУ, наприклад, в ВАХМ або ЕХМ до $t_{в2}$ = 10ºС досить помножити річний термогодинний потенціал охолодження П = 36000 ºС · год на величину зменшення питомої витрати палива Δb_e, що припадає на 1 °С зниження температури повітря на вході ГТУ та на потужність.

Для оцінки капітальних витрат і вибору раціональної ТХМ, що забезпечує досягнення найбільшого економічного ефекту (з урахуванням економії палива і витрат на ТХМ) в певних кліматичних умовах конкретного регіону, необхідно крім типу ТХМ, що визначає глибину охолодження повітря (кінцеву температуру $t_{в2}$ і відповідний її річний термогодинний потенціал охолодження П), визначити ще й раціональну встановлену холодильну потужність ТХМ (холодопродук-тивність) Q_0, що забезпечує найбільший сумарний (річний) термогодиний потенціал П охолодження повітря при високих темпах його нарощування (темпах зростання П). Інакше при завищеній встановленій холодильній потужності Q_0 буде мати місце невисокий коефіцієнт використання ТХМ (експлуатація великої частини часу не на повну потужність і, отже, як наслідок, завищені капітальні витрати на ТХМ), а при заниженій Q_0, навпаки, – значне недоохолодження повітря на вході ГТУ при підвищені температури $t_{нв}$ (у періоди пікових теплових навантажень на ТХМ).

Але такий метод аналізу не враховує якісні характеристики енергетичних потоків в комбінованих системах ГПА та утилізації теплоти вихідних газів і тому досить складно визначити критерій оптимізації системи (визначити цільову функцію оптимізації).

Для аналізу складних енерготехнологічних систем в яких існують різні за якістю енергетичні потоки (теплота та холод різного потенціалу, потоки стиснутого газу та повітря і т. і.) найбільш ефективним є так званий термоекономічний метод. В основі цього методу лежить універсальна термодинамічна функція – ексергія, по відношенню до якої враховуються відповідні капітальні витрати та експлуатаційні витрати. Таким чином, термоекономіний метод аналізу та оптимізації поєднує термодинамічний та економічний аналізи.

Відповідно до цього методу будь-яку теплоенергетичну установку або будь-який її вузол можна умовно представити у вигляді "поверхні", яка обмежена деяким контрольним значенням, до якої підводяться і відводяться різні за якістю та кількістю види енергії придатні для технічного використання в чотирьох різних формах – механічної (або електричної) енергії, ексергії теплоти, ексергії потоку та хімічної ексергії (ексергії палива). Через цю ж поверхню відводяться ексергетичні втрати. В окремих випадках деякі потоки можуть бути відсутні.

Ексергетичний баланс будь-якої теплоенергетичної установки базується на рівнянні

$$Ex_1 = Ex_2 + \sum_{i=1}^{i=n} T_{зс} \Delta S_i \,, \quad (5)$$

де Ex_1, Ex_2 – ексергія на вході і виході з установки, $\sum_{i=1}^{n} T_{зс} \Delta S_i$ сума ексергетичних витрат, обумовлених незворотністю процесів в складових елементах установки.

Енергетична ефективність процесів в системі та в окремих апаратах устаткування оцінюється за допомогою ексергетичного коефіцієнта корисної дії, який розраховується як відношення ексергетичних потоків на вході до корисного ексергетичного потоку на виході

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_2}{Ex_1} = \frac{Ex_1 - \sum_{i=1}^{n} T_{зс} \Delta S_i}{Ex_1} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{n} T_{зс} \Delta S_i}{Ex_1} < 1. \quad (6)$$

Ексергетичний ККД характеризує термодинамічну досконалість роботи як будь-якого вузла, так і установки в цілому.

Термоекономічний баланс такої установки складається

$$Ex_2 C_2 = Ex_1 C_1 + \sum_{i=1}^{n} \left(K_i + A_i \right), \quad (7)$$

де Ex_2, Ex_1 кількість ексергії на виході (кінцевий енергетичний ефект) та кількість ексергії на вході відповідно; C_1 та C_2 ціна (собівартість) одиниці ексергіїї на виході та вході відповідно, $\sum_{i=1}^{n}\left(K_i + A_i\right)$ – сума приведених витрат на практичну реалізацію та експлуатацію окремих елементів (вузлів) установки.

Загальна техніко-економічна ефективність установки розраховується з використанням коефіцієнту термоекономічної ефективності. Цей коефіцієнт відображає якість енергетичних перетворювань та кількість супроводжуючих економічних витрат, показуючи відношення ціни одиниці ексергіїї на вході та виході

$$\phi = \frac{C_1}{C_2} = \frac{\eta_{ex}}{1 + \frac{\sum_{i=1}^{n}\left(K_i + A_i\right)}{Ex_1 C_1}}. \qquad (8)$$

Коефіцієнт техніко-економічної досконалості змінюється від 0 до 1 та зростає з підвищенням ексергетичного коефіцієнту корисної дії та знижується при збільшенні економічних витрат. Як завжди, підвищення ексергетичного коефіцієнту корисної дії супроводжується підвищенням економічних витрат і тому доцільне рішення відповідає максимальному значенню коефіцієнта техніко-економічного рівню, а не ексергетичного коефіцієнту корисної дії, як це робиться при термодинамічному аналізі [11].

При виборі систем утилізації ГТУ та оптимізації режимів роботи ГПА коефіцієнт техніко-економічної досконалості може розглядатись в якості цільової функції оптимізації, оскільки він враховує в повній мірі експлуатаційні витрати з урахуванням якості енергетичних потоків та відповідних приведених витрат при експлуатації елементів (вузлів) системи.

Висновки

1. Розглянуті та проаналізовані можливості глибокої утилізації теплоти вихідних газів ГТУ з використанням абсорбційних тепловикористовуючих холодильних машин та їх застосування для додаткового охолодження природного газу та повітря на вході в турбокомпресор ГТУ. Визначено, що за допомогою таких установок можна знизити температуру перекачувального газу і тим самим підвищити пропускну спроможність ГТС в цілому.

2. Проведено аналіз існуючих методів оптимізації режимів роботи компресорних станцій з ГТУ та критеріїв оптимізації роботи. Показано, що використання кожного з наведених критеріїв оптимізації при вирішенні задачі визначення оптимальних режимів роботи систем стиснення може призвести до помилкових результатів, що викривляє оцінку ефективності роботи систем.

3. В якості цільової функції оптимізації режимів роботи газоперекачуючих агрегатів з глибокою утилізацією вихідних теплових потоків пропонується коефіцієнт термоекономічної досконалості, який враховує не тільки кількість та якість енергетичних потоків, але й відповідні приведені витрати в грошовому еквіваленті в кожному складовому елементі (вузлі) установки.

Список використаних джерел

1. Білека Б. Д. Комплексне використання утилізаційних енергоустановок на КС для підвищення ефективності ГПА / Б. Д. Білека, Є. П. Васильєв, В. М. Клименко, В. М. Коломоєв, В. І. Ізбаш, Д. А. Костенко, В. А. Кривуца // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – № 4(197). – С. 40 – 62.

2. Билека Б. Д. Использование комплексных теплоутилизирующих энергохолодильных установок на низкокипящих рабочих телах для повышения эффективности работы компрессорных станций / Б. Д. Билека, Е. П. Васильев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7(15). – С. 8 – 12.

3. Поршаков Б. П. Энергосберегающие технологии при магистральном транспорте газа / Б. П. Поршаков, А. Ф. Калинин, С. М. Купцов, А. С. Лопатин, К. Х. Шотиди. – М.: МПА-Пресс, 2006. – 311 с.

4. Завальный П. Н. О влиянии вида характеристики центробежного нагнетателя природного газа / П. Н. Завальный, Б. С. Ревзин, А. В. Тарасов. – Труды второго международного симпозиума "Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования" (21-23 мая 1996 г.). – С.-Петербург, 1996. – С. 165-167.

5. Осипов М. И. Перспективные направления повышения эффективности ГТУ / М. И. Осипов, В. Д. Моляков, К. А. Олесеевич, Р .З. Тумашев // Газотурбинные технологии. – 2011. – № 3(94). – С. 2-7.

6. Калинин А. Ф. Эффективность и регулирование режимов работы систем трубопроводного транспорта природного газа / А. Ф. Калинин. – М.: МПА-Пресс, 2004. – 168 с.

7. Кошкин Н. Н. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун, Е. М. Бамбушек. – Ленинград: Издательство «Машиностроение».

Ленинградское отделение, 1985. – 311 с.

8. Сапожников М. Б. Электрические станции на низкокипящих рабочих телах / М. Б. Сапожников, Н. И. Тимошенко // Теплоэнергетика. – 2005. – № 3 – С. 73 – 77.

9. Манушин Є. А. Теория и проэктирование газотурбинных установок / Є. А. Манушин, В. Е. Михальцев, А. П. Чернобривкин. – М.: Машиностроение, 2000. – С. 400 – 447.

10. Галеркин Ю. Б. К оценке некоторых методов измерения и расчета газодинамических характеристик модельных ступеней и нагнетателей природного газа / Ю. Б. Галеркин // Компрессорная техника и пневматика. – 2001. – № 2. – С. 6-11.

11. Бродянский В. М., Эксергетические расчеты технических систем: Справочное пособие / В. М. Бродянский, Г. П. Верхивкер, Я. Я. Карчев. – К.: Наукова думка, 1991. – 361 с.

Надійшла до редакції 06.03.2015

Рецензент: д.т.н., професор, Хмельнюк М. Г., Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса.

В. И. Милованов, д.т.н., **В. М. Ярошенко,** к.т.н., **А. А. Ябс**

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ПРОЦЕССА УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Рассмотрены возможности определения эффективных режимов эксплуатации газотурбинных установок. Рассмотрен и проанализирован метод утилизации тепла отработавших газов, как одно из основных рациональных направлений повышения энергоэффективности всей энергоустановки в целом, путем охлаждения воздуха на входе в компрессор, а также охлаждения перекачиваемого газа теплоиспользующими холодильными машинами. В статье предлагаются интегральный критерий оценки эффективности работы системы компримирования компрессорных станций и методика определения оптимальных режимов работы газоперекачивающих агрегатов с целью снижения энергозатрат, благодаря использованию енергохолодильных установок на низкокипящих рабочих телах, работающих на основе использования тепла отработанных газов газотурбинных установок, в конкретных климатических условиях эксплуатации.

Ключевые слова: *компрессорная станция, газотурбинная установка, отработанные газы, теплоутилизационная энергоустановка, теплоутилизационная холодильная установка.*

V. I. Milovanov, DSc, **V. M. Yarochenko,** PhD, **A. A. Yabs**

TECHNOLOGY UTILIZATION OF HEAT EXHAUST GASES GAS TURBINE COMPRESSOR STATION AS ONE METHOD OF IMPROVING THE EFFICIENCY OF COMPRESSOR STATIONS

The possibilities of determining effective modes of gas turbines operation are considered. The method of recovering the heat of exhaust gases by cyclic cooling air inlet to the compressor and cooling heat-pumped gas refrigeration machines is considered and analyzed as the one of the efficient ways to increase energy efficiency throughout the power plant as a whole. In the article the integral criterion for evaluating the effectiveness of compression system compressor stations and the method of determining the optimal operating conditions of gas compressor units in order to reduce energy consumption through the use of refrigeration plants with low-boiling working bodies, working on the use of exhaust heat of gas-turbine plants in specific climatic conditions, are proposed.

Keywords: *compressor station, gas turbine, exhaust gases, heat recovery power plant, refrigeration recovery installation.*