

СТВОРЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОЗРАХУНКУ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕСУВНИХ ДИЗЕЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

С. І. Криштопа, Л. І. Криштопа, Ф. В. Козак, М. М. Гнип, І. М. Микитій, М. М. Цебер

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15;
e-mail: marichka_gnip@ukr.net

Проаналізовано досвід розробок вітчизняних і зарубіжних фахівців в напрямку зменшення втрат енергії при охолодженні газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтової та газової промисловості. Вивчено причину, чому протягом невеликої кількості років експлуатації продуктивність компресорів знижується, а питомі енерговитрати при цьому зростають. Наведені недоліки існуючих систем охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій. Сформульовані вимоги до теплоносіїв-холодоагентів для систем охолодження стисненого газу компресорів. Здійснено обґрунтований вибір фреону R134a в якості теплоносія для охолодження стисненого газу компресорних станцій. Наведені будова та принцип дії системи високоефективного зниження температури перспективної системи охолодження стисненого газу. Сформульовані завдання та основні припущення математичного моделювання енергоефективної схеми системи охолодження газу. Метою даної статті є теоретичні дослідження вибору теплоносія для перспективної високоефективної системи охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі. Запропоновані вхідні, вихідні дані та загальна структура математичної моделі багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій. Наведено будову системи високоефективного зниження температури перспективної системи охолодження стисненого газу та принцип дії. Описано та наведено розрахункові формули математичної моделі охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій. При виборі теплоносія-фреону з умовою подальшого застосування отриманої енергії враховували головну вимогу. Визначаються сумарні питомі витрати енергії на роботу компресорної установки за існуючою та перспективною схемами та показники її енергоефективності.

Ключові слова: математична модель, характеристики двигуна, робочий процес пересувна компресорна станція, дизельний силовий привод, підвищення енергоефективності, система охолодження стисненого газу, фреон.

Проанализирован опыт разработок отечественных и зарубежных специалистов в направлении уменьшения потерь энергии при охлаждении газа передвижных дизельных компрессорных станций нефтяной и газовой промышленности. Изучена причина, почему в течение небольшого количества лет эксплуатации производительность компрессоров снижается, а удельные энергозатраты при этом возрастают. Указаны недостатки существующих систем охлаждения сжатого газа передвижных дизельных компрессорных станций. Сформулированы требования к теплоносителям-хладагентам для систем охлаждения сжатого газа компрессоров. Целью данной статьи является теоретические исследования выбора теплоносителя для перспективной высокоэффективной системы охлаждения сжатого газа передвижных дизельных компрессорных станций нефтегазовой отрасли. Осуществлен обоснованный выбор фреона R134a в качестве теплоносителя для охлаждения сжатого газа компрессорных станций. Указаны устройство и принцип действия системы высокоэффективного снижения температуры перспективной системы охлаждения сжатого газа. Сформулированы задачи и основные предположения математического моделирования энергоэффективной схемы системы охлаждения газа. Предложены входящие, исходящие данные и общая структура математической модели многоступенчатого охлаждения газа передвижных дизельных компрессорных станций. Приведены строение системы высокоэффективного снижения температуры перспективной системы охлаждения сжатого газа и принцип действия. Описаны и приведены расчетные формулы математической модели охлаждения сжатого газа передвижных дизельных компрессорных станций. Определяются суммарные удельные затраты энергии на работу компрессорной установки по существующей и перспективной схемами и показатели ее энергоэффективности.

Ключевые слова: математическая модель, характеристики двигателя, рабочий процесс, передвижная компрессорная станция, дизельный силовой привод, повышение энергоэффективности, система охлаждения сжатого газа, фреон.

The experience of development of domestic and foreign specialists in the sphere of energy loss reduction during gas cooling of mobile diesel compressor stations of the oil and gas industry is analyzed. The reason why the productivity of the compressors decreases after short period of operation, while the specific energy consumption increases. The disadvantages of existing cooling systems of compressed gas of mobile diesel compressor stations are presented. Requirements for refrigerant coolants for compressor gas cooling systems are formulated. A reasonable choice of Freon R134a as a coolant for cooling of the compressed gas of the compressor stations is made. The structure and principle of operation of the system of high-efficiency reduction of temperature of the perspective system of cooling of compressed gas are presented. The tasks and basic assumptions of mathematical modeling of energy efficient scheme of gas cooling system are formulated. The purpose of this article is to investigate theoretically the choice of coolant for a promising highly efficient system for cooling the compressed gas of mobile diesel compressor stations in the oil and gas industry. Inputs, outputs and general structure of mathematical model of multistage gas cooling of mobile diesel compressor stations are offered. The structure of the system of high-efficiency reduction of temperature of the perspective system of cooling of compressed gas and the principle of action are presented. The description and calculation formulas of the mathematical model of compressed gas cooling of mobile diesel compressor stations are given. When choosing a refrigerant with the condition of further use of the obtained energy, the main requirement was taken into account. The total specific energy costs for the operation of the compressor installation according to the existing and perspective schemes and its energy efficiency indicators are determined.

Key words: mathematical model, engine characteristics, workflow, mobile compressor station, diesel power drive, energy efficiency improvement, compressed gas cooling system, refrigerant.

Вступ

Технологічний транспорт нафтогазової галузі об'єднує широкую номенклатуру установок: для буріння, поточного і капітального ремонту свердловин; насосні агрегати для гідравлічного розриву пластів; піскозмішувальні та промивальні установки; цементозмішувальні та цементувальні агрегати; парогенераторні і пересувні компресорні установки; для наземного обслуговування і ремонту нафтопромислового обладнання; для будівництва та ремонту газонафтопроводів; для монтажу та налагодження нафтопромислового обладнання, для змашування верстатів-гойдалок; для електропідігріву свердловин та депарафінізації свердловин гарячою нафтою; для механізації робіт в нафтогазовому комплексі; для геофізичного дослідження свердловин; пересувні лабораторії різного призначення та ін.

Широке застосування в нафтовій і газовій промисловості знайшли пересувні компресорні станції. Пересувні компресорні станції класифікуються:

- за тиском на виході компресора – низького (до 1 МПа), середнього (до 10 МПа), високого (до 100 МПа) тиску;
- за типом робочого газу – повітряні, для природного газу, аміаку, азоту і т.д.;
- за величиною подачі та кількості циліндрів;
- за числом ступенів – одно-, дво- і багатоступінчасті;
- за типом привода – від електродвигуна, двигуна внутрішнього згоряння;
- за типом системи охолодження – без штучного охолодження, з повітряним охолодженням, з внутрішнім водяним охолодженням;

– за типом розташування компресорних циліндрів – кутові, вертикальні і горизонтальні.

Основні технічні характеристики пересувних компресорних станцій: об'ємна і масова подача; тиск на вході і виході; потужність приводного двигуна; потужність та енергія, що споживаються компресором станції.

Зменшення енергоспоживання на виконання технологічних робіт, зокрема зниження енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій – актуальна задача для фахівців нафтогазової галузі, оскільки витрати на експлуатацію мобільних технологічних установок становлять значну частку в собівартості продукції нафтогазової галузі.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

З точки зору зниження витрат енергії пересувних дизельних компресорних станцій, перспективним є напрямок зменшення втрат енергії при охолодженні газу. Так, загалом баланс втрат енергії в компресорі характеризується наступним: втрати енергії на тертя в трубопроводах складають в середньому 5-15 % і залежать від довжини трубопроводів; втрати енергії в циліндро-поршневій частині компресора сягають близько 30 %, а втрати при охолодженні газу складають до 60 % [1].

Системи охолодження з проміжним теплоносієм поділяються на відкриті системи і системи із закритим контуром для проміжного теплоносія. Повітряне охолодження менш ефективно і застосовується для менш потужних компресорів. Але для охолодження стисненого газу в нафтогазовій промисловості для пересувних дизельних компресорних станцій системи

повітряного охолодження застосовуються досить широко [2]. Недоліком таких систем є те, що в системах повітряного охолодження коефіцієнт тепловіддачі з боку охолоджуючого повітря досить низький, внаслідок чого в системах повітряного охолодження використовується поперечно-оребрений труби, коефіцієнт оребрення яких доведений до 22. Стандартизовані теплообмінні секції при цьому мають від трьох до десяти рядів труб у напрямку руху охолоджуючого повітря, що визначає різну поверхню теплообміну [3].

Крім того, так як теплоємність повітря відносно невелика, потрібно реалізовувати інтенсивний повітрообмін шляхом використання потужних вентиляторів. Енерговитрати на привод вентиляторів систем повітряного охолодження складають 5-8 % від енерговитрат на привод компресора. При температурах повітря в літній час більше 30 °С не можна досягти необхідного охолодження стисненого газу повітрям, що є суттєвим недоліком систем повітряного охолодження [4].

Для систем охолодження компресорів також широко використовується вода. Найбільш економічне охолодження здійснюється при підвищенні температури води в теплообміннику на 15-20 °С. При цьому не рекомендується нагрівати воду вище 40 °С, так як при більш високих температурах відбувається виділення солей жорсткості на теплообмінних поверхнях [5].

В роботах [6, 7, 8], присвячених охолодженню стисненого повітря уприскуванням води в ступінь стиснення, повідомляється, що уприскування невеликої кількості води (2-3 % від витрати повітря) на вхід в компресор або в його різні ступені є досить ефективним і способом зниження відносної потужності, що витрачається на привод компресорів. Корисний ефект в даному випадку досягається зменшенням роботи стиснення в компресорі за рахунок зниження температури повітря, що стискається, при випаровуванні води. В результаті відбувається зниження потужності компресора і збільшення ефективного ККД установки [6].

Ефективність такого вологого стиснення, в першу чергу, залежить від інтенсивності випаровування води, яке починає різко зростати при зменшенні діаметра розпилу крапель [7]. Слід зазначити, що випаровування води в потоці відбувається, здебільшого, з поверхонь корпусу компресора. Загальна кількість води, що випаровується, складає в середньому 0,1-0,3 % від кількості повітря (за масою) через компресор. Якщо кількість води більше 0,3 %, то вода по-

вністю не випаровується, і в зрідженому стані може призвести до гідроудару в компресорі [8].

Протягом 4-5 років експлуатації продуктивність компресорів знижується на 20-25 %, а питомі енерговитрати при цьому зростають до 15-20 % [9]. Тому є кілька причин. Основна - це неякісна вода, що викликає відкладення накипу і забруднення поверхні теплообміну охолоджувачів, товщина яких може досягати 5-10 мм, внаслідок чого може зменшуватись охолодження стисненого газу на 30-60 °С від заданої температури. Недоохолодження повітря в проміжних охолоджувачах на кожні 10 °С призводить до зниження продуктивності на 2-4 % [10].

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Таким чином, з точки зору зниження витрат енергії пересувних дизельних компресорних станцій, перспективним є напрямком зменшення втрат енергії при охолодженні газу. Але існуючі системи охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій показують досить низьку ефективність. Тому для вирішення зазначеної проблеми та підвищення енергоефективності перспективних компресорів нафтогазової галузі необхідно запропонувати та розрахувати нову закриту систему штучного охолодження стисненого газу, яка позбавлена від вказаних вище недоліків, де охолоджувати стиснений фреоном газ до істотно більш низьких температур, у порівнянні з температурами навколишнього середовища існуючих пересувних дизельних компресорних станцій.

Формулювання цілей статті

Для підвищення енергоефективності перспективних компресорів нафтогазової галузі необхідно під час їхньої роботи штучно охолоджувати газ до максимально низьких температур. З огляду на малу ефективність повітряного та водяного охолодження, а також охолодження уприскуванням води, найбільш ефективним є охолодження стиснених газів в закритих системах проміжного охолодження теплоносієм, відмінним від води та повітря. При цьому необхідно вирішити дві складові зазначеної проблеми: розробити покращені системи охолодження стисненого газу з використанням нового теплоносія зі зменшенням температур стисненого газу до якомога більш низької температури в порівнянні з існуючими системами; провести математичні розрахунки з визначенням енергоефективності перспективної системи охолодження стисненого газу.

Тому метою даної статті є теоретичні дослідження вибору теплоносія для перспективної високоефективної системи охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі та створення математичної моделі для розробленої перспективної системи охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій.

Розроблення перспективної системи високоефективного зниження температури стисненого газу в компресорах

Система охолодження компресора має значний потенціал, з точки зору економії енергії за рахунок використання відведеної теплоти та додаткового охолодження стисненого газу до температур, нижчих за температуру навколишнього середовища. При цьому важливою задачею є розроблення системи високоефективного зниження температури, нижчої від температури навколишнього середовища, та вибір для неї теплоносія, який би охолоджував стиснений газ до низьких температур.

Теплоносій повинен відповідати наступним вимогам:

- достатня (не менше 10-15 °С) різниця температур між температурою навколишнього середовища та температурою теплоносія;
- низька температура переходу теплоносія з твердого стану в рідкий, для забезпечення можливості циркуляції його в системі охолодження;
- низька температура переходу теплоносія з рідкого стану в газоподібний (температура кипіння) для забезпечення можливості використання теплоти пароутворення для інтенсифікації процесу охолодження в системі;
- висока розповсюдженість та недефіцитність теплоносія;
- порівняно невисока вартість теплоносія.

Одним з дешевих теплоносіїв виступає звичайна вода, яка повністю відповідає останнім двом критеріям. Але неможливість охолодження води нижче 0 °С робить її непридатною для використання в високоефективних системах охолодження стисненого газу в компресорах. Крім того, температура в 100 °С переходу теплоносія з рідкого стану в газоподібний майже унеможлиблює використання для води теплоти пароутворення. Недоліком повітряних систем є низький коефіцієнт тепловіддачі та високі енерговитрати на привод вентиляторів систем повітряного охолодження.

Зазначених вище недоліків позбавлені холодоагенти-фреони. Оптимальними для вказа-

них вище критеріїв теплоносіями можуть виступати холодоагенти, які широко використовуються в побуті та техніці, зокрема автомобільній. В даний час для різноманітного обладнання застосовується більше десяти марок різних холодоагентів. З точки зору використання в автомобільній техніці, на базі якої створюються пересувні дизельні компресорні станції, то доцільним є застосування автомобільних холодоагентів.

В теперішній час для автомобільного транспорту використовується дві марки холодоагентів – фреони R12 та R134a. Їхні теплофізичні характеристики значно перевершують аналогічні для води. Наприклад, при температурі кипіння за атмосферного тиску для води в 100 °С, температура кипіння для фреону R12 за атмосферного тиску складає мінус 29,8 °С, а для R134a – мінус 26,5 °С. На рис. 1 для порівняння зображені графіки зміни температур кипіння для води і фреонів R12 та R134a залежно від тисків.

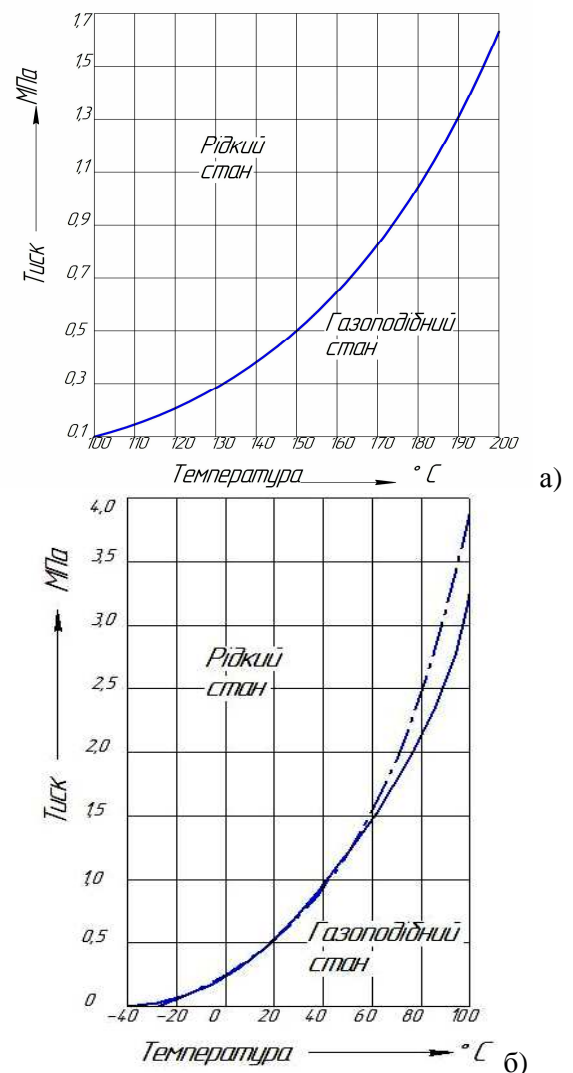
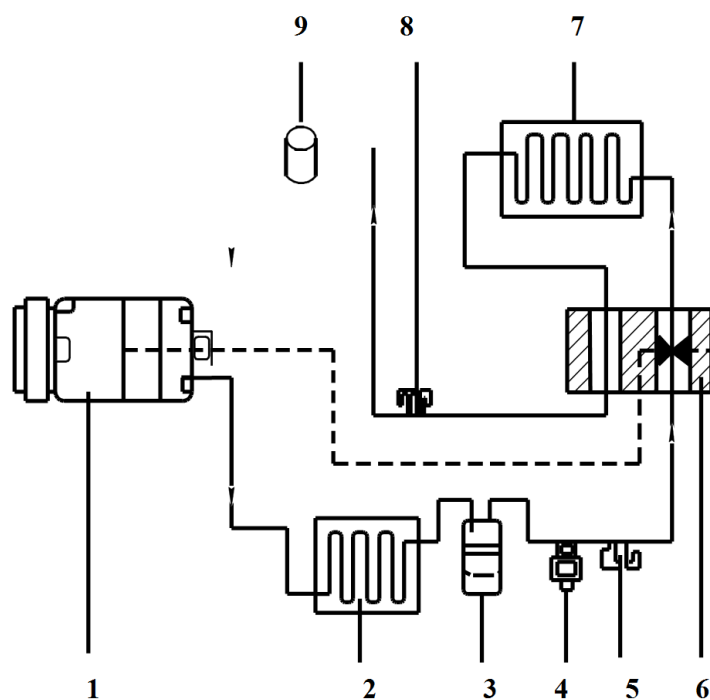


Рисунок 1 – Залежності температур кипіння води (а) та фреонів R12 та R134a (б) від тиску



1 – компресор стискання фреону, 2 – конденсатор, 3 – ресивер з осушувачем, 4 – манометричний вимикач по високому тиску, 5 – сервісний штуцер високого тиску, 6 – розширювальний клапан, 7 – охолоджувач стисненого газу, 8 – сервісний штуцер низького тиску, 9 – демпфер

Рисунок 2 – Будова системи високоефективного зниження температури перспективної системи охолодження стисненого газу

З точки зору вартості та ефективності охолодження, фреони R12 та R134a є досить близькими. Як видно з графіків (рис. 1), фреони R12 та R134a також мають достатньо близькі теплофізичні характеристики, але, з екологічної точки зору (захисту озонового шару), більш доцільним є використання фреону R134a.

Озон захищає поверхню Землі від ультрафіолетового випромінювання. В цьому озоновому шарі затримується значна частина такого випромінювання. Ультрафіолетові промені розщеплюють озон (O_3) в молекулу кисню (O_2) і атом кисню (O). В ході наступної реакції молекула і атом кисню знову з'єднуються в озон. Цей процес відбувається в стратосфері, в її озоновому шарі, що знаходиться на висоті від 20 до 50 км. Складовою частиною такого холодоагенту, як R12, є хлор (Cl). При потраплянні в атмосферу молекула цього холодоагенту R12, яка легша за повітря, піднімається до озонового шару. Під впливом ультрафіолетових променів хлор вивільняється з молекули холодоагенту і реагує з озоном. При цьому озон руйнується, і в результаті утворюються молекула кисню (O_2) і хлормонооксид (ClO), який згодом знову реагує з киснем, після чого знов вивільняється хлор (Cl), і цей процес може повторюватися до 100000 разів. Таким чином, при розщепленні молекул холодоагенту R12 хлор, який входить до

його складу, руйнує озоновий шар Землі. Фреон же R134a, на відміну від R12, не має атомів хлору.

При виборі теплоносія також необхідно враховувати наступні вимоги:

- а) низьку точку плавлення;
- б) високий коефіцієнт теплопередачі;
- в) теплову стійкість;
- г) високу теплоємність.

Фреон R134a відповідає всім зазначеним вимогам. Тому для подальшого використання для систем охолодження газу в пересувних дизельних компресорних станціях доцільним є використання фреону R134a.

Будова системи високоефективного зниження температури перспективної системи охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій показана на рис. 2.

Принцип дії контуру циркуляції фреону перспективної системи охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій полягає в наступному: компресор 1 всмоктує при невисокому тиску холодний, газоподібний холодоагент за температури близько мінус 3-5 °C. Далі холодоагент стискається в компресорі і при цьому нагрівається до температур в діапазоні плюс 70-90 °C. Після чого холодоагент закачується в контур (на сторону високого тиску). У цій фазі холодоагент перебу-

ває в газоподібному стані під високим тиском і при високій температурі.

Далі холодоагент потрапляє в конденсатор 2. Стиснений гарячий фреон в конденсаторі віддає тепло потоку повітря, що проходить під впливом вентилятора. З досягненням точки роси, що залежить від тиску, холодоагент в газоподібному стані конденсується і переходить в рідкий стан. У цій фазі холодоагент (також в рідкому стані) знаходиться під високим тиском і має температуру в діапазоні плюс 20-30 °С.

Рідкий стиснений холодоагент далі підводиться до вузького місця трубопроводу. Це може бути дросель або розширювальний клапан 6. При цьому відбувається падіння тиску і зниження температури фреону до близько мінус 20 °С. Далі холодоагент надходить в охолоджувач 7 стисненого газу. Там відбувається передавання теплоти від гарячого стисненого газу до холодного фреону. При цьому розпилений фреон повертається в стан термодинамічної рівноваги і випаровується. У цій фазі холодоагент нагрівається до температур близько мінус 3-5 °С та знаходиться в пароподібному стані під невисоким тиском. Далі фреон надходить на вхід компресора 1 і цикл повторюється.

Елементи 5, 8 призначені для сервісного обслуговування підсистеми високоефективного зниження температури, а елементи 3, 4 та 9 – для забезпечення високого ресурсу та надійності роботи.

Математичне моделювання енергоефективної схеми системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій

Мета і завдання математичного моделювання енергоефективної схеми системи охолодження газу

Метою моделювання є створення математичної моделі роботи компресорної установки пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі з системою проміжного охолодження для розрахунку та підвищення показника енергоефективності схеми.

Завдання математичного моделювання є наступними:

- розрахунок процесу багатоступеневого стиснення в компресорах пересувних дизельних компресорних станцій для визначення роботи, що витрачається на стиснення газу в їхніх ступенях;

- визначення температур газу на вході та на виході в ступенях стиснення компресорів;

- розрахунок кількості теплоти, яка відводиться від радіаторів охолодження компресорних станцій;

- визначення витрат робочих тіл;

- розрахунок теплових втрат та коефіцієнтів теплопередачі при теплообміні в радіаторах охолодження компресорних станцій;

- визначення кількості генерованої електричної енергії;

- розрахунок ексергетичних ККД компресорних установок та визначення їхніх показників енергоефективності.

Основні припущення

В математичній моделі прийняті наступні припущення:

- в компресорі стискаються незріджені (в газовій фазі) азот та повітря;

- процеси стиснення газу в ступенях компресора і фреону в нагнітачі – адіабатні;

- процеси нагрівання та охолодження – ізобарні;

- мінімальна різниця температур між тілами під час теплообміну – 1 °С;

- розташування труб в теплообмінниках – шахове;

- режими руху теплоносіїв – турбулентні;

- теплообмін з фреоном поділений на окремі зони: нагрівання рідкого фреону, паротворення, нагрівання газоподібного фреону;

- діапазоні температур робочих тіл – мінус 20...плюс 200 °С;

- швидкості фреону в трубах – не вище 2 м/с, для газів – не вище 20 м/с;

- теплофізичні властивості газів залежать тільки від тиску на вході в теплообмінники;

- всі процеси – стаціонарні.

Вихідні дані для розрахунку

Вихідні дані змінні:

кількість ступенів $z = 2...4$;

витрата газу $G = 0,01...0,5$ кг/с;

ступінь підвищення тиску газу в ступені компресора $x = 1,5...4,0$;

температура навколишнього середовища $T_0 = -20...+50$ °С;

температура фреону на виході дроселя $T_\phi = -22...-18$ °С;

тип газу: повітря, азот.

Вихідні дані постійні:

тиск газу на вході в компресор і атмосферного повітря $P_0 = 0,1$ МПа;

механічний ККД дизельного привода $\eta_d = 0,8$;

механічний ККД компресора $\eta_k = 0,6$;

внутрішній діаметр повітряних трубок теплообмінника $d_{т.п.} = 0,03$ м;

внутрішній діаметр фреонових трубок теплообмінника $d_{т.ф.} = 0,01$ м;

Таблиця 1 – Загальна структура математичної моделі

Вихідні дані	Вихідні дані: тип газу (повітря, азот, кисень), кількість ступенів $z = 2...5$; ступінь підвищення тиску $x = 1,5...4,0$; витрата газу $G = 0,1...10$ кг/с; температура навколишнього середовища і на вході в компресор T_0 ; швидкість фреону $w_f, 0,1...2$ м/с; швидкість газу $w_r, 1...10$ м/с
Основні розрахунки	Потужність, що витрачається на привод основного газового компресора; об'ємна витрата теплоносія, робота та температури стискання; потужність, що витрачається компресором холодоагенту на циркуляцію фреону; сумарна площа теплообмінної поверхні газоохолоджувачів
Результати розрахунків	Після закінчення розрахунку для аналізу виводяться: сумарні питомі витрати енергії на роботу компресорної установки; показник енергоефективності; критерій ексергетичної досконалості

крок повітряних трубок теплообмінника $s_{г.п.} = 0,02$ м;
товщина стінок трубок $\delta_{тр} = 0,002$ м.

Опис математичної моделі багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій

Дана математична модель за обліком зміни параметрів у часі відноситься до статичного типу, оскільки параметри в часі залишаються незмінними. За способом опису і складання розроблена математична модель є змішаною, тому що використовувалися як функціональні залежності величин (наприклад, властивості речовин), так і табличні значення параметрів (наприклад, коефіцієнти теплопровідності) [11].

При виборі теплоносія-фреону для систем багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій з умовою подальшого застосування отриманої енергії головною вимогою є максимальне використання відведеної теплоти при мінімальних витратах витраченої енергії для привода компресорів циркуляції фреону.

Тепловий та гідравлічний розрахунок теплообмінних апаратів охолодження стисненого газу проводиться за умови, що стиснений газ рухається в міжтрубному просторі, а охолоджуючий холодоагент по трубках газоохолоджувачів. Розрахунки для холодоагенту проводяться з урахуванням того, що трубок є кілька десятків. Точна кількість трубок визначається, виходячи з того, що режим руху холодоагенту є турбулентним і $Re > 2300$.

Термодинамічний розрахунок контуру охолодження фреону проводиться з температурою і тиском в конденсаторі 80 °С і 1500 кПа та у випарнику мінус 20 °С і 200 кПа. Для спрощення розрахунків в математичній моделі при-

ймалося, що питомі характеристики контуру охолодження фреону не залежать від температури теплоносія і враховується тільки кількість підведеної теплоти.

Таким чином, розраховані характеристики контуру охолодження газу фреоном, віднесені до одного кілограму холодоагенту, виглядають наступним чином:

- питома теплове навантаження контуру охолодження фреону – 2750 кДж/кг;
- питома навантаження конденсатора – 2380 кДж/кг;
- питома холодопродуктивність – 2240 кДж/кг;
- питома кількість теплоти, відведена в конденсаторі – 2650 кДж/кг.

Після закінчення розрахунку для аналізу виводяться холодопродуктивність за фреоном, витрати енергії на циркуляцію холодоагенту та його витрата.

Загальна структура математичної моделі наведена в таблиці 1.

Під час розрахунків оцінюються:

- швидкість теплоносія;
- коефіцієнти гідравлічного тертя, коефіцієнти тепловіддачі;
- загальна довжина трубопроводів теплообмінних апаратів;
- падіння тиску в теплообмінних апаратах;
- числа подібності Рейнольдса, Прандтля, Пекле і Нуссельта;
- ексергія на прокачування фреону;
- ексергія відведеної теплоти.

Розрахунок починається після ручного введення вихідних даних. Розрахунки проводилися в середовищі MathCad.

В загальному для вибору ефективного теплоносія використовується критерій ексергетичної досконалості:

$$D_{екс} = \frac{E_{тепл}}{E_{випр}}, \quad (1)$$

де $E_{тепл}$ – ексергія теплоти, Вт

$$E_{тепл} = \tau_q \cdot Q, \quad (2)$$

де Q – теплова потужність, Вт;

τ_q – коефіцієнт використання відведеної теплоти;

$E_{випр}$ – ексергія, витрачена на циркуляцію теплоносія, Вт,

$$E_з = \tau_{np} \cdot \frac{N_{np}}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}}, \quad (3)$$

де τ_{np} – коефіцієнт використання механічної енергії на привод компресора циркуляції фреону;

$\eta_{oi} \cdot \eta_{np}$ – ККД компресора і ККД привода;

N_{np} – потужність, що витрачається на привод компресора циркуляції фреону, Вт.

$$N_{np} = \Delta P \cdot V, \quad (4)$$

де ΔP – втрати тиску при циркуляції теплоносія, Па;

V – об'ємна витрата теплоносія, м³/с.

Питома кількість відведеної теплоти знаходиться за формулою

$$q = (h_n - h_k) + (h'_n - h'_k), \quad (5)$$

де h_n – питома ентальпія газу на вході в компресор, Дж/кг;

h_k – питома ентальпія газу на виході з компресора, Дж/кг;

h'_n – питома ентальпія газу на вході в кінцевий охолоджувач газу, Дж/кг;

h'_k – питома ентальпія газу на виході з кінцевого охолоджувача газу, Дж/кг.

Розрахунок роботи та температур стиску проводиться за формулами

$$L = \frac{1}{\eta_{oi}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{поч} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (6)$$

$$T_{ст.з}^P = T_{поч} \cdot \left(\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_{oi}} - \frac{1}{\eta_{oi}} + 1 \right). \quad (7)$$

Об'ємна витрата теплоносія-фреону, м³/с

$$V = \frac{Q}{\rho \cdot c_p \cdot |T_k - T_n|}, \quad (8)$$

де T_n, T_k – температура теплоносія на початку і в кінці теплообміну, К.

Швидкість теплоносія, м/с

$$w = \frac{V}{\pi \cdot \frac{d^2}{2}}. \quad (9)$$

Температурний напір, К

$$\Delta T = T_{ст} - \bar{T}, \quad (10)$$

де $T_{ст}$ – середня температура стінки, К.

Число Рейнольдса знаходимо за формулою

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu}. \quad (11)$$

Коефіцієнти внутрішнього тертя в трубах при $Re \leq 2300$:

$$\xi = \frac{64}{Re}; \quad (12)$$

при $2300 < Re \leq 10^4$:

$$\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}; \quad (13)$$

при $10^4 < Re < 10^5$:

$$\xi = 1,82 \cdot \log(Re - 1,64)^{-2}; \quad (14)$$

при $Re \geq 10^5$:

$$\xi = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}. \quad (15)$$

Число Прандтля:

$$Pr = \frac{\rho \cdot \nu \cdot c_p}{\lambda}. \quad (16)$$

Число Пекле

$$Pe = Re \cdot Pr. \quad (17)$$

Число Нуссельта:

при $Re \geq 10^4$:

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot Pe}{1 + \frac{900}{Re} + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}; \quad (18)$$

при $Re \leq 10^4$:

$$Nu = 3,657 \frac{1}{1 + 0,3265 \cdot Re \cdot Pr + 0,0602 \cdot (Re \cdot Pr)^2}. \quad (19)$$

Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² · К)

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}. \quad (20)$$

Довжина трубок в охолоджувачі, м:

$$l = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot \Delta T \cdot \alpha}. \quad (21)$$

Питоме падіння тиску в охолоджувачах, Па/м:

$$\Delta P_l = \frac{\xi \cdot w^2 \cdot \rho}{2 \cdot d}. \quad (22)$$

Втрати тиску при циркуляції теплоносія, Па:

$$\Delta P = \Delta P_l \cdot L. \quad (23)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газу до теплоносія, Вт/(м²·К), визначається за формулою:

$$\alpha_{газ} = c_1 \cdot c_2 \cdot \lambda_2 \cdot \left(\frac{w_y \cdot \rho_2}{\mu_2} \right)^{0,6} \cdot Pr_2^{0,33}; \quad (24)$$

де c_1 і c_2 – коефіцієнти, що залежать від ступеня оребрення теплообмінника;

λ_2 – коефіцієнт теплопровідності газу,

Вт / м · К,

ρ_2 – густина газу, кг/м³;

μ_2 – динамічна в'язкість газу, Па · с;

Pr – число Прандтля для газу;

w_y – швидкість газу, м/с.

Втрати тиску газу при прокачуванні в теплообмінниках, Па

$$\Delta P_{газ} = \rho_2 \cdot w_y^2 \cdot n_2 \cdot \left(\frac{S_p}{d_{вн} + 2 \cdot \delta} \right)^{-0,72} \cdot Re_2^{-0,24}, \quad (25)$$

де Re_2 – число Рейнольдса для газу;

n_2 – число горизонтальних рядів труб в пучку (по вертикалі).

Показник енергоефективності

$$Y = \frac{\eta_{екс}^p}{\eta_{екс}^d}, \quad (26)$$

де $\eta_{екс}^p$ – ексергетичний ККД для приводу компресора;

$\eta_{екс}^d$ – ексергетичний ККД для порівнюваних схем компресорних агрегатів.

Термодинамічний розрахунок стиснення газу в ступенях компресора проводиться за діючою повітряною та запропонованою перспективною схемами охолодження. Під час даного розрахунку визначаються критерій ексергетичної досконалості, питома кількість теплоти, що відводиться в проміжних теплообмінниках, витрати питомої роботи на стиск.

Після закінчення розрахунку для аналізу виводяться: витрата охолоджуючого теплоносія – m_m ; сумарна площа теплообмінної поверхні газоохолоджувачів – F_g , потужність, що витрачається компресором холодоагенту на циркуляцію фреону – N_ϕ , потужність, що витрачається основним компресором – N_k . Визначаються сумарні питомі витрати енергії на роботу компресорної установки та показник енергоефективності.

Висновки

Таким чином, для перспективної схеми охолодження стисненого газу в компресорних установках здійснено обґрунтування та вибір теплоносія-фреону. Розроблено математичну модель системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій, яка полягає у визначенні ефективності діючих систем охолодження газу та оцінки необхідності впровадження на діючі компресорні станції удосконалених енергоефективних систем охолодження газу. Порівняння діючої та перспективної енергоефективної системи охолодження газу відбувається шляхом використання ексергетичного методу термодинамічного аналізу.

Література

1. Денисов-Винский Н.Д. Некоторые результаты энергетического обследования систем воздухообеспечения предприятий. *Компрессорная техника и пневматика*. 2013. № 1. С. 26-29.
2. Safaei H., Keith D., Hugo R.J. Compressed air energy storage (CAES) with compressors distributed at heat loads to enable waste heat utilization. *Applied Energy*. Mart 2013. Vol. 103. P. 165-179.
3. Рыбин А.А. Энергетическая оптимизация систем охлаждения воздушных компрессорных установок. *Промышленная энергетика*. 2005. №6. С. 42-43.
4. Ansari N.A., Salu S.A. Maximum Recovery of Gas Compression Waste Energy. *International Petroleum Technology Conference*. Doha, Qatar. 19-22 January 2014.
5. Астановский Д.Л., Астановский Л.З., Вертелецкий П.В., Сильман М.А. Теплообменные аппараты для компрессорных установок. / *Компрессорная техника и пневматика*. 2010. №5. С. 6-9.
6. Расчетное исследование влияния впрыска воды на характеристики компрессора газотурбинной установки ГТ-009 / Ю.М. Ануров, А.Ю. Пеганов, А.В. Скворцов, А.Л. Беркович, В.Г. Полищук. *Теплоэнергетика*. 2006. № 12. С. 19-24.
7. Середя С.О., Гельмедов Ф.Ш., Мунтянов И.Г. Экспериментальное исследование влияния впрыска воды во входной канал многоступенчатого осевого компрессора на его характеристики. *Теплоэнергетика*. 2004. № 4. С. 66-71.
8. Фаворский О.Н., Алексеев В.Б., Залкинд В.И. Экспериментальное исследование характеристик ГТУ типа ТВ3-117 при впрыске пере-

гретой воды в компрессор. *Теплоэнергетика*. 2014. № 5. С. 60-68.

9. Wettstein Hans E. The Semiclosed Recuperated Cycle With Intercooled Compressors. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*. Mar 2015. Vol. 137, Issue 3. P. 1-11.

10 Legmann H., Citrin D. Low Grade Heat Recovery. *World Cement Magazine*. April 2004.

11. Ячиков. И.М. Введение в математическое моделирование. Магнитогорск, МГТУ: 2012. 84 с.

References

1. Denisov-Vinskiy N.D. Nekotorye rezul'taty energeticheskogo obsledovaniya sistem vozduhnosnabzheniya predpriyatiy. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2013. No 1. P. 26-29. [in Russian]

2. Safaei H., Keith D., Hugo R.J. Compressed air energy storage (CAES) with compressors distributed at heat loads to enable waste heat utilization. *Applied Energy*. Mart 2013. Vol. 103. P. 165-179.

3. Rybin A.A. Energeticheskaya optimizatsiya sistem ohlazhdeniya vozdushnykh kompressornykh ustanovok. *Promyshlennaya energetika*. 2005. No 6. P. 42-43. [in Russian]

4. Ansari N.A., Salu S.A. Maximum Recovery of Gas Compression Waste Energy. *International Petroleum Technology Conference*. Doha, Qatar. 19-22 January 2014.

5. Astanovskiy D.L., Astanovskiy L.Z., Verteleckiy P.V., Sil'man M.A. Teploobmennye apparaty dlya kompressornykh ustanovok. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2010. No 5. P. 6-9. [in Russian]

6. Raschetnoe issledovanie vliyaniya vpryska vody na harakteristiki kompressora gazoturbinnoy ustanovki GT-009 / Yu.M. Anurov, A.Yu. Peganov, A.V. Skvorcov, A.L. Berkovich, V.G. Polischuk. *Teploenergetika*. 2006. No. 12. P. 19-24. [in Russian]

7. Sereda, S.O., . Gel'medov Sh., Muntyanov I.G. Eksperimental'noe issledovanie vliyaniya vpryska vody vo vhodnoy kanal mnogostupenchatogo osevogo kompressora na ego harakteristiki. *Teploenergetika*. 2004. No.4. P. 66-71. [in Russian]

8. Favorskiy, O.N., Alekseev V.B., Zalkind V.I. Eksperimental'noe issledovanie harakteristik GTU tipa TV3-117 pri vpryske peregretoy vody v kompressor. *Teploenergetika*. 2014. No 5. P. 60-68. [in Russian]

9. Wettstein Hans E. The Semiclosed Recuperated Cycle With Intercooled Compressors. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*. Mar 2015. Vol. 137, Issue 3. P. 1-11.

10. Legmann H., Citrin D. Low Grade Heat Recovery. *World Cement Magazine*. April 2004.

11. Yachikov I.M. Vvedenie v matematicheskoe modelirovanie. Magnitogorsk, MGTU: 2012. 84 p. [in Russian]