Л. В. Коломиец, д.т.н., А. М. Лимаренко, к.т.н., А. А. Дашченко, Н. Н. Дашченко

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОЙ СТРЕЛЫ АВТОМОБИЛЬНОГО КРАНА

Подъемно-транспортные машины (ПТМ) являются существенной составной частью почти каждого производства, а также играют большую роль при механизации производственных процессов и погрузочно-разгрузочных работах. Очевидно, что процесс создания конструкций ПТМ характеризуется большой трудоемкостью и наукоёмкостью и невозможен без широкого применения систем автоматизированного проектирования (САПР), основанных на применении компьютеров и программ, предназначенных для создания, переработки и использования всей необходимой информации про особенности изделий и сопровождающих процессов, поэтому выбранное направление научных исследований является актуальным.

Ключевые слова: подъемно-транспортные машины, деталь, системы автоматизированного проектирования, численный метод, метод конечных элементов, компьютерное моделирование.

L. V. Kolomiets, DSc, A. M. Limarenko, PhD, A. A. Dashchenko, N. N. Dashchenko

COMPUTER MODELING AND NUMERICAL ANALYSIS TELESCOPIC BOOM TRUCK CRANE

Lifting machinery (LM) an essential part of almost every production, but also play a big role in the mechanization of production processes, and loading and unloading. It is clear that the process of creating designs LM is characterized by high complexity and high-tech and impossible without extensive use of computer-aided design (CAD), based on the use of computers and software for creating, processing and use of all necessary information about the features of products and accompanying processes, so the chosen direction research is relevant.

Keywords: lifting machinery, detail, computer-aided design, numerical method, finite element method, computer modeling.

УДК 621.56

В. І. Мілованов, д.т.н., О. Д. Волошин

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

РОЗРОБКА ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕСОРА ДЛЯ РОБОТИ В МАЛІЙ ХОЛОДИЛЬНІЙ МАШИНІ НА CO₂

В роботі дана інформація по розробці і дослідженню герметичного поршневого компресора, працюючого на CO₂. Основна увага приділялась конструктивним особливостям та технічним характеристикам малих холодильних компресорів, призначених для роботи на CO₂.

Ключові слова: компресор, холодоагент, діоксид вуглецю, холодильна установка, коефіцієнт подачі, ізоентропний ККД.

Вступ

За останні роки перспективність діоксиду вуглецю (CO₂) як альтернативного холодоагенту суттєво зросла. Діоксид вуглецю - один з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, актуальних з точки зору ефективності застосування та безпеки для навколишнього середовища. Застосування фреонів і інших традиційних холодоагентів сьогодні обмежується

різними нормативами, причому в усьому світі спостерігається тенденція до їх посилення цих обмежень. У зв'язку з цим природні альтернативні холодоагенти знаходять все більше застосування. Розглянемо перспективи використання холодоагенту діоксида вуглецю в галузі побутових та торговельних холодильних машин невеликої холодопродуктивності.

Холодоагент CO₂ належить до групи так

званих природних холодоагентів (аміак, пропан, бутан, вода та ін.) [1]. Він має нульовий потенціал руйнування озонового шару Землі ($ODP = 0$) і є етальною одиницею при розрахунку потенціалу глобального потепління земної атмосфери ($GWP = 1$). У кожного з природних холодоагентів є свої недоліки, наприклад, аміак токсичний, пропан горючий, а у води обмежена область застосування. На відміну від них діоксид вуглецю не токсичний і не горючий, хоча його вплив на навколишнє середовище не однозначний. З одного боку, діоксид вуглецю міститься в навколишньому повітрі і необхідний для протікання життєвих процесів. З іншого боку, вважається, що надмірно велика концентрація вуглекислоти в повітрі є однією з причин глобального потепління.

Метою роботи є обґрунтування покращеної конструкції нового компресора, що не містить озоноруйнуючих газів і речовин, порівняно з розробкою компанії «Данфосс» та експериментальні випробування герметичних поршневих холодильних компресорів, сконструйованих і виготовлених у відповідності із розробленими рекомендаціями [2].

Дослідження герметичного CO_2 -компресора

Розробка компанії «Данфосс» є однією з найбільш перспективних серед нових технологій, в основі яких – створення холодильних компонентів, що не містять озоноруйнуючих газів і речовин [2].

Співробітники фірми «Данфосс» в останні роки розробили цілий ряд елементів новітньої технології в області холодильної техніки. Серед них виділяється малий герметичний компресор для діоксиду вуглецю ($R744$), показаний на рис. 1.

Рисунок 1 – Герметичний холодильний компресор, призначений для роботи на CO_2

Проектування нового компресора велось на

основі конструкції існуючого компресора типу S, що серійно випускається компанією «Данфосс» [2]. Компресори цього типу мають найбільшу потужність в номенклатурному ряді герметичних холодильних компресорів. Багато компонентів компресора типу S були адаптовані для нового холодоагенту. Ступінь стиснення в холодильному циклі холодильної машини з $R744$ менше, ніж у холодильних машинах із традиційними холодоагентами, а різниця тисків більш значна. Проведені дослідження показали, що падіння тиску на лінії всмоктування CO_2 -компресора не значно впливає на його ізоентропний ККД (рис. 2). Цей вплив для компресора, що працює на CO_2 , в 4-12 разів менше, ніж для компресорів, які працюють на інших холодоагентах. Однак при роботі компресора неминучі пульсації тиску, і $R744$ з малим питомим об'ємом виявляється дуже чутливим до пульсацій тиску в камерах всмоктування і нагнітання. Тому об'єми камер всмоктування і нагнітання для компресора на $R744$ повинні бути суттєво більше об'єму циліндра для зниження рівня пульсацій тиску до прийнятних значень. Для зниження втрат від теплопередачі камери повинні бути спроектовані так, щоб значна частина газу постійно перебувала в них і працювала як газова теплоізоляція, в той час як основний потік газу проходив через них. В результаті оптимізації вдалося домогтися зменшення теплопередачі на шляху газу, а відповідно і об'ємних втрат від підігріву холодоагента, однак при цьому погіршуються шумові та вібраційні характеристики компресора. $R744$ дуже чутливий до перегріву холодоагента на всмоктуванні в компресор, що видно з графіків (рис. 2).

Рисунок 2 – Залежність ізоентропного ККД малого холодильного компресора, працюючого на різних холодоагентах від падіння тиску на всмоктуванні

Дослідження показали значний вплив витоків через зазор між поршнем і циліндром в процесі стиснення на величину коефіцієнта подачі компресора, працюючого на R744. Цей факт показав, необхідність використання поршневих кілець, в той час як працюючі на традиційних холодоагентах компресори малої продуктивності, як правило, не мають поршневих кілець.

Рисунок 3 – Залежність відносної масової витрати компресора, працюючого на R744 від перегріву на всмоктуванні

Досвід з компресорами для автомобільних кондиціонерів продемонстрував добру ефективність застосування трьох поршневих кілець. Витоки в клапанах можуть бути знижені при застосуванні традиційних язичкових клапанів, хоча ці витоки зневажливо малі, порівняно з витоками між поршнем і циліндром через відносно великий зазор між ними. Для зменшення витоків через зазор між поршнем і циліндром бажано зменшувати діаметр циліндра, що приводить до збільшення відносного ходу поршня до діаметру циліндра, зменшує прохідний перетин отворів клапанів, в результаті чого зростає депресія тиску в клапанах. З іншого боку, ця депресія в компресорі на R744 порівняно мало впливає на ефективність роботи компресора за умови оптимізації конструкції усмоктувальної і нагнітальної порожнин. Розрахунок був зроблений для компресора з постійним об'ємом циліндра, тиском всмоктування 4 МПа, тиском нагнітання 12 МПа. Оптимальна ефективність компресора спостерігається при відношенні ходу поршня до діаметру циліндра від 1,2 до 1,6 (див. рис. 4), яке незвично велике для традиційних компресорів даної продуктивності. При зменшенні цього відношення збільшуються втрати від витоків між поршнем і циліндром, при збільшенні – ростуть втрати від депресії тиску в

клапанах.

Об'єм циліндра компресора був прийнятий $2,5 \text{ см}^3$. З стандартного ряду були обрані: хід поршня – 16 мм і діаметр циліндра – 14 мм, що відповідає відношенню ходу поршня до діаметру циліндра – 1,14, що близько до оптимального значення.

Для камер всмоктування і нагнітання був обраний об'єм 25 см^3 , що в 10 разів перевищує об'єм циліндра. Розроблено високоефективні язичкові клапани на основі сучасних технологій. Отвір клапана має діаметр 4 мм. Хід клапана обмежений і становить приблизно 1 мм. Камера нагнітання спроектована на максимальний робочий тиск 140 бар і температуру 150°C .

Рисунок 4 – Розрахункові робочі коефіцієнти компресора, на CO_2 , з постійним об'ємом циліндра для різного відношення ходу поршня до діаметру циліндра

В герметичному компресорі, який працює на діоксиді вуглецю, через великі газові навантаження на поршень маємо великі зусилля, які діють на шатун компресора навіть при малих діаметрах поршня. Тому від конструкції підшипника в парі поршень-шатун залежить надійність роботи компресора. Оскільки розмір циліндра дуже малий, то умови для гідродинамічної роботи мастила в підшипнику несприятливі. Тому підшипник поршневого пальця був замінений на кульовий підшипник, який являє собою сталеву кулю, з'єднану з шатуном (рис. 5).

Рисунок 5 – Шатунно-поршнева група герметичного компресора, що працює на діоксиді вуглецю

Діаметр колінчастого вала був прийнятий рівним 8 мм, підшипники колінчастого вала залишилися без змін. Електродвигун компресора був вибраний з стандартного ряду відповідно до потужності, необхідної для стиску R744.

Кожух компресора піддався значному зміцненню для того, щоб витримувати робочий тиск 50 бар і піковий тиск, який під час зупинки компресора в разі високої температури навколишнього середовища може сягнути 80 бар.

Принцип системи змащення сполучень деталей компресора залишився без змін [2]. Система адаптована для збільшення витрати мастила в підшипнику «поршень-шатун». Компресор також охолоджується мастилом, яке розбризкується при обертанні колінчастого вала. Проведено випробування компресора з різними марками мастил, після чого обрана оптимальна марка мастила. Охолодження двигуна компресора забезпечується всмоктуванням газом.

Експериментальні дослідження герметичного компресора на діоксид вуглецю

Для більш широкого визначення показників герметичного поршневого компресора, працюючого на діоксид вуглецю, були проведені калориметричні визначення його продуктивності. За результатами калориметричних випробувань герметичного CO₂-компресора були одержані експериментальні залежності основних параметрів компресора [3], від режимів його роботи.

На рис. 6, 7 приведені експериментальні залежності коефіцієнта подачі λ і ізоентропного ККД η компресора від ступеня стиснення компресора при постійному перегріві на всмоктуванні в компресор 30° К. Ці графіки будувались при іспитах компресора з різними тисками на всмоктуванні P_1 , які змінювались від 1,3 до 5,0 МПа. По цим графікам можливо виділити область раціонального застосування компресора в одноступеневому виконанні: ступені стиснення в компресорі – від 2 до 6, а тиски на всмоктуванні – від 2 до 5 МПа. В цій області робочих параметрів компресор характеризується допустимими величинами λ (від 0,95 до 0,55) і ККД (від 0,57 до 0,43).

Іспити компресора проводилися при постійному перегріві газу на всмоктуванні, рівному 30° К.

На рис. 8. приведені експериментально одержані залежності ізоентропного ККД герметичного компресора від тиску нагнітання при різних тисках всмоктування. В ході іспитів компресора значна увага приділялась ефективності роботи випарника холодильної

системи.

Рисунок 6 – Залежність коефіцієнту подачі герметичного вуглекислотного компресора від ступеня стиснення при перегріві газу на всмоктуванні 30° К при різних тисках на всмоктуванні в компресор

Рисунок 7 – Залежність ізоентропного ККД η компресора від ступеня стиснення при перегріві газу на всмоктуванні 30° К при різних тисках на всмоктуванні в компресор

Рисунок 8 – Експериментальні залежності ізоентропного ККД герметичного компресора від тиску нагнітання при різних тисках всмоктування

На цьому рисунку видно, що зміна тиску на нагнітання від 6,5 до 11,5 МПа мало впливає на величину ізоентропного ККД компресора при тисках на всмоктуванні від 2 до 5 МПа. Величини цього коефіцієнту в даних діапазонах параметрів роботи компресора мають задовільні значення.

Одержані експериментальні залежності ефективності випарника η при різних продуктивностях і значних коливаннях напруги електричного струму в мережі приведені на рис. 9. З цих графічних залежностей добре видно, що ефективність випарника є задовільною при коливанні продуктивності компресора від 400 до 1000 Вт.

Рисунок 9 – Ефективність випарника η в залежності від продуктивності компресора та напруги в електричній мережі живлення компресора

Розглянемо також одержані експериментальні залежності коефіцієнта подачі λ і ізоентропного ККД η_{is} компресора від температури холодоагента на всмоктуванні в компресор при різних тисках.

На рисунках 10 і 11 приведені експериментальні данні по цим залежностям для герметичного CO_2 -компресора коефіцієнта подачі λ і ізоентропного ККД герметичного CO_2 -компресора.

На цих рисунках видно, що ізоентропний ККД суттєво змінюється при зростанні температури всмоктування компресора. Коефіцієнт подачі компресора не так значно залежить від температури всмоктування. Ці показники компресора можна вважати задовільними, при тиску на всмоктуванні від 3 до 4 МПа.

Таким чином калориметричні випробування CO_2 -компресора показали, що його основні показники можна вважати задовільними практично в усьому діапазоні робочих умов

компресора за виключенням режимів роботи з низьким тиском на всмоктуванні (нижче 2 МПа).

Рисунок 10 – Експериментальні залежності коефіцієнта подачі λ герметичного CO_2 -компресора від температури пара на всмоктуванні при різних тисках всмоктування

Рисунок 11 – Експериментальні залежності ізоентропного ККД η герметичного CO_2 компресора від температури пара на всмоктуванні при різних тисках всмоктування в компресор

Висновки

На основі розгляду і аналізу досвіду проектування малого холодильного компресора, що працює на діоксиді вуглецю, а також результатів його експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Найбільш складною задачею впровадження CO_2 в малих холодильних машинах виглядає проблема розробки і виробництва нових конструкцій холодильних компресорів, призначених для роботи на цьому холодоагенті.

2. При конструюванні малих поршневих холодильних компресорів герметичного типу,

призначених для роботи на CO₂ слід виконувати такі рекомендації:

- відношення ходу поршня до діаметру циліндра слід забезпечувати в діапазоні (1,1 – 1,4);
- для забезпечення доброї роботоздатності сполучень деталей кривошипно-шатунного механізму поверхні цих сполучень слід виконувати по можливості значними по площі. Сполучення шатун-поршневий палець доцільно виконувати у формі кулі;
- при розробці клапанної дошки та клапанів компресора слід оптимізувати профіль і перерізи відповідних отворів, враховуючи високі швидкості протікання газу. Камери всмоктування та нагнітання, розташовані на клапанній дошці компресора, слід виконувати із значними обсягами, а також максимально ізольованими одна від одної;
- поршні компресора слід виконувати з трьома поршневими кільцями;
- товщину стінок блокартера компресора (кожуха компресора) слід виконувати завищеною, розраховуючи на тиск 5-8 МПа;
- вибір способу охолодження статора вбудованого електродвигуна компресора слід здійснювати у відповідності із числом ступенів і

діапазоном робочих режимів компресора.

3. Проведені експериментальні випробування герметичних поршневих холодильних компресорів, сконструйованих і виготовлених у відповідності із переліченими рекомендаціями, показали їх роботоздатність, відповідно сучасним техніко-економічним і екологічним вимогам і конкурентоспроможність із малими холодильними компресорами традиційних типів і конструкцій.

Список використаних джерел

1. Fahl, J., Lubricants for CO₂. – DKV Conference (Germany), 1997.
2. Süb, J.: Kruse, H. Efficiency of the Indicated Process of CO₂-Compressors. International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 3, 1998.
3. Klaus Lambers., Kalorische Leistungsmessung kleiner CO₂-Verdichter. – KI Luft- und Kältetechnik. – 7/2005. – S. 259/262.

Надійшла до редакції 19.02.2015

Рецензент: д.т.н., проф. Хмельнюк, Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса.

В. И. Милованов, д.т.н., А. Д. Волошин

РАЗРАБОТКА ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ РАБОТЫ В МАЛОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЕ НА CO₂

В работе дана информация по разработке и исследованию герметичного поршневого компрессора, работающего на диоксид углерода. Основное внимание уделялось конструктивным особенностям и техническим характеристикам малых холодильных компрессоров, предназначенных для работы на диоксиде углерода.

Ключевые слова: компрессор, хладагент, диоксид углерода, холодильная установка, коэффициент подачи, изентронный КПД.

V. I. Milovanov, DSc, O. D. Voloshyn

HERMETIC COMPRESSORS FOR SMALL REFRIGERATORS WORKING ON CARBON DIOXIDE

In this article, the information on development and research findings of hermetic reciprocating compressors working on carbon dioxide is given. The main attention is paid to the features and specifications of small refrigeration compressors working on carbon dioxide.

Keywords: compressor, refrigerant, coefficient of heat transfer, refrigerator, feed rate, isentropic.