

УДК 621.512

**МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВОГО
КОМПРЕСОРА ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ**

Кабашкін І., PhD, проф.

Інститут транспорту і зв'язку, м. Рига

Аулін В.В., д.т.н., проф.,

Кузик О.В., к.т.н., доц.,

Коваленко В.О., ст.,

Петровський М.Ю., ст.,

Лукашук І.П., ст.

Центральноукраїнський національний технічний університет

Abstract

A thermal physical model of reciprocating compressor sanctions is constructed. Control points are selected, in which the current temperatures, gas density, its speed and heat transfer coefficients are studied. The analysis of the obtained results is given and the most significant control points of the heat exchange surface are connected by the reverse order of the compressor sanctions.

Key words: compressor, connecting rod, piston, temperature, voltage.

Вступ

Тенденції розвитку в транспортних галузях показують, що при експлуатації транспортних механізмів і установок основна увага приділяється питанням діагностики та вчасного виявлення несправностей технологічного обладнання [1]. Найбільший ефект діагностування досягається використанням підходу пошуку несправностей і діагностики (FDD - fault detection and diagnostics) із застосуванням спеціалізованих мікропроцесорних пристроїв [2-4]. Даний підхід передбачає використання математичних моделей діагностованих вузлів установок, що дозволяють виводити попередню оцінку основних параметрів функціонування механізму.

Аналіз попередніх досліджень

Основним і найбільш відповідальним елементом ряду механізмів і систем є компресор, оскільки з ним пов'язують близько 70% всіх відмов компресорних установок [5-7]. Одним з найважливіших параметрів компресора, що впливає на знос його механічної частини є момент опору, що діє на привідний вал електродвигуна. Звертаючи увагу на той факт, що момент опору вкрай складно піддається виміру, актуальним завданням стає розробка математичної моделі, що дозволяє проводити достовірну оцінку його значення.

Створення математичних моделей, що описують момент опору і динаміку механічної частини компресора в цілому, розглядається в багатьох роботах, причому інтерес до цієї теми не слабшає. У роботах [8, 9] в рамках розробки динамічної багатомасової моделі компресора наводяться рівняння сил і моментів, що діють на основні елементи кривошипного механізму (КШМ) -

кривошип, шатун, поршень. При цьому автори розглядають абсолютні значення сил і моментів без приведення їх до валу приводного електродвигуна.

В роботі [10] розглядається динамічна модель поршневого компресора в вертикальних осях, і приводяться матричні рівняння основних сил і моментів, адаптовані для обчислення чисельним методом Рунге-Кутта четвертого порядку в середовищі моделювання Matlab. При цьому автори не враховують сили, діючі на його поршень з боку механізму. У монографії, незважаючи на докладний опис методики розрахунку моменту опору компресора, наводяться лише загальні рекомендації з розрахунку газових сил, що діють на поршень, що ускладнює створення достовірної моделі.

Для всіх перерахованих робіт характерна відносна складність математичного опису моменту опору компресора, що ускладнює створення на його основі досить просту і адекватну модель. Більш простий математичний вираз, отриманий в роботі [11], але він не дає достовірних результатів і дозволяє лише оцінити середнє значення моменту опору. При створенні моделі необхідно передбачити її просту реалізацію засобами загальноновизнаних пакетів моделювання, наприклад, Matlab / Simulink. Це умова і розглянуті проблеми зумовлюють необхідність подальших досліджень.

Постановка проблеми

Моделювання теплових процесів в більшості робіт, як правило, зводиться до визначення температурних полів і кількості теплоти, що передається від газу до стінок. В процесі моделювання можливе отримання емпіричних залежностей для розрахунку локальних або усереднених за поточною на поверхні теплообміну коефіцієнтів тепловіддачі в робочій камері.

У роботах [12, 13] на прикладі поршневих компресорів і детандерів показано вплив різних чинників на рівень коефіцієнта тепловіддачі, як по поверхні циліндра, так і по поверхнях впускний і випускний порожнин. Розглянемо вирішення газодинамічного і теплового завдань стосовно поршневого компресора, метою яких є вивчення: швидкостей газу, що омиває внутрішню поверхню циліндра; нерівномірність розподілу температур по поточному обсягу газової порожнини і внутрішньої поверхні металевого циліндра; температури і коефіцієнта тепловіддачі в функції від часу в локальних точках об'єкта дослідження. У роботах [14, 15] показано, що температура стінок робочої камери залишається майже незмінною протягом циклу, оскільки амплітуда коливань температури на поверхнях теплообміну не перевищує 2 - 3 К. З огляду на високу частоту обертання валу сучасних компресорів, можливо стверджувати, що тепловий стан металевих елементів деталей компресора в локальних точках поверхні теплообміну на сталому режимі зберігається незмінним.

Мета та завдання

Метою даної роботи є моделювання теплового стану деталей поршневого компресора транспортних машин та механізмів.

Для реалізації мети розв'язувалися наступні завдання:

1. Побудова фізичної моделі теплового стану секцій компресора.
2. Дослідження розподілу полів температур, швидкості та коефіцієнта теплопровідності газу в порожнині секцій компресора.

Результати вирішення основних завдань

Отримати близький до реальності розподіл температур по корпусу машин об'ємної дії надзвичайно складно, особливо при різних способах і інтенсивності охолодження. В реальних умовах температура повітря, що нагнітається газом лежить в діапазоні 150...180°C, а охолоджуюча вода має температуру 16...30°C, що сприяє утворенню локальних зон з непрогнозованою температурою поверхні.

Однією з основних завдань цієї роботи є одержання відповіді на практично важливе питання – про доцільність водяного охолодження компресорів, для яких характерні малі розміри циліндрів при високій початковій щільності і масі газу. Розрахунок теплового стану проведено з урахуванням газодинамічних явищ і реальних температур металевого корпусу компресора. У розрахунковій фізичній моделі рис.1 окремо виконувалися газові порожнини патрубків на всмоктування і нагнітання і робочі порожнини циліндра з боку кришки та з боку валу. Окремо змодельована порожнину, що заповнюється водою і порожнину, що відноситься до картера, відокремлена від газових порожнин сальниковим ущільненням. Різні порожнини з'єднані або з'єднуються в процесі розрахунку між собою через interface в програмі. На кордоні з'єднання дані інтерполюються. Навколо газових порожнин, як видно з рис.1, змодельовано корпус секції компресора. Газові порожнини і порожнини корпусу стикаються також через Interface. Основні характеристики компресора: діаметр циліндру – 100 мм; діаметр штоку – 40 мм; відносна величина мертвого простору (%): зі сторони кришки – 7 %, зі сторони валу – 22%; кількість клапанів всмоктуючих/нагнітальних на одному циліндру: зі сторони кришки 1; зі сторони валу 1; хід поршня - 110 мм; відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна 0,25; частота обертання колінчастого валу, об/хв. 1500; тиск всмоктування, МПа – 2,3; ; тиск нагнітання, МПа – 5,3; температура всмоктування, 273 К; нагнітання 375 К.

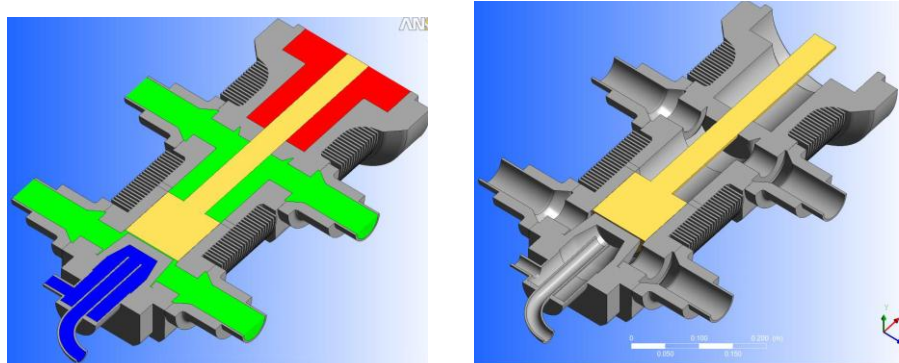


Рисунок 1 Фізична модель теплового стану секцій компресора

Зазначимо, що на рис. 1 представлена повна модель окремого ряду секцій компресора: з газовими порожнинами і без них. Зеленим кольором зафарбовані об'єми займані робочим газом компресора (в даному випадку повітрям), червоним – відзначена порожнину картера за сальниковим ущільненням, а

синім кольором – виділена порожнину, що заповнюється охолоджувальною водою. При моделюванні враховані кути відкриття і закриття всмоктуючих і нагнітальних клапанів, певні при попередньому розрахунку секції компресора з використанням пакету програм ANSYS. Всмоктуючий клапан зі сторони валу на 251 град; всмоктуючий клапан зі сторони кришки на 33 град.; нагнітальний клапан зі сторони валу на 273 град.; нагнітальний клапан зі сторони кришки на 84 град.

При вирішенні поставлених завдань прийняті наступні припущення:

1. відкриття та закриття клапана відбувається миттєво;
2. рішення завдання починається в момент часу $t=0$ при початкових параметрів заданих користувачем програми;
3. представлені результати відносяться до п'ятого робочого циклу;
4. ступінь герметична;
5. газ сухий;
6. кутова частота обертання валу постійна, тобто $\omega = 2\pi n = \text{const}$.

В якості граничних умов задаються параметри газу на вході компресора (тиск і температура) та переміщення поршня, що описується при кривошипно-шатунного механізму руху рівнянням:

$$S = r \cdot [(1 - \cos \alpha) + \lambda \cdot (1 - \cos 2\alpha) / 4], \quad (1)$$

де r – радіус кривошипа, λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, $\alpha = \omega \cdot t$ – кут повороту валу, град, n – частота обертання валу, с^{-1} , t – час, с.

У контрольному перетині вхідних патрубків задається тиск і температура всмоктуваного газу; в тому ж перерізі нагнітального патрубка – тиск і температури повітря, що нагнітається. При цьому враховується можливість протікання газу через контрольний переріз і його витікання. Аналогічні умови задаються на мережі порожнини за сальниковим вузлом: температура газу – середня в картері 50 С, тиск – 0.1 МПа. При вирішенні завдання моделювалося n -е число робочих циклів, граничне число яких визначалося моментом встановлення температури корпусу $T_{\text{корп}} = f(t) = \text{const}$.

Модель секції компресора із зазначенням контрольних точок представлена на рис. 2.

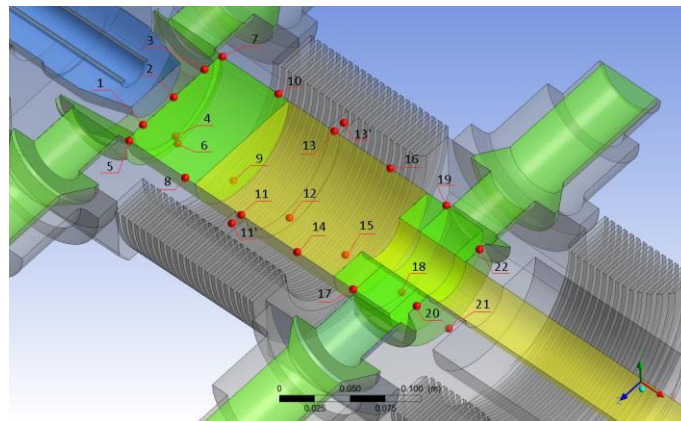


Рисунок 2 Контрольні точки в моделі секції компресора з поршнем подвійної дії

Результатами розрахункового аналізу є температури в заданих контрольних точках моделі. До найбільш важливим результатом відноситься температура в точках дотику робочої порожнини циліндра зі стінками. Розглянемо докладніше процеси, що відбуваються в порожнинах з боку кришки (порожнину А) і з боку вала (порожнину Б) компресора.

З боку кришки і з боку вала, в момент часу $t=0$ всі клапани закриті (момент початку розрахунку), йде процес розширення газу з мертвого простору. У момент часу $t=0.00363$ с в порожнині з боку кришки відкривається всмоктуючий клапан і починається процес всмоктування. У зворотній порожнині при $t=0$ починається процес стиснення. При $t=0.00927$ с відкривається нагнітальний клапан і починається процес нагнітання. В обох порожнинах описані процеси тривають до моменту часу $t=0.02$ с. Це відповідає положенню поршня в НМТ ($\varphi = 180$). У цей момент в порожнині з боку кришки закривається всмоктувальний клапан і починається процес стиснення газу. У порожнині з боку вала закривається нагнітальний клапан і починається процес розширення газу з мертвого простору, який триває до моменту часу 0.02787 с. Потім відкривається всмоктуючий клапан і починається процес всмоктування. У порожнині з боку кришки процес стиснення триває до моменту часу $t=0.03033$ с, потім відкривається нагнітальний клапан і починається процес нагнітання газу. Процеси в обох порожнинах тривають до кінця циклу, тобто до моменту часу $t=0$ с. Потім закривається нагнітальний клапан в порожнині з боку кришки, далі закривається всмоктувальний клапан в порожнині з боку вала, після чого цикл повторюється.

З'ясуємо характер розподілу поточних температур газу і стінок. Розглянемо розподіл температур в секціях по порожнинах. Контрольні точки фіксації температур (рис. 2) розташовані в основному на межах дотику газового середовища з металом. У точках 1-6 (рис. 3), розташованих в порожнині з боку кришки, характер зміни поточних температур практично ідентичний. У контрольних точках 1-3 температура газу на початку циклу дорівнює 376 К, тобто близька до температури повітря, що нагнітається газу. У процесі розширення його температура знижується аж до моменту відкриття всмоктуючого клапана (в середньому до 296 К). Винятком є точки 1-3, де температура короткочасно стає негативною, досягаючи за невеликий проміжок часу 260 К, а потім знову зростає до 296 К. Пояснюється це тим, що в зоні точок 1-3 утворюється зона розрядження і надходить з патрубку всмоктування газ не встигає заповнити всю порожнину відразу. У момент часу $t = 0.02$ с поршень знаходиться в (НМТ); починається процес стиснення і температура газу підвищується аж до моменту відкриття нагнітального клапана.

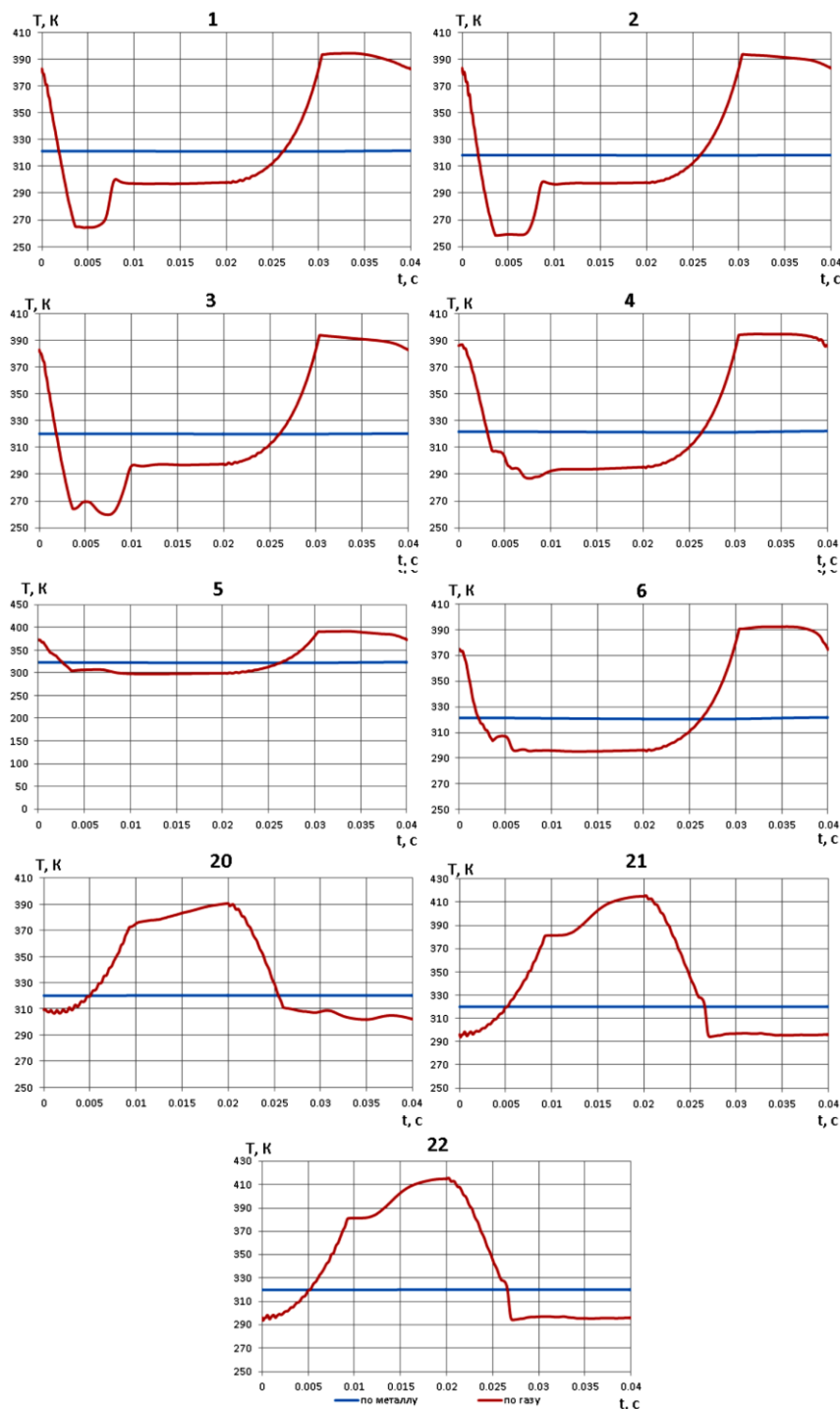


Рисунок 3 Поточні температури газу в контрольних точках передньої площини робочої камери компресора

У порожнині з боку валу зміна температур доцільно простежити по точках 20-22 (рис. 3). Зміна температур в цілому аналогічно, однак є і певні відмінності, що характеризуються підвищенням температури газу на початку процесу нагнітання, обумовлені наступними причинами:

1. Через низький відносний тиск в секціях ($P=5.3/2.3 \approx 2.3$) процес нагнітання починається при $\varphi < 270$ градусів і супроводжується збільшенням поточної швидкості поршня, що призводить до збільшення перепаду тиску на початку процесу нагнітання.

2. Через високий відносний мертвий простір в зворотній порожнині циліндра ($AB = 22\%$, при $AA = 7\%$) і відсутність охолодження температура газу в ній приблизно на 20°C вище, ніж в передній порожнини, охолоджується водою.

Звідси випливає, що охолодження торцевих кришок прямої і зворотної порожнин секцій компресорів з поршнями подвійної дії. Спостерігається зниження теплонапруженості. Виявлено, що по осі циліндра температура газу від точки до точки мало змінюється; градієнт температур спостерігається в радіальному напрямку, що обумовлено особливостями компоновки клапанів в розглянутій ступені компресора. На рис. 4 наведено порівняльні результати середніх величин поточної температури газу по робочих порожнин циліндра компресора і усереднених за об'ємом циліндра поточних значень щільності газу.

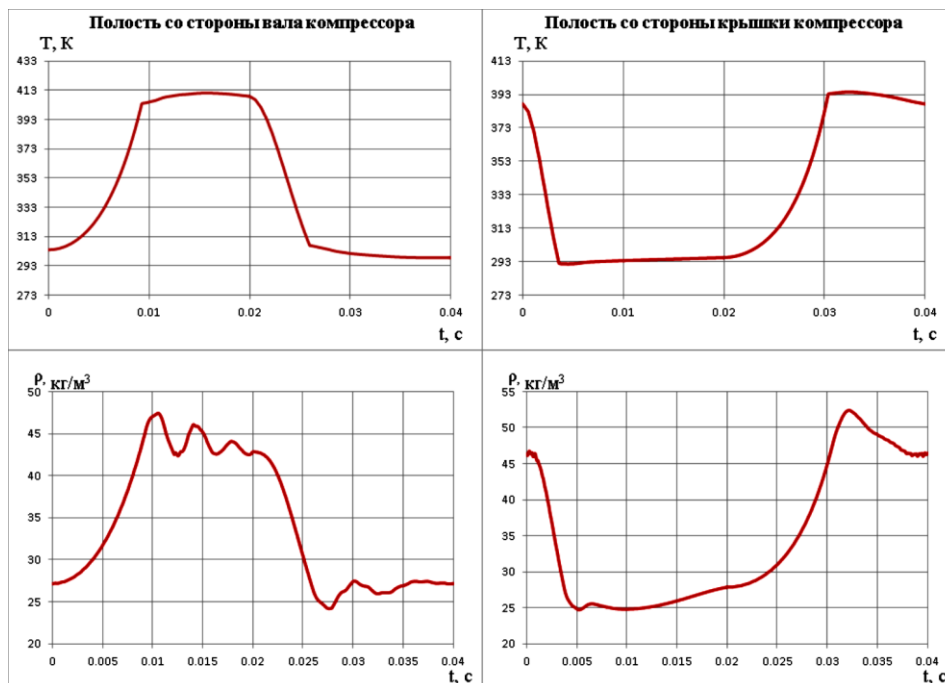


Рисунок 4 Середні за об'ємом циліндру компресора поточні значення температури і щільності газу при $n=25\text{ c}^{-1}$

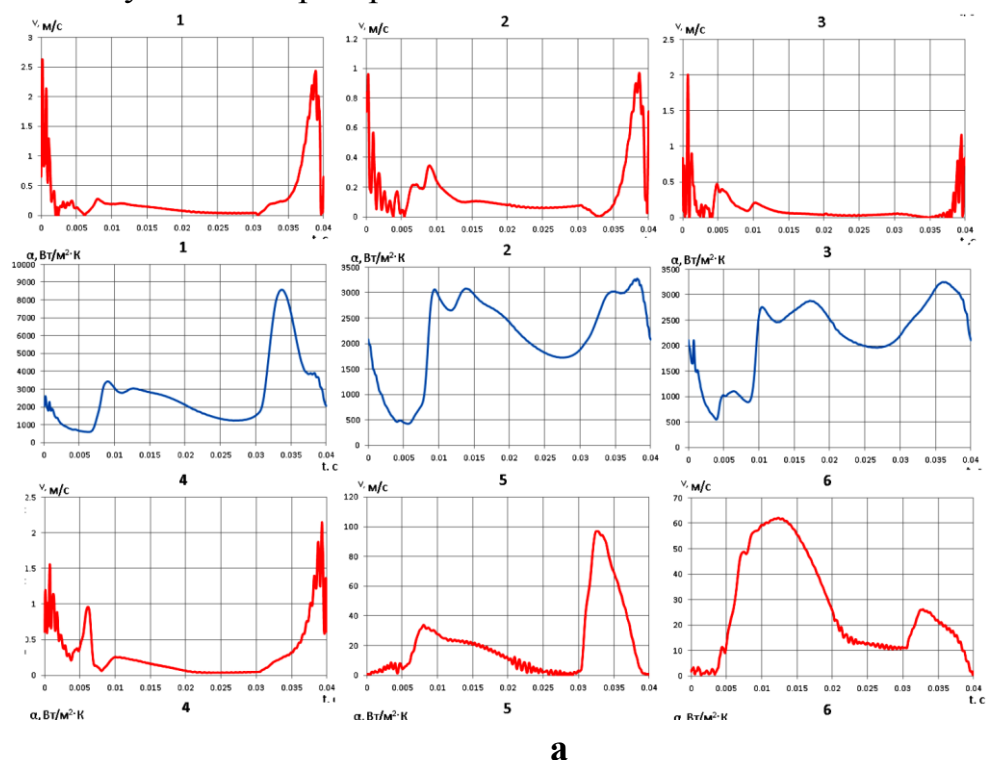
З графіків випливає, що в порожнині з водяним охолодженням кришки циліндра температура газу у всіх контрольних точках робочого циклу істотно нижче, що в свою чергу впливає на щільність газу. Помітно, що температура металу в різних точках незмінна протягом циклу, досягає середньої за цикл величини і характеризується амплітудою коливань $A \rightarrow 0$. Температура циліндра залишається приблизно постійною і лежить на рівні 320 K .

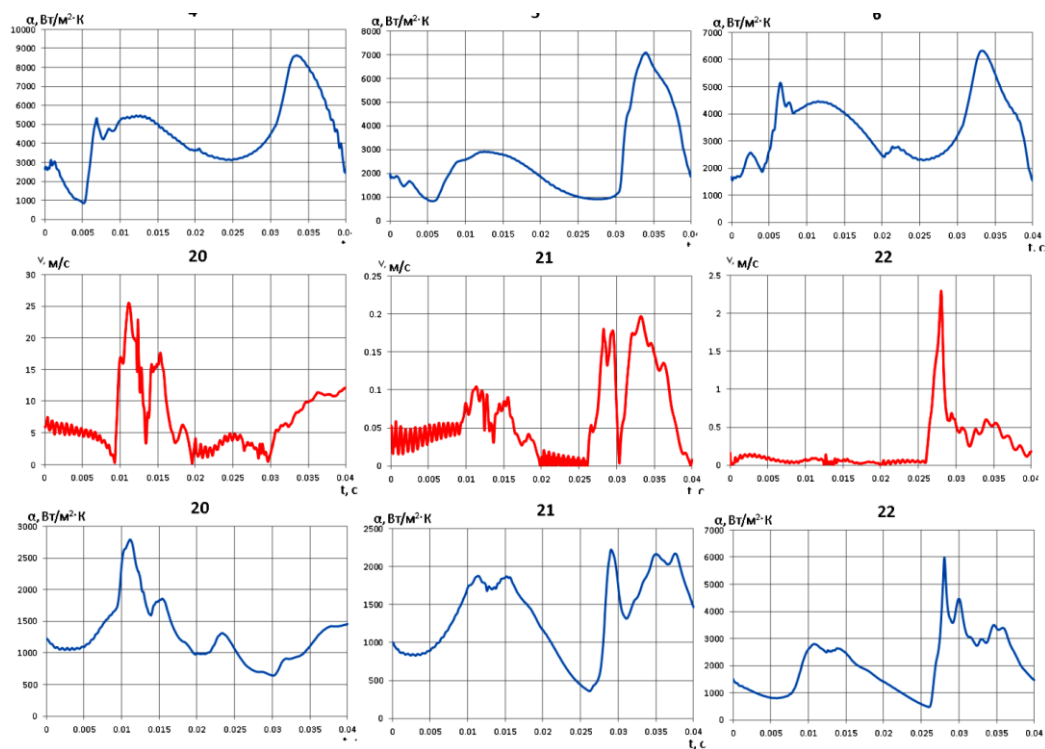
Розглянемо зміну локальних швидкостей газу W і коефіцієнтів тепловіддачі α в порожнині з боку кришки окремого ряду компресора. Схема розташування контрольних точок приведена на рис. 3. Зміна W і α в локальних точках ступені в функції від часу t або кута повороту колінчастого вала $\varphi = \omega \cdot t$

показано на рис. 5, де $\omega=2\pi n$ – кутова швидкість обертання валу, [рад/с]; $t=t_1t=0.04$ с – час циклу при частоті обертання валу $n=25$ с⁻¹.

У процесі розширення зміна коефіцієнта тепловіддачі залежить від двох факторів [3, 6]: з одного боку в міру зниження тиску (щільності) газу в робочій порожнині з боку кришки компресора величина коефіцієнта тепловіддачі α повинна знижуватися аж до моменту відкриття всмоктуючого клапана; з іншого боку процес розширення супроводжується наростанням поточної швидкості поршня, що сприяє збільшенню коефіцієнта тепловіддачі.

Внаслідок цього на першій стадії спостерігається приблизно постійний рівень коефіцієнта тепловіддачі. Різкий сплеск α спостерігається в момент відкриття всмоктуючого клапана, але не у всіх точках розглянутого об'єму. Спостерігається хаотична зміна коефіцієнта тепловіддачі α з тенденцією його поступового зниження в більшості контрольних точок. Це пояснюється закономірним зниженням поточної швидкості поршня при кривошипно-шатунного механізму і відповідним зменшенням швидкості натікання газу в робочу порожнину. В кінці процесу всмоктування α знижується, досягаючи мінімуму при положенні поршня у НМТ. Характер зміни α в часі при повністю відкритих клапанах ідентичний швидкості газу W в межах розглянутої робочої камери, яка пропорційна поточної швидкості поршня. Відповідно до гіпотези, висловленої в роботі [7], в замкнутій робочій камері після закриття всмоктуючих клапанів, зберігаються залишкові вихрові потоки газу, що визначають рівень швидкостей в подальшому робочому процесі. Справедливість цієї гіпотези пізніше була підтверджена в роботі [2] і враховувалася під час виконання цієї роботи при моделюванні теплових процесів в ступені компресора.





б

Рисунок 5 Швидкість повітря і коефіцієнти тепловіддачі в локальних точках теплообмінної поверхні зворотньої порожнини секцій компресору: а – 1-6 точки; б – 20-22

Аналіз результатів, наведених на рис. 5, дозволяє констатувати:

– після закінчення процесу всмоктування в циліндрах компресорних ступенів формуються залишкові вихрові потоки, параметри яких залежать від геометричних і режимних параметрів ступені і визначають рівень швидкостей і інтенсивність теплообміну газу в процесі стиснення.

– з розгляду отриманого графічного матеріалу випливає, що значення коефіцієнтів тепловіддачі на початку і в кінці окремого циклу в ряді контрольних точок істотно розрізняються як у велику, так і в меншу сторону від початкового об'єму. Це дає підставу додатково переконатися, що залишкові вихрові потоки є джерелами нестационарний газодинамічних і теплових процесів в секціях компресора;

– температурне поле в робочих камерах не є однорідним не тільки в часі, але і за об'ємом газової порожнини.

Різниця температур газу в різних контрольних точках циліндра досягає більш 20 °С, що також є наслідком вихрових течій газу в секціях компресора. На зворотному ході поршня інтенсивність вихрів в процесі стиснення поступово зменшується, внаслідок чого коефіцієнт тепловіддачі повинен знижуватися. З іншого боку в процесі стиснення зростає поточна швидкість поршня і щільність газу, що сприяє збільшенню коефіцієнта тепловіддачі. Отримані дані говорять про переважний вплив другого чинника. В кінці процесу стиснення приріст коефіцієнта тепловіддачі α сповільнюється, але в момент відкриття нагнітального клапана швидкості газу в робочій камері і в

каналах клапанів різко зростають, що і є причиною короткочасного збільшення коефіцієнта тепловіддачі.

Надалі, при повністю відкритому нагнітальному клапані, коефіцієнт тепловіддачі знижується пропорційна зміна поточної швидкості поршня. Максимальна швидкість поршня досягається при кутах повороту колінчастого валу 75 і 2850 (або при $t=0.00833$ і 0.0317 с), дорівнює 9 м/с. Максимальні значення α відповідають приблизно тому ж моменту часу. У різних точках моделі через інерційність потоку газу і особливостей геометрії внутрішнього об'єму ступені швидкості газу досить сильно змінюються. У порожнині з боку валу всі процеси зсуваються на 180 по куту повороту валу і починаються з процесу стиснення. Зміна α своєрідна в кожній точці і в середньому зростають до моменту відкриття нагнітального клапана. Найбільший рівень коефіцієнта тепловіддачі α характерний для зони циліндра, де розташовується нагнітальний патрубок (точки 17 і 20); в момент часу $t=0.0083$ з швидкість поршня починає знижуватися.

На увагу заслуговує той факт, що на характер зміни α сильно впливає швидкість потоків в процесах всмоктування-нагнітання, а згодом – їх залишкові вихрові явища. Основний вплив на інтенсивність вихрових потоків робить розташування клапанів, а значить саме розташування клапанів зумовлює градієнт температур газу за обсягом ступені і різницю температур по металу в ступені. Точки вимірів швидкостей в моделі знаходяться в пристінковому ламінарному шарі, де швидкість течії сильно змінюється і на поверхні стінки камери дорівнює нулю, збільшується швидкість течії газу різко в міру наближення до турбулентного шару. Тому графік швидкостей відображає якісний характер зміни швидкості і меншою мірою - кількісний. Бажано за точку виміру взяти ближче або далі від стінки робочої камери оскільки значення швидкостей істотно змінюються, в той час як характер зміни швидкості газу в часі залишиться тим же самим. З цієї ж причини можна помітити різку зміну значень швидкості в 4 і 5 точках, де не настільки сильна зміна значень α .

Висновки

1. Розроблена 3D математична модель секцій компресора з поршнем подвійної дії, комплексно враховує взаємозв'язок реальних робочих процесів з конструкцією ступені і властивостями робочого середовища і застосовуваних матеріалів (теплопровідність та ін.). Це дозволило спланувати і виконати чисельний аналіз особливостей процесів теплообміну в секціях компресора при водяному і повітряному виконанні.

2. При швидкоплинності протікаючих процесів і істотному розходженні в теплоємності металу і газу навіть суттєві відхилення у величинах коефіцієнта тепловіддачі в сусідніх локальних точках досліджуваної поверхні теплообміну при сталому режимі роботи секції не викликає помітних стрибків температури в елементах ступені компресора.

3. В ході чисельного експерименту отримана нова інформація про швидкості руху газу в замкнутих порожнинах зі змінними в часі об'ємом і коефіцієнтами тепловіддачі в локальних точках передній А і задньої Б

порожнин ступені дотискати компресора з поршнем подвійної дії. Виявлено та обґрунтовано причини якісної неідентичності робочих процесів в передній і задній порожнинах секцій компресора.

4. Підтверджено положення про те, що залишкові вихрові потоки є джерелами не стаціонарний газодинамічних і теплових процесів в секціях компресорів різного конструктивного виконання. Визначено градієнти температур газу всередині робочого об'єму і на теплообмінній поверхні циліндра дотискати ступені компресора. Показано, що внаслідок вихрових течій газу і особливостей конструкції ступенів компресора різниця температур газу в різних точках робочого циліндра може досягати 20 С і більше.

Література

1. Аулин В.В., Жулай А.Ю., Ливицкий А.Н., Барановский Д.М. Экспериментальная проверка системы диагностического мониторинга технического состояния дизелей транспортных средств. Материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвященной 100-летию со дня рождения профессора Вадивасова Д.Г. / Под. ред. В.В. Сафонова; ФГОУ ВПО "Саратовский ГАУ". Саратов, 2009. С.5-10.

2. Аулін В.В., Лисенко С.В., Кузик О.В. Дослідження властивостей моторної оливи в процесі експлуатації дизелів. Конструювання, виробництво та експлуатація с/г машин. Загальнодерж. міжвідомчий наук. – техн. зб. - Кіровоград: КНТУ. - 2009р. Вип.39. С. 274-280.

3. Аулін В.В., Ігнатенко С.Г., Долинський М.О., Лівіцький О.М. Діагностичний моніторинг технічного стану дизелів транспортних засобів у с/г виробництві. Материалы VI-го междунар. форума молодежи "Молодежь и с/х техника в XXI веке". Харьков: ХНТУСХ. 2010. С. 94.

4. Аулин В.В., Замота Т.Н., Кравченко А.П. Улучшение макрогеометрии цилиндрических поверхностей трения при электрохимико-механической доводке. Политранспортные системы: материалы VII Всерос. НТК, Красноярск, 25-27 ноября 2010 г. - Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2010.- С.42.

5. Аулін В.В., Лівіцький О.М. Концепція управління технічним станом і безпекою експлуатації транспортних засобів сільськогосподарського виробництва. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. Луганськ: СНУ, 2010. №6(148) С. 173-177.

6. Аулін В.В., Лисенко С.В., Вовк В.В. Вплив кондиціонеру металевих поверхонь на трибоспряження "поршень-гільза циліндра". Зб. тез доповідей VIII Всеукр. наук.-практ. конф. студентів та аспірантів "Підвищення надійності машин і обладнання". Кіровоград: КНТУ, 2014. С. 213-215.

7. Аулін В.В., Бичовий І.В. Метод та алгоритм виявлення характерних несправностей електронної системи керування двигуном легкових автомобілів. Вісник інж. академії України. 2015. №3. С. 62-65.

8. Аулін В.В., Лисенко В.М., Кузик О.В. Моделювання на ПК зміни напружень в спряженні зразків та деталей ЦПГ при комбінованому модифікуванні моторної оливи. Матеріали II міжнар. наук. техн. конф.:

"Актуальні проблеми інж. механіки", 22-24 жовтня 2012р. Миколаїв: НУК, 2012.- С 80-81.

9. Аулін В.В., Жулай О.Ю., Мартиненко О.Д. Оцінка ступеню достовірності інформації про технічний стан дизелів за рівневою системою. Вісник Харківського нац. техн. університету сільск. господарства. / Вип. 139. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва. Харків. 2013.-С.269-276.

10. Аулін В.В., Дубовик В.О., Красота М.В. Вплив напружено-деформованого стану циліндричної деталі на її зносостійкість. Зб. наук. праць Луганського нац. аграр. університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ: Видавництво ЛНАУ, 2006, - №64(87). С 26-30.

11. Аулін В.В., Лисенко С.В., Батехін В.Б., Жулай О.Ю. Підвищення довговічності відремонтованих дизельних двигунів СМД-60/62 використанням трибологічних методів обкатки. Зб. наук. праць Луганського нац. аграр. університету. Серія: Технічні науки. Луганськ:Видавництво ЛНАУ, 2006, №64(87). С 39-46.

12. Аулін В.В., Лисенко С.В., Гриньків А.В., Слонь В.В., Чернай А.Є., Лукашук А.П. Вплив процесів, що відбуваються в рухомих спряженнях деталей транспортних машин під дією компонентів геомодифікатора, на ефективність триботехнологій припрацювання і відновлення. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. 2020. Вип. 3(34). С.250-265.

13. Аулін В.В., Лисенко С.В. Підвищення довговічності дизельних двигунів, обкатаних з реалізацією електротрибохімічного процесу. Зб. наук. праць Луганського нац. аграр. універ. Серія: Технічні науки. Луганськ: Видавництво ЛНАУ, 2005, №49(72). С.32-37.

14. Аулин В.В., Замота Т.Н., Лысенко С.В. Повышение долговечности мобильной сельскохозяйственной и автотранспортной техники триботехнологиями приработки основных сопряжений деталей двигателей. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2017. №8. С. 55-68.

15. Аулін В.В., Лисенко С.В., Жилова І.В., Вербицький О.В. Синергетичне підвищення надійності трибоспряжень деталей систем і агрегатів транспортних машин. Матеріали 1ої Міжнародної науково-практичної конференції “Підвищення надійності машин і обладнання. Increase of Machine and Equipment Reliability”, 17-19 квітня 2019 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2019. С.7-8.

16. Аулін В.В., Гриньків А.В., Головатий А.О. Кіберфізичний підхід при створенні, функціонуванні та удосконаленні транспортно-виробничих систем. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. 2020. Вип. 3(34). С.331-343.

17. Аулін В.В., Голуб Д.В., Лисенко С.В., Гриньків А.В., Дьяченко В.О., Замуренко А.С. Теоретичний підхід до оцінки ймовірностей безвідмовної роботи транспортних та виробничих систем і ланцюгів постачань на основі їх логічних структурних схем надійності. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. 2020. Вип. 3(34). С.290-304.