

УДК 641.523

## RETROFITTING RENNER RS-132 SCREW COMPRESSOR UNIT WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM

V. Pavelko, B. Mudrak

*National University of Food Technologies*

---

**Key words:**

*Retrofitting  
Screw compressor unit  
Heat recovery  
Computer simulation  
Heat exchangers*

---

**Article history:**

Received 12.03.2019  
Received in revised form  
01.04.2019  
Accepted 22.04.2019

---

**Corresponding author:**

V. Pavelko  
**E-mail:**  
npnuht@ukr.net

---

**ABSTRACT**

This paper proves feasibility of improvement of the waste heat recovery system for the heat carried away from RENNER RS-132 screw compressor unit during its operation. Results of experimental tests of heat and hydrodynamic modes of the plate heat exchanger, one of major elements of the compressor unit cooling system, are given.

A computer model created for optimization of RENNER RS-132 screw compressor unit waste heat recovery system is based on the full 3D model of the plate heat exchanger allowing to use simulation results to optimize heat and hydrodynamic modes of operation of such heat exchanger.

The simulation procedure includes discretization of the studied geometry by using computational meshes making it possible to present physical and mathematical description of the heat transfer agent flow inside the plate space based on the numeric computation of Reynolds averaged Navier-Stokes equations closed by using RNG-K-E turbulence model with unbalanced wall functions.

The study is scientifically novel in that optimal design characteristics and operating parameters of the compressor cooling system. It has been proved that heat recovery by using RENNER RS-132 screw compressor unit cooling system increases its operational reliability and contributes to a reduced product cost.

It has been further proved that the compressor unit waste heat recovery system optimization model can be used in retrofitting of modern screw compressor units.

---

DOI: 10.24263/2225-2924-2019-25-2-19

---

## УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТА RENNER RS-132

В.І. Павелко, Б.О. Мудрак

*Національний університет харчових технологій*

*У статті обґрунтовано доцільність удосконалення системи утилізації теплоти, що відводиться з гвинтового компресорного агрегата RENNER*

RS-132 в процесі його експлуатації. Представлено результати експериментального дослідження теплових і гідродинамічних режимів роботи пластинчатого теплообмінника — одного із основних елементів системи охолодження компресорного агрегата.

Створена комп'ютерна модель оптимізації системи утилізації теплоти компресорного агрегата RENNER RS-132 базується на повній тривимірній моделі пластинчатого теплообмінника, що дає змогу використовувати результати моделювання для оптимізації теплових і гідродинамічних режимів роботи цього теплообмінника.

Процедура моделювання передбачає дискретизацію дослідної геометрії за допомогою розрахункових сіток, що дає змогу представити фізико-математичний опис течії теплоносія всередині пластинчастого простору, який базується на чисельному розв'язанні осереднених за числом Рейнольдса рівнянь Нав'є-Стокса, замкнених за допомогою RNG-K-E моделі турбулентності з не рівноважними пристінними функціями.

Наукова новизна дослідження полягає у визначенні оптимальних конструктивних характеристик і параметрів роботи системи охолодження компресора. Підтверджено, що рекуперація теплоти за допомогою системи охолодження гвинтового компресорного агрегата RENNER RS-132 підвищує надійність його роботи, сприяє зменшенню собівартості виробленої продукції. Комп'ютерна модель оптимізації системи утилізації теплоти компресорного агрегата може бути використана для впровадження при здійсненні модернізації сучасних гвинтових компресорних агрегатів.

**Ключові слова:** удосконалення, гвинтовий компресорний агрегат, утилізація теплоти, комп'ютерне моделювання, теплообмінники.

**Постановка проблеми.** Сучасні гвинтові компресорні агрегати тиску RENNER RS-132, що використовуються в різних галузях промисловості для стиснення повітря (газів), обладнані системами охолодження (утилізації) теплоти, яка виділяється під час їхньої експлуатації і повинна постійно відводитись від компресора. Рекуперація теплоти, що відводиться, здійснюється за допомогою теплообмінних апаратів. У зв'язку з тим, що з плином часу експлуатаційні характеристики роботи компресорів погіршуються (за деякими даними [1] протягом 2—5 років спостерігається зниження продуктивності компресора на 25—30%), виникає необхідність в удосконаленні (модернізації) конструкції компресора, зокрема системи утилізації відвідної теплоти. Модернізація цієї системи дасть змогу покращити процес експлуатації компресорних агрегатів і зменшити витрати на виробництво продукції.

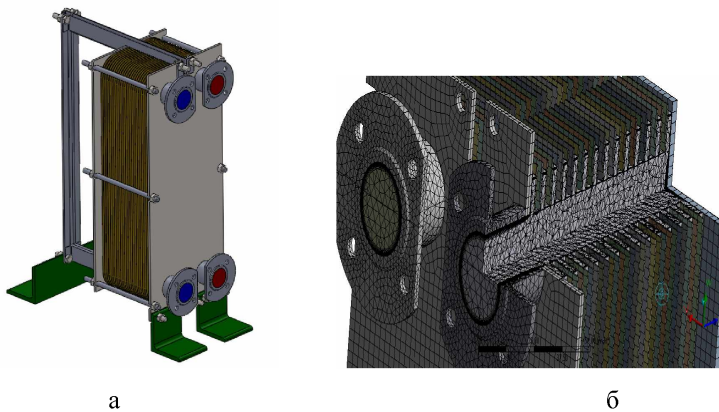
**Мета статті:** розробити і запропонувати комплекс заходів щодо підвищення енергоефективності гвинтових компресорних агрегатів типу RENNER RS-132, зокрема системи утилізації відхідної теплоти з них.

**Матеріали і методи.** Нижче наведено приклад розробленого нами варіанта удосконалення системи утилізації (охолодження) теплоти, що відводиться від компресора, шляхом підбору й установки в цій системі вискоелективних теплообмінників. Вибір і установку сучасних енергоефективних теплообмін-

ників у вищезазначеній системі пропонується здійснювати на підставі виконаного дослідження теплових і гідродинамічних режимів їх роботи.

Вищеназване дослідження являє собою створення комп'ютерної моделі пластинчастого теплообмінного апарата в пакеті ANSYS Fluent [2]. Розроблена модель базується на повній тривимірній моделі пластинчастого теплообмінника, що дає змогу використовувати результати моделювання для оптимізації теплових і гідродинамічних режимів роботи цього теплообмінника.

Процедура моделювання передбачає дискретизацію дослідної геометрії за допомогою розрахункових сіток, що забезпечує фізико-математичний опис течії теплоносія всередині пластинчастого простору, який базується на чисельному, розв'язанні осереднених за числом Рейнольдса рівнянь Нав'є-Стокса, замкнених за допомогою RNG-K-E моделі турбулентності з нерівноважними пристінними функціями [3].



**Рис. 1. а) комп'ютерна модель пластинчастого теплообмінника в ANSYS; б) скінченно-елементна сітка моделі пластинчастого теплообмінника**

На рис. 1 а зображена комп'ютерна модель і її скінченно-елементна сітка (рис. 1б) пластинчастого теплообмінника, а в таблиці 1 наведені його геометричні параметри.

*Таблиця 1. Геометричні параметри моделі пластинчастого теплообмінника*

Позначення	Числове значення
Габарити (ДхШхВ),мм	311x112x0,4
Поверхня теплообміну, кв. м	0,025
Вага, кг	0,1
Площа поперечного перерізу каналу, кв. м	0,00031
Змочуваний периметр у поперечному перерізі каналу, м	1,188
Ширина каналу, мм	25

CFD-моделі течії ґрунтується на побудові геометричної моделі розрахункової області, дискретизації розрахункової області параметром сітки кінцевих елементів і заданим граничним умовам. Тривимірна розрахункова сітка для випадку течії потоку всередині теплообмінника представлена на рис. 1б.

Поставлена задача вирішувалась в стаціонарному режимі з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки. При моделюванні обраного типорозміру вибирались незмінними такі граничні умови:

- температура гарячого теплоносія на вході в теплообмінний апарат ТОА  $t_{вх1г} = 90^{\circ}\text{C}$ ;

- температура холодного теплоносія на вході в ТОА  $t_{вх1х} = 15^{\circ}\text{C}$ .

Гарячим теплоносієм було мастило, а холодним — дистильована вода

Витрата гарячого теплоносія дорівнювала  $0,405 \text{ м}^3/\text{с}$ , а холодного —  $0,108 \text{ м}^3/\text{с}$ . Теплофізичні властивості води та мастила записувались у вигляді поліміальних залежностей їх від температури, які наведені нижче.

Для води:

- густина:  $\rho(t) = -0,0035t^2 - 0,0877t + 1001,2$ ;

- теплоємність:  $C_p(t) = -0,0157t^2 - 1,3432t + 4202,5$ ;

- теплопровідність:  $\lambda(t) = -1E - 0,05t^2 - 0,0026t + 0,5508$

Для мастила:

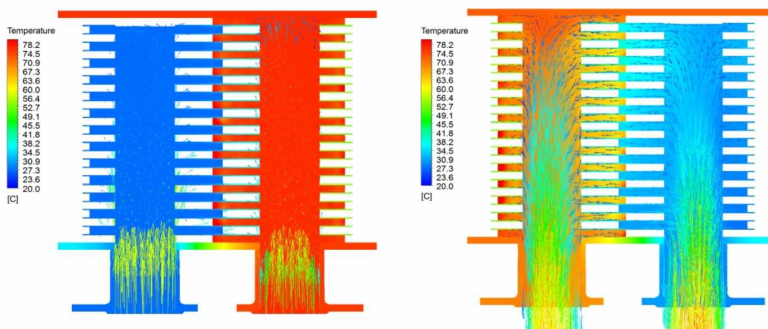
- густина:  $\rho(t) = 0,6231t + 974,33$ ;

- теплоємність:  $C_p(t) = 1E - 0,8t^4 - 4E - 0,6t^3 + 0,0005t^2 - 0,0231t + 0,4626$ ;

- теплопровідність:  $\lambda(t) = -2E - 0,9t^3 + 2E - 0,6t^2 - 0,0003t + 0,0264$

**Результати і обговорення.** У результаті комп'ютерного моделювання на основі створеної 3D — моделі отримано розподіл температур, швидкостей руху, змін теплових і гідродинамічних характеристик теплоносіїв у процесі руху їх у пластинчастому теплообміннику.

Результати комп'ютерного моделювання в пакеті ANSYS представлені на рис. 2, 3, 4. На рис. 2 зображений розподіл температур теплоносіїв на вході і виході з теплообмінника, на рис. 3 — зміна температури теплоносіїв у між пластинчастому просторі теплообмінника, а на рис. 4 — розподіл температур на поверхні пластин ТОА.



**Рис. 2. Результати комп'ютерного моделювання в ANSYS:**  
 а — Розподіл температур теплоносіїв на вході до теплообмінника;  
 б — Розподіл температур теплоносіїв на виході з теплообмінника

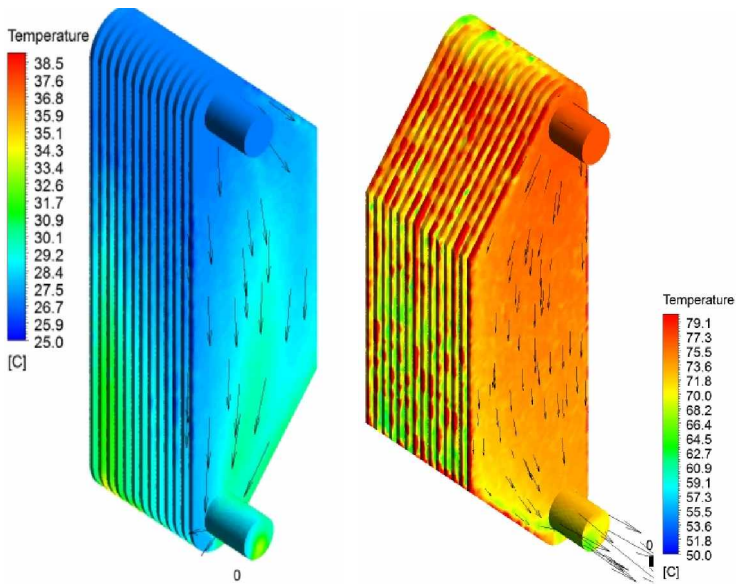


Рис. 3. Зміна температури теплоносіїв у міжпластинчастому просторі ТОА: а — холодний теплоносій; б — гарячий теплоносій

Як видно із рис. 2, 3, різниця температур гарячого теплоносія на вході і виході із ТОА складає  $22^{\circ}\text{C}$ , а для холодного теплоносія ця різниця сягає значення  $35^{\circ}\text{C}$ . Це дає підстави для визначення результатів комп'ютерного моделювання цілком задовільними і прийнятними для подальших розрахунків і оптимізації роботи ТОА в діапазоні заданих параметрів.

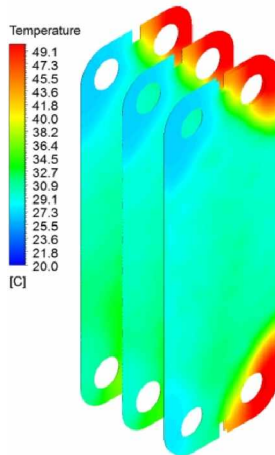
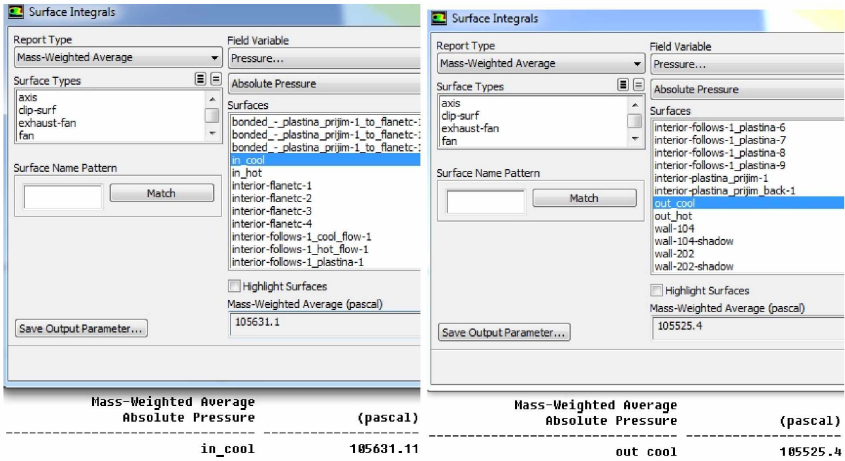
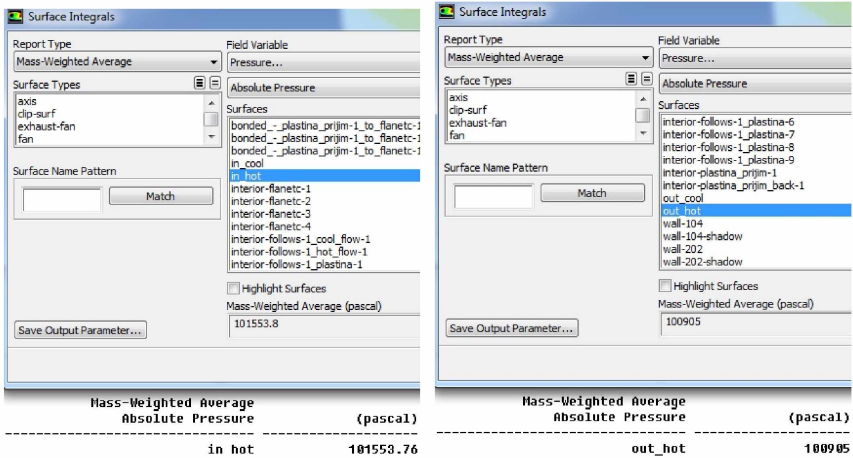


Рис. 4. Розподіл температур на поверхні пластини ТОА

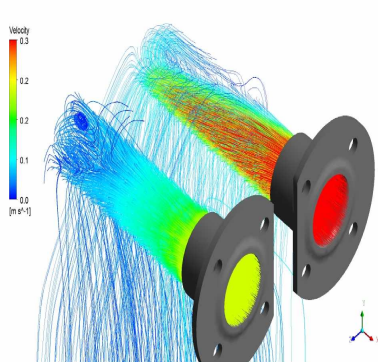
Аналогічно з тепловими були досліджені гідравлічні характеристики пластинчастого теплообмінника. Отримані, зокрема, дані про зміну тиску на вході і виході з ТОА як для гарячого, так і холодного теплоносія (рис. 5, 6).



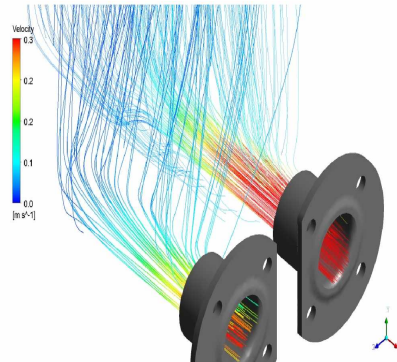
**Рис. 5. Зміна тиску на вході і виході холодного теплоносія в пластинчастому теплообміннику**



**Рис. 6. Зміна тиску на вході і виході гарячого теплоносія в пластинчастому теплообміннику**



**Рис. 7. Зміна швидкостей теплоносіїв на вході в теплообмінник**



**Рис. 8. Зміна швидкостей теплоносіїв на виході із теплообмінника**

Виконане комп'ютерне моделювання зміни швидкостей теплоносіїв при проходженні їх через теплообмінник представлено на рис. 7 і 8, де показана зміна швидкостей теплоносіїв на вході і виході із теплообмінника.

### Висновки

1. Практичне значення отриманих результатів виконаного дослідження полягає у можливості впровадження цього проекту в системах утилізації відхідної теплоти в гвинтових компресорах типу RENNEN RS-132.

2. Запропонований варіант модернізації системи охолодження компресорного агрегата суттєво підвищує енергоефективність цього елемента і в цілому всієї системи утилізації теплоти, що відводиться від компресора під час його експлуатації.

### Література

1. Автономова И.В., Мазурин Э.Б., Братусь А.Ф. Разработка технологической схемы компрессорной установки с рекуперацией теплоты. *Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». Спец. выпуск «Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование».* 2011. С. 78—97.

2. Система моделирования движения жидкости и газа Flow Vision. Руководство пользователя. М.: ТЕСИС. 2006. 332 с.

3. Paulsen P., Smulders F.J.M, Modeling in meat science, Encyclopedia of Meat Sciences. Second Edition, Elsevier. 2014. 350 с.

4. Уалиев Д.Ш., Шайманова Ж.К. Смазочно-охлаждающие жидкости — основа эффективной работы промышленности. *Наука, техника и образование.* 2014. С. 72—74.

5. Васильев А.В., Хамидуллова Л.Р. Воздействие смазывающих охлаждающих жидкостей в условиях предприятий машиностроения и методы его снижения. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук.* 2006. С. 1171—1176.