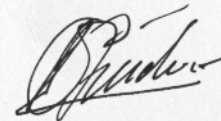


Автореферат 9
0-26

Печенков М.І.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

ОБУХОВ ОЛЕКСІЙ АНАТОЛІЙОВИЧ



УДК 621.515

**ПРОФІЛЮВАННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ЛОПАТКОВИХ
ДИФУЗОРІВ ДЛЯ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРІВ**

Спеціальність 05.05.14 – холодильна, вакуумна та компресорна техніка,
системи кондиціонування

Автореферат
дисертації на здобуття вченого ступеня
кандидата технічних наук

Одеса – 2015

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в відділі газодинаміки, динаміки та міцності машин Спеціального конструкторського бюро Публічного акціонерного товариства «Сумське НВО ім. М. В. Фрунзе».

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Калінкевич Микола Васильович,
професор кафедри технічної теплофізики
Сумського державного університету
МОН України.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Русанов Андрій Вікторович,
керівник відділу гідроаеромеханіки
енергетичних машин,
заступник директора з наукової роботи
ІПМаш ім. А.Н. Підгорного НАН України

доктор технічних наук, професор
Сербін Сергій Іванович,
директор Машинобудівного інституту
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова МОН України

Захист відбудеться «8» червня 2015 р. в 14:30 в ауд. 108 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 41.088.03 в Одеській національній академії наук України за адресою: 65082, м. Одеса, вул. Дворянська, 1/3.

Копії дисертації можна ознайомитися в бібліотеці Одеської національної академії наук України за адресою: 65082, м. Одеса, вул. Дворянська, 1/3.

«7» травня 2015 р.

В.І. Мілованов

xv 806
ІНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

1

Актуальність теми. Відцентрові компресори (ВК), знайшли широке застосування у різних галузях промисловості (газовій, нафтовій, хімічній), вони є найбільш поширеним типом компресорів динамічної дії.

З розвитком промислового виробництва виникає потреба в більшій кількості енергоносіїв. Одним з основних джерел енергії є природний газ. Транспортування вуглеводнів від місця їх видобутку до кінцевого користувача неможливе без потужних ВК (16–32 МВт). Відповідно зменшення питомого використання енергії на одиницю маси стиснуваного та переміщуваного газу є актуальним завданням, яке можливо вирішити за рахунок підвищення ефективності ВК. Ефективність ВК. Насамперед ефективність ВК залежить від газодинамічної досконалості елементів його проточної частини (ПЧ).

Енергія приводу компресора забезпечує стиснення та переміщення робочого середовища, при цьому частина енергії витрачається на подолання гідравлічного опору. Гідравлічні втрати в ПЧ ВК розподіляються приблизно в рівних частках між робочим колесом (РК), дифузorzом (лопатковим (ЛД) або безлопатковим (БЛД)) та зворотно-направляючим апаратом (ЗНА). Середнє значення втрат у ЛД на номінальному режимі роботи ВК складає 5% від енергії двигуна. Дослідження течії газу в міжлопатковому просторі ЛД проводилися багатьма авторами: Анісімовим С.А., Бухарінін Н.Н., Гальоркінін Ю.Б., Деном Г.Н., Довженко В.Н., Евдокімовим В.Е., Калінкевичем М.В., Лівшицем С.П., Стрижаком Л.Я. та ін.. Більшість досліджень дифузorzів проводилися у складі ступеня ВК. Їх метою було визначення впливу геометричних параметрів ЛД на інтегральні газодинамічні характеристики ступеня. У меншій мірі представлені результати експериментальних досліджень впливу геометричних параметрів дифузorzа на його газодинамічні характеристики. Поодинокими є роботи, в яких автори досліджують структуру потоку в міжлопатковому просторі дифузorzа. Знання про розподіл газодинамічних параметрів потоку на різних режимах роботи ступеня ВК є основою для удосконалення методу розрахунку термогазодинамічних процесів у ЛД та визначення оптимальної форми лопаток дифузorzа на етапі проектування ПЧ ступеня ВК. Визначення розподілу параметрів газового потоку в міжлопатковому просторі ЛД можна здійснити експериментально та засобами розрахункової гідроаеромеханіки, які реалізовані в спеціалізованих програмних комплексах. Перевагою числового моделювання є відносна простота та висока швидкість отримання всіх необхідних параметрів потоку. Результатом розрахунку процесу течії газу в ПЧ ступеня ВК є розподіл термогазодинамічних параметрів робочого середовища в усьому просторі

розрахункової області. Візуалізація течії газу дозволяє визначити місця виникнення відриву потоку та їх локалізацію в ПЧ ступеня ВК.

Публікації про методи проектування ЛД для ступенів ВК обмежуються дифузорами, середня лінія яких описана дугою кола спільно з аеродинамічним профілем С-4. Даний метод проектування є геометричним та не враховує параметри газового потоку перед ЛД, властивостей газу та густоти лопаткової решітки. Саме тому створення методу профілювання ЛД, який ґрунтується на аналізі закрученої течії стиснутого газу з урахуванням в'язкості в приміжевому шарі є актуальною та практично важливою задачею.

Зв'язок з науковими програмами, планами та темами. Дисертаційна робота виконувалася відповідно до планів науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт Спеціального конструкторського бюро ПАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе» та згідно з бюджетними темами підприємства по створенню нового обладнання протягом 2010÷2014 рр.

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є створення нового методу профілювання вискоєфективних ЛД для ВК, який ґрунтується на розв'язанні зворотної задачі газодинаміки при заданому розподілі швидкостей на поверхнях лопаток дифузора.

Для реалізації поставленої мети необхідно було розв'язати такі задачі:

- створення математичної моделі течії газу в міжлопатковому просторі ЛД з заданим розподілом швидкостей;
- розроблення прикладного програмного продукту для визначення геометричних параметрів профілю лопатки дифузору;
- експериментальне визначення інтегральних газодинамічних характеристик проміжного ступеня ВК;
- проведення розрахунково-теоретичних досліджень;
- проведення числового дослідження течії газу в міжлопатковому просторі ЛД засобами розрахункової гідродинаміки.

Об'єкт дослідження – ЛД із заданим розподілом швидкостей на поверхнях лопаток.

Предмет дослідження – процес течії газу в міжлопатковому просторі ЛД.

Методи дослідження – розрахунково-теоретичне дослідження; розрахункове моделювання течії газового потоку в міжлопатковому просторі дифузора засобами розрахункової гідродинаміки; експериментальне дослідження ефективності ступеня ВК.

Розрахунково-теоретичне дослідження течії газу в міжлопатковому просторі ЛД проводилося на основі класичних законів фізики в розділі механіки рідини та газів.

Експериментальні дослідження містили отримання інтегральних газодинамічних характеристик ступеня ВК для підтвердження правильності обраних налаштувань числового моделювання течії газу в ПЧ ВК.

Експериментальні дослідження ефективності ступеня ВК відповідає загальновизнаній методиці проведення газодинамічних випробувань, яка забезпечує допустиму похибку визначення інтегральних газодинамічних характеристик ступеня.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Створений новий метод розрахунку геометричних параметрів ЛД із заданим розподілом швидкостей на поверхнях лопаток, який дозволяє збільшити ефективність ЛД у 80% діапазону роботи порівняно з дифузорею, середня лінія лопатки якого виконана за дугою кола.
2. Вперше визначені оптимальні геометричні параметри для профілювання вискоєфективних ЛД із заданим розподілом швидкостей на поверхнях лопатки.
3. Вставлено, що ЛД із значенням густоти лопаткової решітки – 1,5 та шириною міжлопаткового простору - $1,2 \cdot b_2$ має максимальну ефективність.
4. Виявлений зв'язок між розміщенням вихідної кромки лопаток ЛД із його газодинамічними характеристиками, а саме, досягнення мінімальних значень втрат можливе при $t_4=1,425 \cdot r_2$, а при $t_4=1,5 \cdot r_2$ коефіцієнт відновлення статичного тиску має максимальне значення.
5. Доведено, що застосування аеродинамічного профілю С-4 дозволяє підвищити ефективність ЛД на режимах роботи із максимальною витратою порівняно з лопатками сталої товщини.

Обґрунтованість і достовірність результатів дослідження підтверджується коректною постановкою наукових завдань, використанням вимірювальних приладів з точністю, достатньою для газодинамічних досліджень, а також вибором загальновизнаної у компресорній практиці методики проведення експерименту та аналізу експериментальних даних, застосуванням під час проведення числового дослідження течії газу в ЛД загальноприйнятих у компресорній практиці вимог до розрахункової сітки та моделі течії.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Застосування запропонованого методу разом із рекомендаціями щодо проектування дозволяє профілювати вискоєфективні ЛД.
2. Розраховані параметри потоку на виході з ЛД та отримані дані про структуру потоку в міжлопатковому просторі дозволяють узгодити роботу елементів ПЧ ступеня ВК, тим самим підвищити його ефективність згідно до технічних умов його роботи.

3. За допомогою запропонованого методу було проведено профілювання ЛД для першого ступеня холодильного ВК станції охолодження газу для компресорної станції «Ямбургська».

4. Результати дисертаційної роботи впроваджені в ПАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе» та в навчальному процесі СумДУ.

Особистий внесок здобувача. У написаних у співавторстві наукових публікаціях, які відображають основні результати, отримані в процесі виконання дисертаційної роботи, здобувачу належить:

- аналіз науково-технічної інформації по темі дослідження;
- обґрунтування доцільності проведення досліджень ЛД, спрямованих на визначення структури потоку в міжлопатковому просторі лопаткової решітки;
- розроблення метода розрахунку профілю лопатки з урахуванням заданого розподілу швидкостей на її поверхнях;
- експериментальне визначення інтегральних газодинамічних характеристик модельного ступеня;
- верифікація розробленої методики числового моделювання течії газу в ПЧ модельного ступеня за наявних експериментальних газодинамічних характеристик;
- розроблення різних варіантів ЛД та подальше моделювання процесу течії газу в міжлопатковому просторі дифузора;
- оброблення результатів числового моделювання течії газу в ПЧ ступеня ВК засобами розрахункової гідродинаміки.

Постановка мети та задач дослідження, вибір методів дослідження та аналіз отриманих результатів виконані разом з науковим керівником к.т.н., проф. Калінкевичем М. В.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати роботи доповідалися та обговорювалися на: VI Міжнародній науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету (м. Суми, Україна, 2008); всеукраїнській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, Україна, 2010); VI Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (м. Одеса, Україна, 2009); VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Сталий розвиток і штучний холод» (м. Одеса, Україна, 2012); 7th International Conference on Compressors and their System (London, UK, 2011); 8th International Conference on Compressors and their System (London, UK, 2013); 8th International Conference on Compressors and Coolants (Papernicka, Slovakia, 2013).

Публікації. Основні результати дисертації відображені в 8 статтях, 5 з яких опубліковані в журналах, затверджених положенням МОН України, 1 – в журналі, який входить до наукометричних баз ВІНІТІ РАН (м. Москва),

Electronic Journals Library, Google Scholar та 2 у збірниках праць міжнародних конференцій (з них 1 реферується у Scopus). Результати дисертації додатково відображені у 5 тезах доповідей.

Структура та об'єм дисертації. Робота містить вступ, чотири розділи та список використаних джерел. Повний об'єм дисертації 144 сторінки, у тому числі 88 рисунки, 39 таблиць, бібліографія зі 98 джерел на 10 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність проведеної роботи, яка спрямована на підвищення економічності ВК, зокрема, актуальність дослідження течії газу в ЛД ступеня ВК. Визначений зв'язок роботи з науковими програмами, сформульована мета проведення досліджень та завдань, які вирішуються для її досягнення. Вказана наукова новизна та практична значимість отриманих результатів, представлена інформація про апробацію роботи та публікації за темою дисертації.

У першому розділі наведені результати огляду науково-технічної літератури щодо дослідження ефективності ЛД та методів їх профілювання.

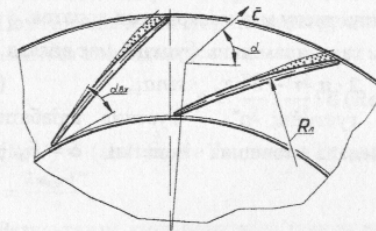


Рисунок 1. Схема течії газу в лопатковому дифузорі, з середньою лінією, виконаною за дугою кола

Аналіз науково-технічної літератури свідчить, що більшість результатів експериментальних та числових досліджень ефективності ЛД представлені для дифузорів, середня лінія лопаток яких виконана за дугою кола. Метод проектування даних дифузорів ґрунтується на геометричному принципі, форма лопатки не залежить від параметрів потоку, властивостей робочого

середовища та густоти лопаткової решітки. Практично на всіх режимах роботи в даних ЛД присутні відриви потоку від передньої поверхні лопатки (рис. 1). Результатом такого виду досліджень є рекомендації щодо вибору значень геометричних параметрів дифузора, виходячи з умови максимальної ефективності перетворення динамічного напору в статичний на номінальному режимі роботи ступеня. Дані роботи проводилися різними авторами (R. Hunziker, W. N. Dawes, Гальоркіним Ю.Б., Капелькіним Д.А. та ін.) та не мають системного підходу. Тому одержані рекомендації не охоплюють увесь діапазон використання ЛД.

Виконаний аналіз підкреслює необхідність комплексного дослідження структури потоку в ЛД, фізичних моделей процесів течії газу в ЛД та створення методу розрахунку термодинамічних параметрів потоку газу в ЛД на основі інтегральних залежностей, що дозволить значно зменшити час проектування, необхідного для профілювання високоефективних ЛД.

У другому розділі представлена математична модель удосконаленого методу проектування ЛД. Описана методика проведення числового експерименту засобами розрахункової гідродинаміки.

Аналітичне розв'язання зворотної задачі газодинаміки виконується на основі спільного розв'язання рівнянь моменту імпульсу, стану та нерозривності газового потоку.

Рівняння моменту імпульсу для струменя струму має вигляд:

$$r_{\text{вх}} \cdot \lambda_{\text{вх}} \cdot \cos \alpha_{\text{вх}} - r_i \cdot \lambda_i \cdot \cos \alpha_i = \frac{b \cdot z_{\text{л}}}{m \cdot a_{\text{кр}}} \cdot \frac{r_i}{r_{\text{вх}}} \Delta P \cdot r \cdot dr, \quad (1)$$

де $r_{\text{вх}}$ та r_i – радіус розміщення вхідної кромки лопатки та поточне значення радіусу; λ_i та $\lambda_{\text{вх}}$ – поточний коефіцієнт швидкості та коефіцієнти швидкості перед лопаткою ЛД; α_i та $\alpha_{\text{вх}}$ – поточний кут потоку та кут потоку перед ЛД; b – ширина дифузора; m – масова витрата; $z_{\text{л}}$ – кількість лопаток у ЛД; $a_{\text{кр}}$ – критична швидкість газу; ΔP – зміна тиску між поверхнями лопаток.

Рівняння витрати з використанням газодинамічних функцій має вигляд:

$$m = \lambda \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot a_{\text{кр}} \cdot \rho^* \cdot \sigma \cdot b \cdot 2 \cdot \pi \cdot r - \delta \cdot z_{\text{л}} \cdot \sin \alpha_i, \quad (2)$$

де $\varepsilon \lambda$ – газодинамічна функція густини; ρ^* – густина адіабатично загальмованого потоку; δ – приведена товщина лопатки, $\delta = \delta_{\text{л}} + \delta^*$; σ – функція втрати повного тиску.

Рівняння стану:

$$P = z \cdot R \cdot T \cdot \rho, \quad (3)$$

де z – коефіцієнт стиснення; R – газова стала; T – статична температура; ρ – густина;

Зміна функції втрат повного тиску у міжлопатковому просторі ЛД:

$$\sigma = f r_i, \quad (4)$$

Розподіл коефіцієнта швидкості на передній поверхні лопатки визначається співвідношенням:

$$\lambda_{\text{пер}i} = \lambda_{\text{вх}} \cdot 1 + \frac{l_i - l_1 \cdot 2 + H_s \cdot -f_s}{\delta_{\text{вх}}^{**}} \cdot \frac{1}{2 + H_s}, \quad (5)$$

де l_i – поточна відносна довжина лопатки; H_s і f_s – критичні значення формпараметрів; $\delta_{\text{вх}}^{**}$ – товщина втрати імпульсу на вхідній ділянці довжиною l_1 .

Розв'язання системи рівнянь (1) та (2) виконується методом послідовних наближень. Визначений інтеграл у рівнянні (1) визначається чисельно, методом центральних прямокутників.

Характер зміни тиску між поверхнями лопаток приймається лінійним:

$$\Delta P = P_{\text{пер}} - P_{\text{зад}} = P_{\text{вх}}^* \cdot [\pi(\lambda_{\text{пер}}) - \pi(\lambda_{\text{зад}})], \quad (6)$$

де $P_{\text{пер}}$ та $P_{\text{зад}}$ – відповідно статичний тиск на передній та задній поверхнях лопатки; $\pi(\lambda)$ – газодинамічна функція тиску.

Область примежового шару замінюється товщиною витіснення, яка визначається співвідношенням:

$$\delta^* = H_s \cdot \delta^{**}. \quad (7)$$

Відносна товщина втрати імпульсу визначається виразом:

$$\bar{\delta}^{**} = 0,0159 \cdot Re^{-1,15} \cdot \lambda^{-3,55} \cdot \left(\int_0^{\bar{l}} \lambda^4 d\bar{l} \right)^{0,85}, \quad (8)$$

де $Re = \frac{c \cdot l}{v}$ – число Рейнольдса.

Критичне значення формпараметру, що характеризує відрив потоку від поверхні лопатки дорівнює $f_s = -0,02$.

Поточне значення формпараметру для довільної ділянки поверхні лопатки визначається співвідношенням:

$$f = \frac{\delta^{**}}{\lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\bar{l}} \cdot G(Re^{**}), \quad (9)$$

де $G(Re^{**}) = (Re^{**})^{\frac{1}{6}}$; Re^{**} – число Рейнольдса для товщини втрати імпульсу, $Re^{**} = \frac{\lambda \cdot a_{\text{кр}} \cdot \delta^{**}}{v}$.

Результатом спільного розв'язання рівнянь 1 і 2 для ряду перетинів від входу до виходу ЛД є розподіл середньо витратних кутів потоку та коефіцієнтів швидкості вздовж лопатки. На підставі цих даних визначаються геометричні параметри лопатки та розподіли швидкостей на її поверхнях.

Критеріями ефективності для ЛД є: коефіцієнт втрат і коефіцієнт відновлення статичного тиску.

Коефіцієнт втрат визначається співвідношенням:

$$\zeta = \frac{P_3^* - P_4^*}{P_3^* - P_3}, \quad (10)$$

де P_3^* і P_4^* – адіабатично загальмований тиск перед і за лопатковою решіткою ЛД; P_3 – статичний тиск газового потоку перед ЛД.

Коефіцієнт відновлення статичного тиску визначається співвідношенням:

$$c_p = \frac{P_4 - P_3}{P_3^* - P_3}, \quad (11)$$

де P_4 – статичний тиск газового потоку за лопатками ЛД.

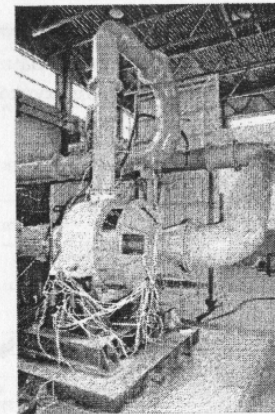
Умовний коефіцієнт витрати визначається виразом:

$$\Phi_0 = \frac{4 \cdot \bar{V}_0}{\pi \cdot D_2^2 \cdot U_2}, \quad (12)$$

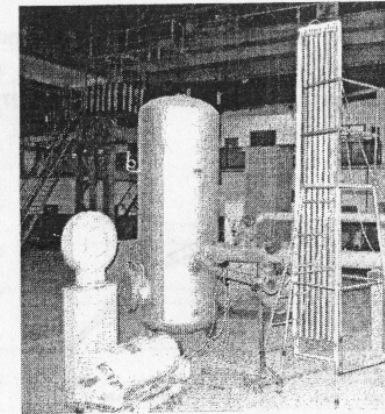
де $\bar{V}_0$ – об'ємна витрата газу перед РК; D_2 – зовнішній діаметр РК; U_2 – колова швидкість на виході із РК.

Моделювання процесу течії газу в ПЧ ступеня ВК та визначення ефективності спроектованих ЛД проводиться засобами розрахункової гідродинаміки за допомогою прикладного програмного комплексу ANSYS CFX. Течія газу в елементах ПЧ ступеня ВК моделюється при значеннях чисел Рейнольдса $Re > 10^5$ і чисел Маха в діапазоні значень 0,2–0,8. Виходячи із зазначених параметрів потоку та з урахуванням закрутки газового потоку в ПЧ ступеня доцільно використовувати SST модель турбулентності. Застосування даної моделі висуває жорсткі вимоги до якості розрахункової сітки біля стінок ПЧ, безрозмірний критерій товщини першого шару має відповідати вимозі $Y^+ < 2$. На розрахункову область були накладені такі граничні умови: вхід – встановлювалися параметри адіабатично загальмованого потоку: тиск і температура; вихід – частка масової витрати, переміщуваного через сегмент розрахункової області. Результати числового моделювання оброблялись за допомогою Post процесора. Для розрахунку інтегральних характеристик досліджуваних дифузорові визначалися параметри потоку до і після лопаткової решітки дифузора (P_3, P_3^*, P_4, P_4^*). Для аналізу течії в міжлопатковому просторі визначався розподіл параметрів на поверхнях лопатки.

У третьому розділі наведена інформація про експериментальні установки для тарування пневмометричних засобів вимірювання адіабатично загальмованого потоку (трубок повного тиску з протоком) та проведення експериментального визначення ефективності ступеня ВК, рис. 2. Представлені: програма досліджень, інформація про комплекс вимірювальних засобів, методики обробки експериментальних даних та результати визначення похибок експерименту.



а)



б)

Рисунок 2. Експериментальні стени: а) аеродинамічний стенд АД – 400; б) стенд статичних продувок

Використані експериментальні установки мають відкритий тип контура циркуляції робочого середовища.

Конструктивні параметри досліджуваного ступеня: діаметр РК $D_2 = 460$ мм, відносна ширина РК $b_2 = 0,0319$, кут нахилу покривного диску РК $\theta = 9^\circ$, відношення радіусів розміщення вхідної кромки лопатки ЛД та вихідної кромки лопатки РК $\frac{r_3}{r_2} = 1,14$; кут розміщення вхідної кромки лопатки РК $\beta_{\lambda_1} = 30^\circ$, кут розміщення вихідної кромки лопатки РК $\beta_{\lambda_2} = 104^\circ$, кількість лопаток РК $z_{12} = 25$, кут розміщення вхідної кромки лопатки ЛД $\alpha_{\lambda_3} = 22^\circ$, кут розміщення вихідної кромки лопатки ЛД $\alpha_{\lambda_4} = 37^\circ$, кількість лопаток ЛД $z_{34} = 21$, кут розміщення вхідної кромки лопатки ЗНА $\alpha_{\lambda_5} = 24^\circ$, кут розміщення вихідної кромки лопатки ЗНА $\alpha_{\lambda_6} = 90^\circ$, кількість лопаток ЗНА $z_{56} = 16$, відносна ширина міжлопаткового простору ЛД $b_3 = 1,05 \cdot b_2$.

У четвертому розділі представлені результати верифікації розрахункової моделі проточної частини ЦК з ЛД, реалізованої у прикладному програмному комплексі ANSYS CFX. Засобами розрахункової гідродинаміки визначені газодинамічні характеристики ЛД, спроектовані різними методами (із заданим розподілом швидкостей та дифузоров, середня лінія лопатки якого виконана за дугою кола). Виявлений вплив різноманітних геометричних параметрів ЛД на їх ефективність. Проведений аналіз структури газового потоку на різних режимах роботи ЛД.

На рис. 3. наведене порівняння інтегральних газодинамічних характеристик проміжного ступеня ВК, з ЛД в ПЧ. Інтегральні газодинамічні характеристики отримані експериментально та засобами розрахункової гідродинаміки.

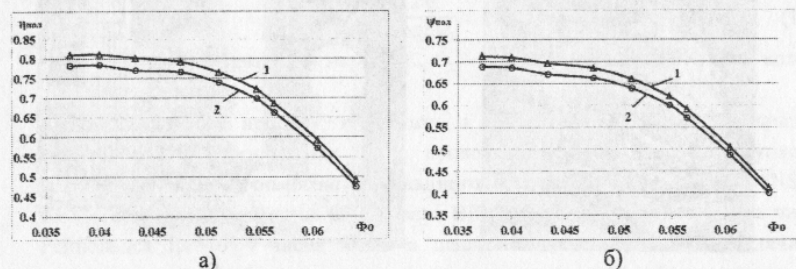


Рисунок 3. Порівняння залежностей значень інтегральних газодинамічних характеристик: а) політропного коефіцієнта корисної дії ($\eta_{пол}$) від умовного коефіцієнту витрати (Φ_o); б) коефіцієнта політропного напору ступеня ($\psi_{пол}$) від умовного коефіцієнту витрати (Φ_o). 1 – числове моделювання; 2 – фізичний експеримент

Відмінність значень політропного коефіцієнту корисної дії та політропного напору ступеня, отриманих різними способами, мають еквідистантний характер. Завищення значень інтегральних параметрів ефективності, отриманих засобами розрахункової гідродинаміки, не перевищує 3–4 % та обумовлене припущеннями, зробленими при моделювання течії газу в ПЧ ступеня, що досліджується. Оскільки характеристики ступеня співпадають, то інтегральні характеристики елементів ПЧ ступеня отримані в ANSYS CFX також будуть наближеними до дійсних.

Запропонований метод профілювання вискоефективних ЛД дозволяє визначити газодинамічні параметри потоку в міжлопатковому просторі дифузора. Розподіл статичних тисків вздовж поверхонь лопатки дифузора, отриманих засобами розрахункової гідродинаміки та запропонованим методом, представлений на рис. 4. Розбіжність між тисками не перевищує 3%. Розподіл статичного тиску на вхідному ребрі, лопатки отриманий засобами розрахункової гідродинаміки, має складну форму, яка пояснюється стисненням потоку на вході в лопаткову решітку дифузора.

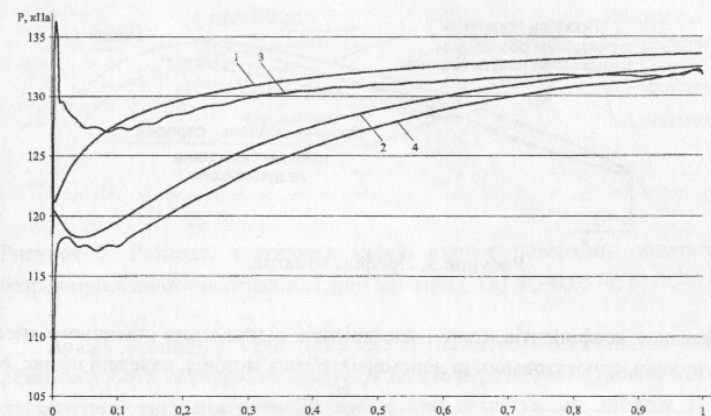


Рисунок 4. Розподіл статичного тиску вздовж безрозмірної довжини середньої лінії лопатки (l): 1 – на передній поверхні лопатки, отриманий запропонованим методом; 2 – на задній поверхні лопатки, отриманий запропонованим методом; 3 – на передній поверхні лопатки, отриманий в ANSYS CFX; 4 – на задній поверхні лопатки, отриманий в ANSYS CFX

Моделювання течії повітряного потоку для всіх моделей ЛД проводилося не менш, ніж для 6 режимів роботи двухланкового ступеня, які відрізнялися значеннями витрати газу. Значення чисел Рейнольдса та Маха на вході в лопаткову решітку дифузора містяться в діапазонах $Re=(2,3\div3,2)\cdot 10^5$ та $M_{сз}=(0,28\div0,51)$. Умовне число Маха в ступені дорівнює $M_{u2}=0,6$. Засобами розрахункової гідродинаміки було проведено дослідження впливу метода профілювання, форми профілю лопатки, густоти лопаткової решітки, ширини дифузора та радіальної протяжності лопаток на значення газодинамічних характеристик дифузора.

Для виключення зворотного впливу лопаткової решітки дифузора на вхідні дані для проектування ЛД із заданим розподілом швидкостей на поверхнях лопатки було проведено додаткове моделювання течії газу в двухланковому ступені ВК, який мистив РК та БЛД.

Зіставлення ефективності дифузора з заданим розподілом швидкостей та дифузора, середня лінія лопатки якого виконана за дугою кола. Відмінність профілів лопаток дифузоров, спроектованих різними методами, представлена на рис. 5.

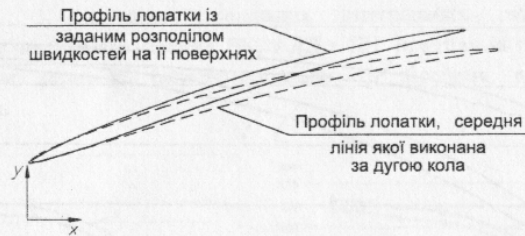


Рисунок 5. Профілі лопаток.

Значення коефіцієнтів втрат і коефіцієнтів відновлення статичного тиску для дифузорів, спроектованих за допомогою різних методів, наведені на рис. 6.

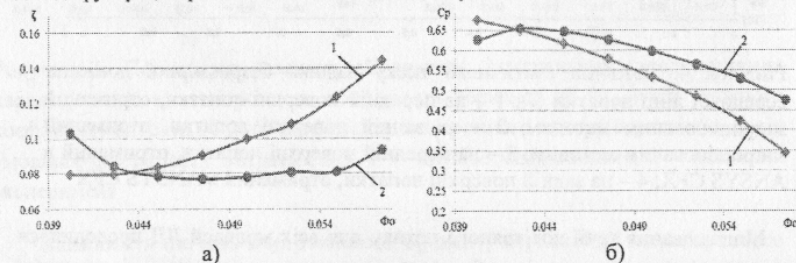


Рис. 6 – Інтегральні газодинамічні характеристики ЛД: а) – залежність коефіцієнтів втрат ЛД (ζ) від умовного коефіцієнту витрати (Φ_0); б) залежність коефіцієнтів відновлення статичного тиску в ЛД (c_p) від умовного коефіцієнту витрати (Φ_0). 1 – середня лінія лопатки виконана за дугою кола; 2 – заданий розподіл швидкостей на поверхнях лопатки

Із рис. 6 (а) видно, що ЛД, спроектований із заданим розподілом швидкостей, є ефективнішим на номінальному режимі ($\Phi_0=0,0502$) на 28%, а також на всіх режимах із продуктивністю більшою за номінальну (при $\Phi_0=0,0574$ на 54%). Коефіцієнт відновлення статичного тиску ЛД, спроектованого з використанням запропонованого методу, має більші значення на номінальному режимі (9%) та на всіх режимах максимальної продуктивності (на 21% при $\Phi_0=0,0574$), рис. 5 (б).

На рис. 7 представлений розподіл статичного тиску на поверхнях лопаток на різних режимах обтікання газовим потоком лопаток дифузора, спрофілюваних за допомогою різних методів.

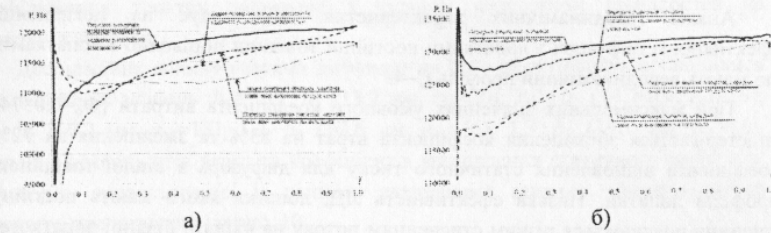


Рисунок 7. Розподіл статичних тисків вздовж поверхонь лопатки вздовж безрозмірної довжини середньої лінії лопатки (). а) $\Phi_0=0,0574$; б) $\Phi_0=0,0502$

Аналіз розподілу статичного тиску на поверхнях лопаток для різних режимів роботи за витратою вказує на те, що перетворення динамічного напору в статичний тиск відбувається краще при застосуванні лопаток із заданим розподілом швидкостей на її поверхнях. При значенні умовного коефіцієнта витрати $\Phi_0=0,0574$ перевищення значення статичного тиску на виході із ЛД з заданим розподілом швидкостей сягає значень 520 Па та 225 Па для режиму роботи з $\Phi_0=0,0502$ порівняно з дифузором, у якого середня лінія лопатки виконана за дугою кола.

Аналіз газодинамічних характеристик ЛД, спроектованих різними методами, показав, що покращення ефективності роботи дифузора з заданим розподілом швидкостей відбувається у діапазоні значень умовного коефіцієнту витрати $\Phi_0=0,0435 \div 0,0574$, яке складає 80% від усього діапазону роботи ЛД.

Дослідження впливу форми лопатки на ефективність ЛД. Для порівняння були використані два типи профілю. Перший – симетричний аеродинамічний профіль С-4, другий – профіль сталої товщини ($\delta_s=6$ мм). Залежності коефіцієнтів втрат та коефіцієнтів відновлення статичного тиску для дифузорів із різними типами профілю представлені на рис. 8.

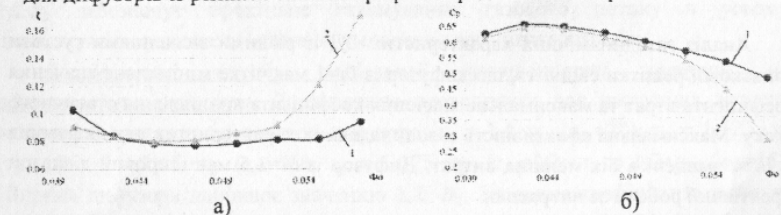


Рисунок 8. Інтегральні газодинамічні характеристики ЛД: а) – залежність коефіцієнтів втрат ЛД (ζ) від умовного коефіцієнту витрати (Φ_0); б) залежність коефіцієнту відновлення статичного тиску в ЛД (c_p) від умовного коефіцієнту витрати (Φ_0). 1 – аеродинамічний профіль С-4; 2 – лопатка сталої товщини

Аналіз газодинамічних характеристик ЛД вказує на погіршення ефективності дифузора з лопатками постійної товщини порівняно з лопатками, які мають аеродинамічний профіль С-4.

При максимальних значеннях умовного коефіцієнта витрати ($\Phi_0=0,0574$) спостерігається збільшення коефіцієнта втрат на 83% та зменшення на 72% коефіцієнта відновлення статичного тиску для дифузора з сталої товщиною профілю лопатки. Низька ефективність ЛД, лопатки якого мають постійну товщину пояснюється різким стисненням потоку на вхідній ділянці лопаткової решітки дифузора.

Дослідження впливу густоти лопаткової решітки на ефективність ЛД. Дослідження впливу густоти лопаткової решітки на ефективність дифузоров, спроектованих з урахуванням заданого розподілу швидкостей на поверхнях лопатки, проводилися для наступних значень l/t : 1,0 ($z_{34}=12$); 1,25 ($z_{34}=16$); 1,5 ($z_{34}=19$); 1,75 ($z_{34}=23$); 2,0 ($z_{34}=27$). Значення коефіцієнтів втрат та коефіцієнтів відновлення статичного тиску для дифузоров із різними значеннями густоти лопаткової решітки, представлені на рис. 9.

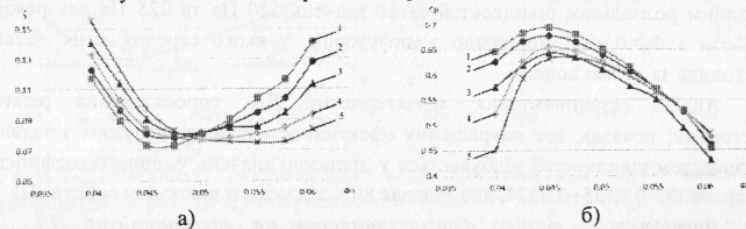


Рисунок 9. Інтегральні газодинамічні характеристики ЛД: а) – коефіцієнти втрат ЛД (ζ) від умовного коефіцієнту витрати (Φ_0); б) коефіцієнти встановлення статичного тиску в ЛД (c_p) від умовного коефіцієнту витрати (Φ_0). 1 – $l/t=1$; 2 – $l/t=1,25$; 3 – $l/t=1,5$; 4 – $l/t=1,75$; 5 – $l/t=2$

Аналіз газодинамічних характеристик ЛД із різними значеннями густоти лопаткової решітки свідчить, що дифузор із $l/t=1$ має чітке мінімальне значення коефіцієнта втрат та максимальне значення коефіцієнта відновлення статичного тиску. Максимальна ефективність газодинамічних характеристик для дифузоров із $l/t=1$ змінені в бік менших витрат. Дифузор із $l/t=1,5$ має широкий діапазон ефективної роботи за витратою.

Дослідження впливу ширини дифузора на його ефективність. Значення кута газового потоку перед ЛД, залежить від площі в перетині 3-3. Перед дослідженням впливу ширини дифузора на ефективність ЛД були проведені додаткові дослідження, спрямовані на визначення початкових даних для

профілювання лопаток дифузоров з заданим розподілом швидкостей на поверхнях лопаток.

Дослідження впливу ширини дифузора на його ефективність проводилися для наступних значень: $b_3=0,9 \cdot b_2$ ($13,2 \text{ мм}$, $z_{34}=20$); $1,0 \cdot b_2$ ($14,7 \text{ мм}$, $z_{34}=18$); $1,1 \cdot b_2$ ($16,2 \text{ мм}$, $z_{34}=18$); $1,2 \cdot b_2$ ($17,6 \text{ мм}$, $z_{34}=16$); $1,3 \cdot b_2$ ($19,1 \text{ мм}$, $z_{34}=16$). Значення коефіцієнтів втрат та коефіцієнтів відновлення статичного тиску для дифузоров, спроектованих із різними значеннями ширини міжлопаткового простору, представлені на рис. 10.

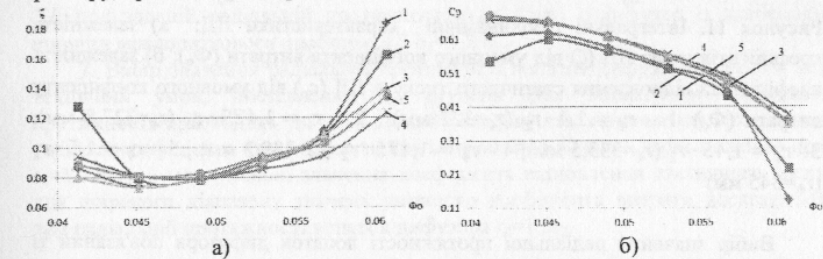


Рисунок 10. Інтегральні газодинамічні характеристики ЛД: а) – залежність коефіцієнтів втрат ЛД (ζ) від умовного коефіцієнту витрати (Φ_0); б) залежність коефіцієнтів відновлення статичного тиску в ЛД (c_p) від умовного коефіцієнту витрати (Φ_0). 1 – $0,9 \cdot b_2$ ($13,2 \text{ мм}$); 2 – $1,0 \cdot b_2$ ($14,7 \text{ мм}$); 3 – $1,1 \cdot b_2$ ($16,2 \text{ мм}$); 4 – $1,2 \cdot b_2$ ($17,6 \text{ мм}$); 5 – $1,3 \cdot b_2$ ($19,1 \text{ мм}$)

Аналіз коефіцієнтів втрат ЛД із різними варіантами висоти лопаток показує, що дифузор із значенням ширини каналу, що дорівнює $1,2 \cdot b_2$ має більш широкий діапазон за витратою ефективної роботи дифузора. У діапазоні значень умовного коефіцієнта витрати $\Phi_0=0,049 \div 0,0607$ ЛД із $1,2 \cdot b_2$ має мінімальні значення коефіцієнта втрат серед досліджуваних дифузоров. ЛД із $1,2 \cdot b_2$ забезпечує ефективне гальмування газового потоку в усьому досліджуваному діапазоні значень умовного коефіцієнта витрати.

Дослідження впливу радіальної протяжності лопаток на ефективність дифузора. Дослідження проводилися для наступних значень радіальної протяжності лопаток дифузора: $r_4 = 1,4 \cdot r_2$ ($z_{34}=20$); $r_4 = 1,425 \cdot r_2$ ($z_{34}=19$); $r_4 = 1,45 \cdot r_2$ ($z_{34}=19$); $r_4 = 1,475 \cdot r_2$ ($z_{34}=16$); $r_4 = 1,5 \cdot r_2$ ($z_{34}=15$). Ширина дифузора дорівнює значенню $1,2 \cdot b_2$. Значення коефіцієнтів втрат та коефіцієнтів відновлення статичного тиску для дифузоров із різними значеннями радіальної протяжності лопаток представлені на рис. 11.

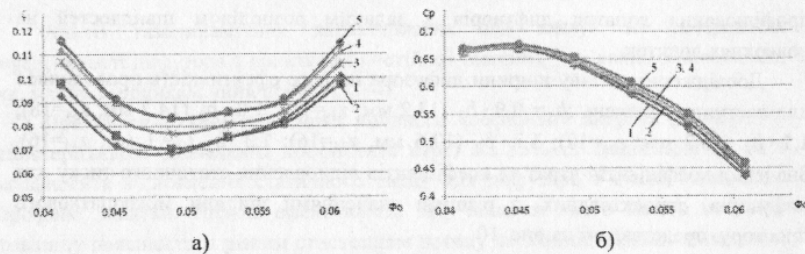


Рисунок 11. Інтегральні газодинамічні характеристики ЛД: а) залежність коефіцієнтів втрат ЛД (ζ) від умовного коефіцієнта витрати (Φ_0); б) залежність коефіцієнтів відновлення статичного тиску в ЛД (c_p) від умовного коефіцієнту витрати (Φ_0). 1 – $r_4 = 1,4 \cdot r_2$ ($r_4=322$ мм); 2 – $r_4 = 1,425 \cdot r_2$ ($r_4=327,8$ мм); 3 – $r_4 = 1,45 \cdot r_2$ ($r_4=333,5$ мм); 4 – $r_4 = 1,475 \cdot r_2$ ($r_4=339,3$ мм); 5 – $r_4 = 1,5 \cdot r_2$ ($r_4=345$ мм)

Вибір значення радіальної протяжності лопаток дифузора пов'язаний із технічними вимогами, для ступеня ВК; досягнення мінімальних значень втрат можливе при $r_4 = 1,425$, а при $r_4 = 1,75 \div 1,5$ досягаються максимальні значення коефіцієнта відновлення статичного тиску.

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

У роботі вирішена важлива науково-практична задача створення методу профілювання високоефективних ЛД для ВК.

Основні результати і висновки роботи полягають у наступному:

1. Запропонований метод розв'язання зворотної задачі газодинаміки дозволяє виконувати профілювання ЛД із заданим розподілом швидкостей з достатньою для технічних розрахунків точністю. Розходження між проектними параметрами потоку та розрахунковими не перевищують 3%.

2. Застосування ЛД, спроектованого запропонованим методом, дозволяє підвищити ефективність роботи майже в усьому діапазоні режимів роботи (80% діапазону за умовним коефіцієнтом витрати). На номінальному режимі роботи ступеня ВК зниження значення коефіцієнта втрат у спроектованому дифузоре порівняно з традиційним складає 13%, а перевищення значень коефіцієнта відновлення статичного тиску – 10%.

3. Аналіз розподілу статичного тиску на поверхнях лопаток, спрофільованих за допомогою різних методів вказує на те, що дифузор з заданим розподілом швидкостей перетворює динамічний напір на передній та задній поверхнях лопаток у статичний тиск на номінальному режимі та режимі з максимальною витратою робочого середовища ефективніше, ніж дифузор, середня лінія лопатки якого виконана за дугою кола.

4. Застосування аеродинамічного профілю С-4 для ЛД з заданим розподілом швидкостей дозволяє на 88% знизити значення коефіцієнту втрат і на 72% підвищити коефіцієнт відновлення статичного тиску на режимі із максимальною витратою порівняно з дифузорею, у якого лопатки мають сталу товщину.

5. Максимальна ефективність ЛД отримана при значенні густоти лопаткової решітки $l/t=1,5$.

6. Найбільш ефективними за значенням коефіцієнта відновлення статичного тиску та коефіцієнта втрат у широкому діапазоні режимів роботи ЛД при заданій радіальній протяжності ($r_4=1,45 \cdot r_2$) є дифузори із значенням ширини міжлопаткового простору ЛД $b_3=1,2 \cdot b_2$.

7. Вибір значення радіальної протяжності лопаток дифузора залежить від технічних умов, поставлених до ступеня ВК. Збільшення радіальної протяжності призводить до збільшення коефіцієнта відновлення статичного тиску та коефіцієнта втрат. Досягнення мінімальних значень втрат можливе при $r_4=1,425 \cdot r_2$, а максимальні значення коефіцієнта відновлення статичного тиску для широкого діапазону значень умовного коефіцієнта витрати досягаються при радіальній протяжності лопаток дифузора $r_4=1,5 \cdot r_2$.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

- 1.Калинкевич Н.В. Методика проектирования лопаточных диффузоров центробежных компрессоров по задаваемому распределению скоростей [Текст] / Н.В. Калинкевич, А.А. Обухов, В.Ф. Нефедченко. – Холодильная техника и технология. – 2009. – №6 (122). – С. 16-19.
Особистий внесок: розробка методу проектування лопаткових дифузорів для відцентрових компресорів.
- 2.А. Smirnov. Centrifugal refrigeration compressor design [Text] / Smirnov A., M. Kalinkevych, O. Obukhov, O. Shcherbakov. – Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2013. – №1(31). – С. 25 – 28.
Особистий внесок: проектування лопаткового дифузору для першого ступеня холодильного відцентрового компресора.
- 3.Смирнов А.В. Применение коммерческих CFD программных комплексов для определения газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней [Текст]/ А.В. Смирнов, А.А. Обухов, И.Н. Зинченко. – Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2013. – №1(31). – С. 7 – 11.
Особистий внесок: розробка методу числового моделювання течії газу в елементах проточної частини відцентрового ступеня і його верифікація з результатами модельних випробувань.
- 4.Смирнов А.В. Аэродинамический стенд для исследований модельных ступеней центробежных компрессоров [Текст]/ А.В. Смирнов, А.М. Борошенко, А.А. Обухов, М.Н. Удод. – Вісник Сумського державного університету. – 2012 – №2. – С. 66 – 71.

Особистий внесок: розробка конструкції аеродинамічного стенду. Видача рекомендацій щодо його оснащення вимірювальними засобами. Проведення експериментального дослідження.

5. Смирнов А.В. Экспериментальное исследование эффективности лопаточного диффузора высоконапорной центробежной ступени [Текст]/ А.В. Смирнов, Н.В. Калинин, А.А. Обухов – Холодильна техніка і технологія. – 2012. – С. 404-406.

Особистий внесок: експериментальні дослідження.

6. Обухов А.А. Анализ газодинамических характеристик диффузоров с задаваемым распределением скоростей на поверхностях лопаток [Текст]/ А.А. Обухов. – Технические газы. – 2015. – С. 37 – 45.

Особистий внесок: проектування лопаткових дифузори. Аналіз газодинамічних характеристик. Формування висновків.

7. M. Kalinkevych. The design of vaned diffuser of centrifugal compressors based on the given velocity distribution [Text] / M. Kalinkevych, A. Smirnov, O. Obukhov, A. Skorik. – 7th International Conference on Compressors and their System. – London, UK. – 2011. – P. 61-69.

Особистий внесок: аналіз різних методів проектування лопаткових дифузори, формування висновків.

8. M. Kalinkevych. Numerical and experimental investigation of the efficiency of centrifugal compressor [Text]/ M. Kalinkevych, A. Smirnov, O. Obukhov. – 8th International Conference on Compressor sand their System. – London.UK. – 2013. – P. 649-659.

Особистий внесок: експериментальне дослідження ефективності відцентрового ступеня та числове моделювання течії газу в лопатковому дифузори.

9. A. Smirnov. Numerical investigation of the efficiency of high pressure ratio centrifugal compressor stage elements [Text]/A. Smirnov, O. Obukhov, O. Gusak, O. Startcheva. – 8th International Conference on Compressors and Coolants- Papernicka.Slovakia. – 2013. P. 20-28.

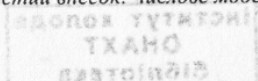
Особистий внесок: числове моделювання процесу течії в елементах проточної частини відцентрового ступеня, аналіз отриманих даних.

10. Калинин Н.В. Проектирование центробежного компрессора со сменными проточными частями [Текст]/ Н.В. Калинин, А.А. Обухов. – Тези доповідей 6-ї міжнародної науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів інженерного факультету. – Суми. – 2008. С. 41.

Особистий внесок: проектування проточних частин для відцентрового компресора із широким діапазоном зміни відношення тисків.

11. Обухов А.А. Выбор и оптимизация элементов конструкции холодильного компрессора СОГ-4 КС «Ямбургская» при помощи компьютерного 3D моделирования. [Текст]/ А.А. Обухов, Я.С. Безпалько, С.А. Жуков, В.В. Тимофеев – Тези доповідей всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні технології у виробництві». – Суми. – 2010. – С. 75-76.

Особистий внесок: числове моделювання, формування висновків.



12. Калинин Н.В. Разработка подсистемы САПР ступени центробежного компрессора [Текст]/ Н.В. Калинин, А.А. Обухов, В.М. Игнатенко, А.В. Супрун. – Тези доповідей 6-ї міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». – Одеса. – 2009. – С. 105-107.

Особистий внесок: створення та тестування підсистеми САПР.

13. Обухов А.А. Численное моделирование течения газа в межлопаточном пространстве лопаточного диффузора [Текст]/ А.А. Обухов. –Тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». – Одеса. – 2014. – 69-70.

Особистий внесок: числове моделювання та аналіз течії газу в міжлопатковому просторі лопаткового дифузори.

АНОТАЦІЯ

Обухов О.А. Профілювання високоефективних лопаткових дифузори для відцентрових компресори. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.14 – холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціонування. – Одеська національна академія харчових технологій. МОН України, Одеса, 2015.

Дисертаційна робота присвячена створенню методу профілювання високоефективних лопаткових дифузори для відцентрових компресори, який враховує особливості кінематики потоку перед лопатковою решіткою дифузори, термодинамічні властивості робочого тіла, конструктивні особливості міжлопаткового простору дифузори та може застосовуватися для широкого діапазону вхідних даних. Створений метод дозволяє із необхідною точністю визначити розподіл параметрів потоку на поверхнях лопатки.

Виконана апробація методу за допомогою числового та фізичного експериментів, яка підтвердила закладені у його основу теоретичні положення та можливість його застосування в промисловості. На базі числового дослідження показані переваги запропонованого методу профілювання порівняно з методом, який наведено в науково-технічній літературі. Засобами розрахункової гідродинаміки проведено дослідження спрямовані на отримання рекомендацій для профілювання високоефективних лопаткових дифузори.

Результати числового моделювання течії газу в міжлопатковому просторі лопаткового дифузори дозволили розширити уявлення про структуру потоку в дифузори на різноманітних режимах роботи відцентрового компресора.

Ключові слова: відцентровий компресор, лопатковий дифузори, метод профілювання, приміжовий шар, числове дослідження, коефіцієнт втрат, коефіцієнт відновлення статичного тиску.

АННОТАЦІЯ

Обухов А.А. Профилірованіє високоєфективних лопаточних дифузоров для центробежних компресорів. – Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.14 – холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования. – Одесская национальная академия пищевых технологий. МОН Украины, Одесса, 2015.

Диссертационная работа посвящена созданию метода профилирования высокоэффективных лопаточных диффузоров для центробежных компрессоров, которая учитывает особенности кинематики потока перед лопаточной решёткой диффузора, термодинамические свойства рабочего тела, конструктивные особенности межлопаточного пространства диффузора и применима для широкого диапазона исходных данных. Созданный метод позволяет с достаточной точностью определить распределения параметров потока на поверхностях лопаток.

Выполнена апробация метода при помощи численного и физического эксперимента, которая подтвердила заложенные в его основу теоретические положения и возможность его применения в промышленности. На основании численного исследования показаны преимущества предлагаемого метода профилирования в сравнении с методами, описанными в научно-технической литературе. Методами вычислительной гидродинамики проведены исследования направленные на получение рекомендаций для профилирования высокоэффективных лопаточных диффузоров.

Результаты численного моделирования течения газа в межлопаточном пространстве лопаточного диффузора позволили расширить представление о структуре потока в лопаточном диффузоре на различных режимах работы центробежного компрессора.

Ключевые слова: центробежный компрессор, лопаточный диффузор, метод профилирования, предотрывное состояние пограничного слоя, численное исследование, коэффициент потерь, коэффициент восстановления статического давления.

ABSTRACT

Obukhov O.A. The profiling of high-effective vaned diffusers of centrifugal compressors. – Manuscript.

The thesis for the degree of Candidate Technical of Sciences in specialty 05.05.14 – refrigeration, vacuum and compressor equipment, air conditioning systems. – Odessa national academy of food technologies. MES of Ukraine, Odessa, 2015.

The thesis is focused on creation of the method for profiling the high-effective vaned diffusers of centrifugal compressors. Presented method takes into account features of flow kinematics at the diffuser inlet, thermodynamic properties of the gas and vane channel geometry. It is applicable for a wide range of initial conditions.

Developed method allows to estimate adequately the flow parameters along the vane surfaces. The computer program has been developed on the basis of the presented mathematical model. The vane profiling and calculation of the flow parameters within the diffuser may be implemented using this program.

The numerical and experimental approbation of the method has been performed. It is shown that developed design method could be recommended for industrial application. The advantages of the presented method, in comparison with other methods described in scientific literature, are shown on the basis of the numerical investigation. The recommendations for designing the high-effective vaned diffusers has been formulated on the basis of the investigation performed using CFD-methods.

The results of numerical modelling of the flow in the vaned diffusers expand the present data with new information on the flow pattern for the wide range of centrifugal compressor operating conditions.

Keywords: centrifugal compressor, vaned diffuser, profiling method, preseparation condition of the boundary layer, numerical investigation, loss coefficient, static pressure recovery coefficient.

Підп. до друку 05.05.2015. Формат 60х84/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman. Друк офсетний.
Ум. друк. арк. 0,9. Тираж 100 пр. Вид. № 14.

Віддруковано у ВВП "Мрія-1".
40000, Суми, Кузнечна, 2.
Тел. 22-13-23, 22-15-05, 67-92-15.

Свідомство суб'єкта видавничої справи
ДК №36 від 19.04.2000.