

С. М. Ванеєв, к.т.н, доцент, (Сумський державний університет, м. Суми, Україна),
 О. С. Бережний, к.т.н, інженер-технолог (ПАО «Технологія», м. Суми, Україна),
 В. М. Бага, к.т.н, ст. викладач, Т. С. Родимченко, магістр, В. А. Сорокін, магістр, (Сумський державний університет, м. Суми, Україна)

Поэлементный анализ течи́и́ газа в проточной части́и́ стру́минно-реактивной турби́ны

Розроблений алгоритм поэлементного розрахунку коефіцієнта відновлення повного тиску в проточній частині стру́минно-реактивної турби́ни і досліджений вплив геометричних параметрів газового тракту на цей коефіцієнт.

Ключові слова: стру́минно-реактивна турби́на, поэлементний розрахунок, коефіцієнт відновлення повного тиску.

Разработан алгоритм поэлементного расчета коэффициента восстановления полного давления в проточной части́и́ стру́минно-реактивной турби́ны и исследовано влияние геометрических параметров газового тракта на этот коэффициент.

Ключевые слова: стру́инно-реактивная турби́на, поэлементный расчет, коэффициент восстановления полного давления.

The developed algorithm for sequential calculation of the coefficient of the full pressure recovery in the flowing part of the jet jet turbine and the influence of the geometric parameters of the gas path on this coefficient was investigated.

Key words: jet-jet turbine, sequential calculation, coefficient of the full pressure recovery .

Постановка проблеми в загальному вигляді

Одним з шляхів вирішення проблеми енергозбереження та раціонального використання енергетичного потенціалу нашої планети є використання (утилізація) вторинних енергоресурсів. Сьогодні велика кількість ексергії стиснутих газів та парів втрачається на редукторах та регуляторах тиску в газовій, хімічній та інших галузях промисловості. Іншою актуальною задачею сучасної газотранспортної галузі є задача створення пневматичного (газового), ефективного, надійного та зручного в експлуатації привода шарових кранів для безпечного функціонування магістральних газопроводів.

Для вирішення цих задач можуть бути використані стру́минно-реактивні турби́ни і агрегати на їх основі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Принцип дії стру́минно-реактивної турби́ни (СРТ) (рис. 1, 2) полягає в перетворенні потенційної енергії стисненого робочого тіла в кінетичну енергію надзвукового струменя, який витікає з тягового сопла (ТС). В результаті утворюється реактивна сила на тяговому соплі і відповідно крутний момент на валу турби́ни, а при обертанні вала здійснюється механічна робота. Процес перетворення потенційної енергії робочого тіла в кінетичну енергію струменя, що витікає, є основним і відбувається в ТС.

З самого принципу дії СРТ зрозуміло, що для отримання високої ефективності СРТ необхідно з якомога меншими втратами повної енергії підвести потік робочого тіла до ТС, в якому створюється рушійна сила. Втрати енергії на ділянці «вхід підвідного сопла - зріз тягового сопла» залежать від безлічі геометричних і газодинамічних параметрів.

У роботах [1, 2] дано виведення рушійного моменту СРТ на основі теореми про зміну моменту кількості руху потоку газу щодо осі обертання.

В роботі [2] розглянуто також математична модель течії в проточній частині СРТ для пускового режиму роботи, при цьому весь газовий тракт СРТ приймається у вигляді надзвукової аеродинамічної труби і розглядається адіабатна течія з тертям в цій трубі, а втрати в проточній частині оцінюються сумарно коефіцієнтом відновлення повного тиску між критичними перерізами підвідного і тягового сопел.

Доцільно розробити поелементну модель течії в проточній частині СРТ і оцінити втрати енергії і вплив кожного елемента окремо на ефективність машини. Втрати можна враховувати коефіцієнтом відновлення повного тиску для кожного елемента проточної частини, а добутком коефіцієнтів - втрати в цілому в проточній частині СРТ.

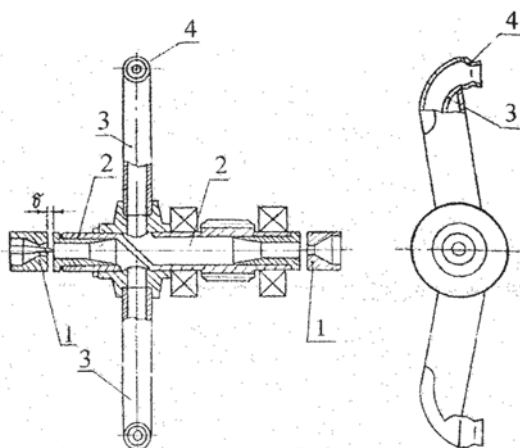


Рис. 1. Схема реверсивної стру́минно-реактивної турби́ни

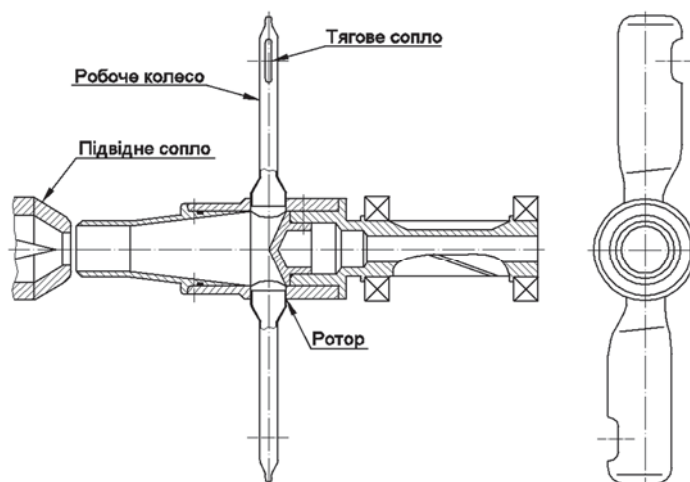


Рис. 2. Схема нереверсивної стру́минно-реактивної турби́ни

Формулювання цілей статті (постановка завдання)

Мета: розробка алгоритму поелементного розрахунку коефіцієнта відновлення повного тиску в проточній частині струминно-реактивної турбіни та дослідження впливу геометричних параметрів газового тракту на цей коефіцієнт.

Задачами роботи є:

- розробка алгоритму поелементного розрахунку коефіцієнта відновлення повного тиску в проточній частині струминно-реактивної турбіни;
- дослідження впливу кута розкриття дифузора та довжини циліндричної частини втулки-дифузора на коефіцієнт відновлення повного тиску.

Виклад основного матеріалу досліджень Поелементний аналіз течії газу в СРТ

З рівняння нерозривності для адіабатної течії газу в проточній частині СРТ при рівних значеннях коефіцієнтів витрати сопла живлення і тягового сопла та без урахування витоків газу в навколишнє середовище можна отримати рівняння, що зв'язує площі критичних перерізів тягового сопла та підвідного сопла (сопла живлення) з коефіцієнтом відновлення повного тиску між цими перерізами:

$$\frac{f_{кр.т}}{f_{кр.п}} = \frac{1}{\sigma_{кр.п-кр.т}},$$

де $f_{кр.п}$ - площа критичного перерізу підвідного сопла, $м^2$;
 $f_{кр.т}$ - площа критичного перерізу тягового сопла, $м^2$;
 $\sigma_{кр.п-кр.т}$ - коефіцієнт відновлення повного тиску між критичними перерізами тягового сопла та підвідного сопла.

Таким чином, знаючи $f_{кр.п}$ і $\sigma_{кр.п-кр.т}$ можна визначити площу критичного перерізу тягового сопла $f_{кр.т}$.

Для поелементного аналізу течії газу в СРТ проточна частина розбивається на наступні ділянки (рис. 3):

- підвідне сопло (ПС) (сопло живлення);
- вхідна циліндрична ділянка ротора (циліндрична ділянка втулки-дифузора);
- дифузор;
- поворотна ділянка;
- радіальна ділянка газового тракту (плеча-консоли ротора);
- поворотна ділянка перед тяговим соплом;
- тягове сопло (ТС).

Прийнято наступні допущення:

- так як газовий тракт складається з осесиметричних елементів (тягове сопло, сопло живлення, дозвуковий дифузор, циліндричні ділянки), і поворотних ділянок, то для пускового режиму роботи можна використовувати рівняння, що описують одномірну течію газу;
- так як швидкості руху газу в проточній частині СРТ досить великі, то можна знехтувати теплообміном з навколишнім середовищем і вважати течію адіабатною;
- робоче тіло - ідеальний газ.

Розрахункова схема проточної частини СРТ показана на рис. 3.

За основні контрольні перерізи проточної частини СРТ прийнято:

- 0-0 - вхід в ПС; $кр.п-кр.п$ - критичний переріз ПС; $ср.п-ср.п$ - переріз зрізу ПС;
- 1-1 - вхід в РК (в циліндричну частину втулки-дифузора);
- 2-2 - вихід з циліндричної частини втулки-дифузора (вихід в дифузор);

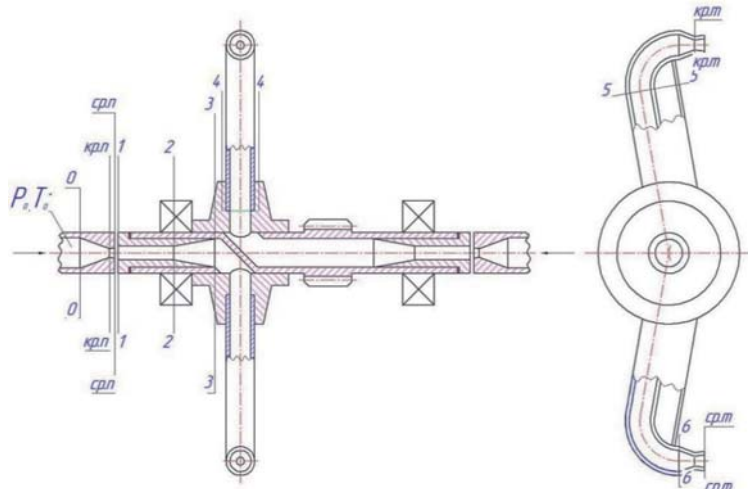


Рис. 3. Розрахункова схема проточної частини СРТ

- 3-3 - вихід з дифузора;
- 4-4 - вхід в радіальну частину РК;
- 5-5 - переріз перед поворотом в тягове сопло;
- 6-6 - вхід в ТС; $кр.п-кр.п$ - критичний переріз ТС; $ср.п-ср.п$ - переріз зрізу ТС.

Аналіз роботи сопла живлення

Відхилення дійсної течії газу в соплах від ізоентропної звичайно враховується введенням в розрахунок коефіцієнта швидкості φ .

Для конічних сопел можна прийняти $\varphi = 0,94-0,96$.

Тоді дійсна безрозмірна швидкість витікання газу з сопла живлення буде дорівнювати:

$$\lambda_{ср.п} = \varphi \cdot \lambda_{ср.п.s},$$

де $\lambda_{ср.п.s}$ - безрозмірна швидкість витікання газу з сопла живлення в ізоентропному процесі розширення.

Втрати енергії в підвідному соплі можна визначити за допомогою коефіцієнта відновлення повного тиску:

$$\sigma_{0-ср.п} = \frac{P_{ср.п}^*}{P_0^*} = \frac{1 - \lambda_{ср.п.s}^2 \cdot \frac{k-1}{k+1} \frac{k}{k-1}}{1 - \lambda_{ср.п}^2 \cdot \frac{k-1}{k+1}}$$

Призначення сопла живлення в СРТ - розігнати потік до відносно невеликої надзвукової швидкості: наведена (безрозмірна) швидкість газу у вихідному перерізі (на зрізі) сопла живлення $\lambda_{ср.п} = C_{ср.п} / a_{кр} = 1,1-1,3$. У цьому випадку значно зменшуються втрати енергії при переході із надзвукової течії на дозвукову в проточній частині ротора турбіни і зменшуються або практично повністю виключаються витоків газу в навколишнє середовище, так як вони мають відбуватися проти надзвукового потоку. При цьому в соплі живлення газ недорозширюється і на виході з сопла маємо недорозширену надзвукову течію газу. Витікання такого струменя з сопла досліджено і описано в літературі [3].

Використовуючи рівняння нерозривності, зміни кількості руху та енергії можна розрахувати зміну площі поперечного перерізу і швидкості по довжині потоку. Цей метод дає гарні результати при великій степені нерозрахованості і малій довжині розглянутої ділянки потоку, що має місце при течії газу в зазорі між зрізами сопла живлення і ротора СРТ.

Використовуючи теорію одновимірної ізоентропної течії недорозширеного потоку і запропонований в [3] метод розрахунку параметрів цього потоку, вибираємо зазор між зрізами сопла живлення і ротора і оцінюємо

діаметр та швидкість потоку газу на вході в циліндричну ділянку втулки-дифузора ротора СРТ; для визначення цих параметрів розроблена математична модель течії і програма розрахунку на ЕОМ.

Аналіз течії газу в циліндричних ділянках

Враховуючи прийняті допущення загальний теоретичний аналіз течії газу в циліндричних ділянках СРТ і розробка математичної моделі для цих ділянок проводиться з використанням теорії адіабатної одновимірної течії з тертям в трубі постійного перерізу [3]. У розглянутій нами схемі (рис. 3) прямолинійні циліндричні ділянки 1-2 і 4-5.

Проаналізуємо течію на циліндричній вхідній ділянці ротора 1-2.

Для адіабатної течії повна температура в потоці не змінюється $T_0 = \text{const}$. У цьому випадку рівняння нерозривності приводить до співвідношення повних тисків на початку і кінці ділянки:

$$q(\lambda_2) = \frac{p_{01}}{p_{02}} \cdot q(\lambda_1).$$

Тоді коефіцієнт відновлення повного тиску визначається наступною формулою:

$$\sigma_{1-2} = \frac{p_{02}}{p_{01}} = \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_2)} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \cdot \frac{1 - \lambda_1^2 \cdot \frac{k-1}{k+1}^{\frac{1}{k-1}}}{1 - \lambda_2^2 \cdot \frac{k-1}{k+1}^{\frac{1}{k-1}}}.$$

Надзвуковий вхід потоку в газовий тракт є необхідною умовою для СРТ прийнятої схеми. У загальному випадку можливі два варіанти перебігу газу по проточній частині СРТ: а) з безперервним гальмуванням надзвукового потоку по всій довжині проточної частини; б) з утворенням в деякому місці проточної частини стрибка ущільнення і переходом на дозвукову швидкість.

У першому випадку течія газу буде описуватися рівнянням:

$$\frac{1}{\lambda_1^2} - \frac{1}{\lambda_2^2} - \ln \frac{\lambda_2^2}{\lambda_1^2} = \frac{2k}{k+1} \zeta \frac{x_2}{D_{mp}},$$

яке звичайно записується у вигляді:

$$\varphi(\lambda_1) - \varphi(\lambda_2) = \chi.$$

В цих рівняннях:

x - довжина циліндричної ділянки труби, м;
 D_{mp} - діаметр циліндричної ділянки труби, м;
 ζ - коефіцієнт втрат на тертя по довжині труби;

$\varphi(\lambda) = \frac{1}{\lambda^2} + 2 \ln \lambda$ - допоміжна функція;

$\chi = \frac{2k}{k+1} \zeta \frac{x}{D}$ - приведена довжина труби.

Для другого випадку необхідний додатковий аналіз.

Для простоти припустимо, що стрибок ущільнення прямий, тоді приведена швидкість до стрибка (λ') і після стрибка (λ'') зв'язані відношенням:

$$\lambda' \cdot \lambda'' = 1.$$

Знаходимо приведену довжину труби від її початку до стрибка ущільнення (надзвуковій ділянці труби):

$$\chi_1 = \frac{2k}{k+1} \zeta \frac{x_1}{D},$$

де x_1 - довжина труби від початку до стрибка ущільнення (довжина надзвукової ділянки труби).

Тепер запишемо рівняння, що зв'язує зміну швид-

кості потоку між двома перерізами труби з приведеною довжиною даної ділянки труби, окремо для надзвукової і дозвукової ділянки:

$$\varphi(\lambda_1) - \varphi(\lambda') = \chi_1;$$

$$\varphi(\lambda'') - \varphi(\lambda_2) = \chi - \chi_1.$$

З цих рівнянь видно, що визначити приведену швидкість перед стрибком λ' можна методом послідовних наближень, або використовуючи спеціальні графіки.

Реально течія газу в циліндричній ділянці втулки-дифузору проточної частині СРТ зазвичай відповідає другому випадку, тобто утворенню на ділянці 1-2 стрибка ущільнення. При цьому, чим менше безрозмірна швидкість потоку перед стрибком ущільнення, тим менше втрати повного тиску в стрибку. Тоді на ділянці 4-5 течія дозвукова і описується рівнянням:

$$\frac{1}{\lambda_1^2} - \frac{1}{\lambda_2^2} - \ln \frac{\lambda_2^2}{\lambda_1^2} = \frac{2k}{k+1} \zeta \frac{x_2}{D_{mp}}.$$

Аналіз течії газу в кінцічному дифузори

При течії газу в дифузори завдання визначення втрат енергії і параметрів потоку ускладнюється. У цьому випадку швидкість потоку в кожному поперечному перерізі дифузора вже визначається не тільки площею перетину, але і значенням щільності, яка в свою чергу залежить від величини втрат.

Розрахунок течії газу в дифузори може бути виконаний за методикою, описаною в джерелі [4]. Ця методика реалізована у вигляді програми на ЕОМ. Програма використовується для розрахунку геометричних і газодинамічних параметрів у кінцічних дифузорах.

Розрахунок також може бути виконаний на основі запропонованих в літературі коефіцієнтів місцевого опору для дифузоров. У загальному випадку за відомою в гідравліці формулою коефіцієнт місцевого опору дорівнює відношенню різниці повних тисків на вході і виході місцевого опору до динамічного тиску перед місцевим опором [5]:

$$\zeta = 2 \frac{p_1^* - p_2^*}{\rho_1 c_1^2} = \frac{2 p_1^* (1 - \sigma)}{\rho_1 c_1^2},$$

де p_1^* - повний тиск перед місцевим опором (дифузором), Па;

p_2^* - повний тиск після місцевого опору, Па;

ρ_1 - густина газу перед місцевим опором, кг/м³;

c_1 - швидкість газу перед місцевим опором, м/с.

Тоді коефіцієнт відновлення повного тиску в місцевому опорі (дифузори) дорівнює:

$$\sigma = \frac{p_2^*}{p_1^*} = 1 - \frac{\zeta \rho_1 c_1^2}{2 p_1^*}.$$

Аналіз течії газу на поворотах та колінах

У прийнятій схемі СРТ є два повороти: перший - після втулки-дифузора, другий - перед тяговим соплом (ділянки 3-4, 5-6 згідно із схемою рис.3).

Визначення коефіцієнта відновлення повного тиску на поворотах і колінах здійснюється за допомогою коефіцієнта місцевого опору ζ також, як і для дифузора.

Коефіцієнт відновлення повного тиску в проточній частині СРТ

Коефіцієнт відновлення повного тиску від входу в сопло живлення до входу в тягове сопло σ_{0-6} дорівнює добутку коефіцієнтів відновлення повного тиску в розглянутих вище елементах проточної частини СРТ, що

відповідає відношенню повних тисків у перетинах 0-0 і 6-6:

$$\sigma_{0-6} = \frac{p_6^*}{p_2^*}$$

Результати розрахунків

Дослідження впливу кута розкриття дифузornoї частини, довжини циліндричної частини втулки-дифузора та приведеної швидкості на вході в ротор на коефіцієнт відновлення повного тиску в робочому колесі σ_{1-6} .

Виконаємо розрахунок втрат повного тиску в проточній частині СРТ від входу в ротор до входу в тягове сопло для геометричних параметрів проточної частини, отриманих при розрахунку, виконаному по методиці, запропонованої в [6], при тиску на вході СРТ 2 МПа, тиску на виході СРТ 0,1 МПа, температурі на вході СРТ 300 К:

- діаметр циліндричної частини втулки дифузора $d_1 = 5$ мм;
- вихідний діаметр циліндричної частини втулки-дифузора $d_{\text{вих.диф}} = 10$ мм;
- довжина циліндричної частини втулки-дифузора $l = 30$ мм;
- кут розкриття дифузору 10° ;
- діаметр входу в радіальну частину ротора $d_{e,m} = 10$ мм;
- радіус повороту плечей ротора $R_0 = 15$ мм;
- кут повороту плечей ротора $\alpha_0 = 90^\circ$.

Робоче тіло - природний газ. Приведена швидкість потоку на вході в циліндричну ділянку втулки-дифузора $\lambda_1 = 1,25$.

Виконаємо для цієї проточної частини дослідження впливу кута розкриття дифузора α , довжини циліндричної частини втулки-дифузора l і безрозмірної (приведеної) швидкості на вході в ротор λ_1 (див. рис. 4) на коефіцієнт відновлення повного тиску в елементах газового тракту і в проточній частині в цілому.

Виконуємо розрахунок за алгоритмом, наведеним вище, для кутів розкриття дифузора, $3^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$, і для $\lambda_1 = 1,25$ і $\lambda_1 = 1,29$.

За результатами розрахунків на циліндричній ділянці втулки-дифузора при приведеній швидкості на вході в цю ділянку $\lambda_1 = 1,25$ і $\lambda_1 = 1,29$ будемо залежність зміни коефіцієнта відновлення повного тиску по довжині циліндричної ділянки втулки-дифузора (рис. 5.)

Видно, що при $\lambda_1 = 1,25$ стрибок ущільнення знаходиться на відстані 6 мм від входу в ротор, тобто на вхідній ділянці втулки-дифузора, а при $\lambda_1 = 1,29$ - на відстані 27 мм від входу в циліндричну ділянку втулки-дифузора, тобто практично на вході в дифузор, що небажано, так як при незначному збільшенні λ_1 може бути різке збільшення втрат енергії, тому що дифузор в цьому випадку може стати надзвуковою частиною сопла Лавала і в ньому потік буде не гальмуватися, а прискорюватися.

Залежності коефіцієнта відновлення повного тиску від кута розкриття дифузору по елементам проточної частини СРТ і в проточній частині в цілому показані на рис. 6. Видно, що чим вища швидкість на вході втулки-дифузора, тим далі стрибок ущільнення від входу в циліндричну частину втулки-дифузора (див. рис.5) і тим менше σ_{1-6} .

Виконуємо розрахунок коефіцієнта відновлення повного тиску в елементах газового тракту і в проточній частині в цілому за алгоритмом, наведеним вище, для $\lambda_1 = 1,1; 1,2; 1,3$ при розташуванні стрибка ущільнення на відстані 3-4 мм від входу в циліндричну ділянку втулки-дифузора (рис. 7).

З графіків рисунка 7 видно що:

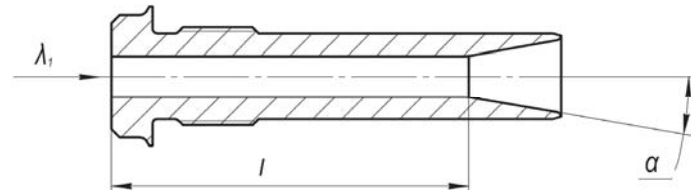


Рис. 4. Схема втулки-дифузора і параметрів, що досліджуються

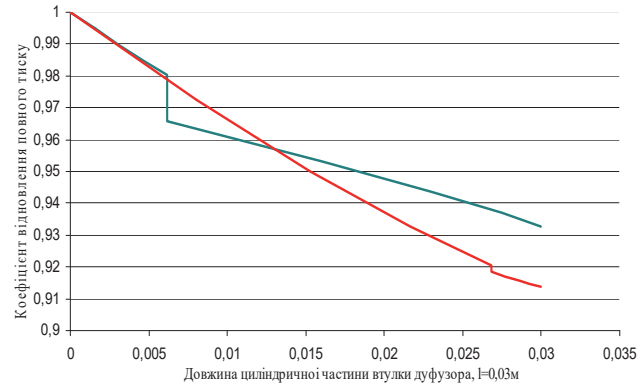


Рис. 5. Залежність коефіцієнта відновлення повного тиску по довжині циліндричної ділянки втулки-дифузора ($l = 30$ мм) при $\lambda_1 = 1,25$ (а) і при $\lambda_1 = 1,29$ (б)

- при $\lambda_1 = 1,1$ стрибок ущільнення практично відсутній, довжина циліндричної ділянки втулки-дифузора $l = 5$ мм і коефіцієнт відновлення повного тиску для циліндричної частини втулки-дифузора дорівнює $\sigma_{1-2} = 0,9889$;
- при $\lambda_1 = 1,2$ довжина циліндричної ділянки втулки-дифузора $l = 20$ мм і $\sigma_{1-2} = 0,9563$;
- при $\lambda_1 = 1,3$ довжина циліндричної ділянки втулки-дифузора $l = 45$ мм і $\sigma_{1-2} = 0,9037$.

Залежності коефіцієнта відновлення повного тиску від кута розкриття дифузору по елементам проточної частини СРТ і в проточній частині в цілому для $\lambda_1 = 1,1; 1,2; 1,3$ показані на рис. 8.

З рисунків 6, 8 видно, що найбільші втрати енергії (найменші коефіцієнти відновлення повного тиску) виникають у циліндричній і дифузornoї частинах втулки-дифузора, втрати при повороті потоку газу в радіальну частину ротора, при течії по трубках ротора і при повороті потоку до тягового сопла незначні.

Залежності коефіцієнта відновлення повного тиску в дифузори від кута розкриття дифузора має максимум в районі 10° , при цьому залежність коефіцієнта відновлення повного тиску в роторі від кута розкриття дифузора також має максимум, зміщений в область менших кутів приблизно на 5° .

Висновки

1. В даній роботі розроблено алгоритм поелементного розрахунку коефіцієнта відновлення повного тиску в проточній частині СРТ. Алгоритм забезпечує знаходження оптимального співвідношення конструктивних параметрів шляхом варіювання різними геометричними розмірами елементів газового тракту і їх співвідношеннями. Виконані розрахунки і проведено їх аналіз.

2. Виявлено, що безрозмірна швидкість потоку на вході в ротор має бути можливо меншою. У дослідженому діапазоні параметрів максимально ефективно СРТ може працювати при довжині втулки-дифузора $l = 5$ мм та значенні приведеної швидкості на вході в циліндричну частину втулки-дифузора $\lambda_1 = 1,1$. При цьому буде найвищим коефіцієнт відновлення повного тиску в проточній частині СРТ. Але незначне збільшення λ_1 приведе

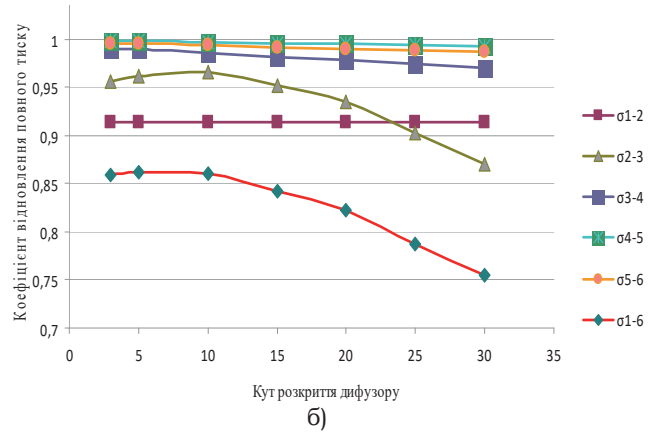
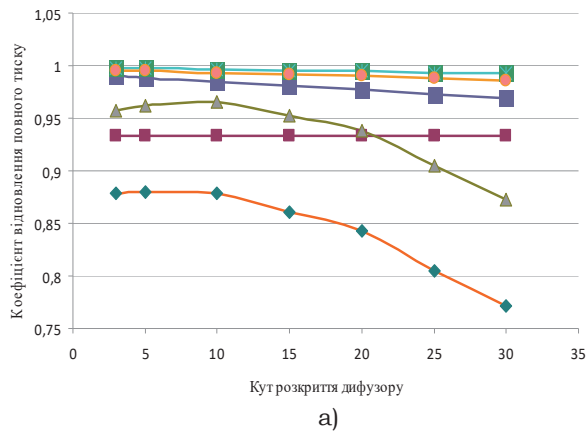


Рис. 6. Залежність зміни коефіцієнта повного тиску від кута розкриття дифузору по елементам проточної частини СРТ при $\lambda=1,25$ (а) і $\lambda=1,29$ (б)

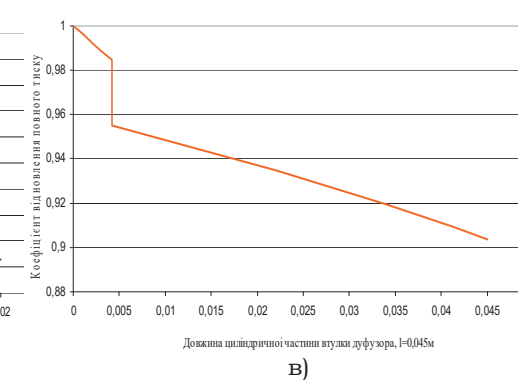
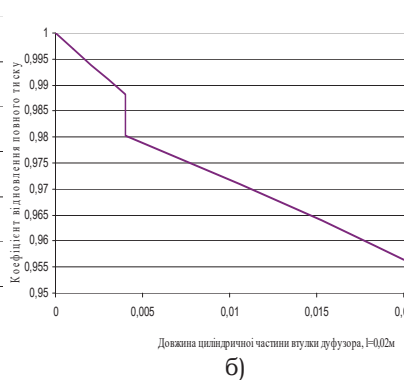
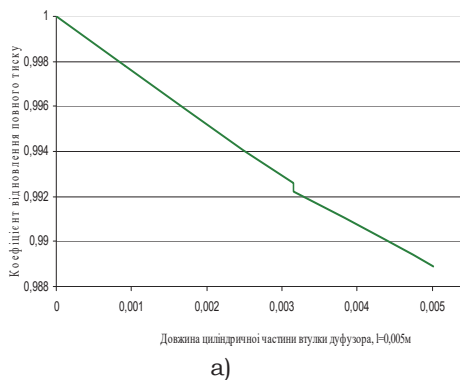


Рис. 7. Залежність коефіцієнта відновлення повного тиску по довжині циліндричної ділянки втулки-дифузора при $\lambda_1=1,1$ (а), $\lambda_1=1,2$ (б) і $\lambda_1=1,3$ (в).

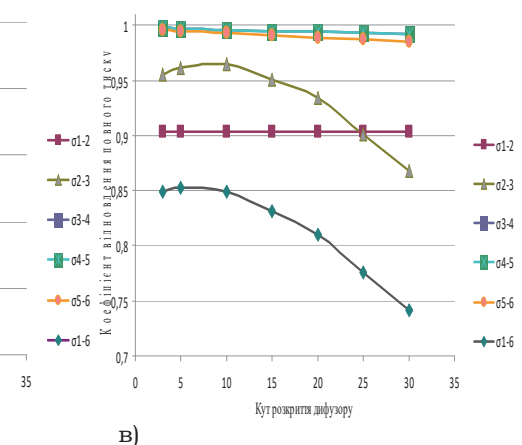
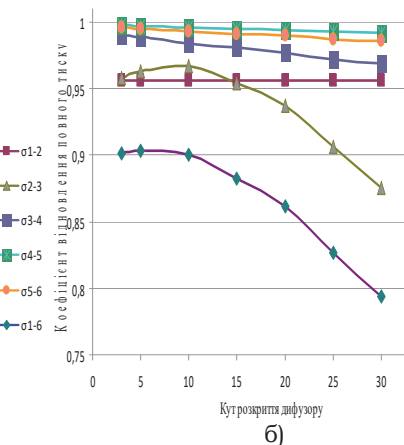
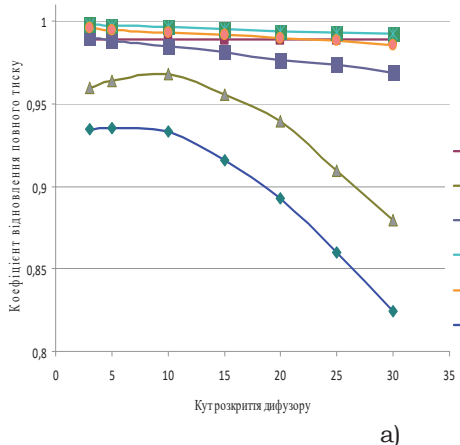


Рис. 8. Залежність зміни коефіцієнта повного тиску від кута розкриття дифузору по елементам проточної частини СРТ при $\lambda_1=1,1$, $l=5$ мм (а); $\lambda_1=1,2$, $l=20$ мм(б); $\lambda_1=1,3$, $l=45$ мм (в).

до попадання надзвукового потоку в дифузорну частину втулки-дифузора і різкого зменшення коефіцієнт відновлення повного тиску, тому рекомендується приймати довжину втулки-дифузора $l=20$ мм.

3. Кут розкриття дифузору має оптимум при кутах менше 10 градусів.

4. Співвідношення критичних перерізів тягового сопла та сопла живлення повинні бути обрані так, щоб виникнення стрибка ущільнення і перехід потоку на дозвукову швидкість відбувалося на вхідній ділянці циліндричної частини втулки-дифузора, що забезпечує мінімум втрат енергії по ГТ.

Список літератури:

1. Саяпин В.В. Оптимизация параметров пневмопривода со струйным двигателем // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. - М.: Машиностроение, 1984.- Вып. 10.-С.58-63.

2. Королев С.К. Математическая модель газодинамики струйно-реактивной турбины / С.К. Королев // Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». – 1999.– №36. – С. 473–479.

3. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика / Генрих Наумович Абрамович. - М.: Наука, 1969. – 824 с.

4. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / А.Ш. Дорфман, М.М. Назарчук, Н.И. Польский, Сайковский М.И.; под ред. И.Т. Швеца. - Киев: АН УССР, 1960.

5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Исаак Евсеевич Идельчик. - М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

6. Ванев С.М. Методические указания по курсовому и дипломному проектированию «Расчет струйно-реактивной турбины». – Суми, СумГУ. – 1998. – 19 С.

Современная беларусская компрессорная техника

- стационарная и передвижная,
- винтовая и поршневая,
- производительностью до 12 м³/мин,
- давлением до 1 МПа.

• производство • наладка • сервис •



иностранный частный производственно-торговое унитарное предприятие

ГОМЕЛЬКОМПРЕССОРМАШ

246050, Республика Беларусь, г. Гомель, ул. Подгорная, 10
тел.: +375 /232/ 77 00 63, 77 00 65 факс: +375 /232/ 71 39 76, 77 00 64
e-mail: GCM@tut.by www.gomelcompressor.by

Филиал ИЧПТУП "ГОМЕЛЬКОМПРЕССОРМАШ":
220000, Республика Беларусь, г. Минск, пер. Промышленный, 11
тел./факс: +375 /017/ 345 84 50