

ВПЛИВ ОСЬОВОГО ЗАЗОРУ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ МАЛОВИТРАТНОЇ РЕАКТИВНОЇ ТУРБІНИ

Інститут технічної механіки

*Національної академії наук України і Державного космічного агентства України,
15, вул. Ляшко-Попеля, Дніпро, 49005, Україна; e-mail: Katrenko.M.O@nas.gov.ua*

Об'єктом дослідження є ступінь радіальної маловитратної реактивної турбіни, яка використовується у двигунах літальних апаратів, агрегатах систем постачання палива ракетних двигунів, системах турбонаддуву двигунів внутрішнього згоряння тощо. Мета проведеного дослідження полягає у дослідженні впливу зазору між робочим колесом та нерухомим корпусом радіальної турбіни на її енергетичні параметри. Показана необхідність уточнення, доповнення та упорядкування параметричних даних впливу осьового зазору між вільною кромкою лопатки робочого колеса радіальної турбіни та нерухомим корпусом на енергетичні параметри. Показано, що зазори у проточній частині ступеня турбіни відіграють важливу роль у робочому процесі і мають значний вплив на основні характеристики. Коректність методичних підходів до проведених випробувань та експериментальних досліджень верифікована за результатами інших авторів. Дослідження проведені в два етапи. На першому етапі проводиться випробування ступеня турбіни у складі модельного, єдиного газодинамічного контуру з ступенем компресора і камерою згоряння. На другому етапі дослідження проводиться випробування з двома незалежними газодинамічними трактами турбіни та компресора, в яких робоче тіло в агрегаті постачається окремо, з можливістю регулювання його витрати.

Новизна проведеного дослідження полягає в отриманні нових даних впливу величини осьового зазору у малогабаритних, маловитратних радіальних турбінах на основні енергетичні та ефективні параметри ступеня. При виконанні дослідження використовувалися загально прийняті методи проведення експериментальних досліджень та обробки результатів. Отримані результати дозволяють встановити області зміни значень параметрів робочого процесу розширення в реактивних газових турбінах при зміні величини осьового зазору.

Практична значущість отриманих результатів полягає у можливості використання отриманих експериментальних даних у процесі проєктування маловитратних лопаткових машин двигунів літальних апаратів, а також уточненні розрахункових методик.

Ключові слова: *реактивна радіальна турбіна, зазор, зведені параметри, характеристики, ступінь зниження тиску, робота розширення, частота обертання, агрегатний склад, схема.*

This study is concerned with a stage of a radial low-flow reaction turbine, which is used in aircraft engines, propellant feed systems of rocket engines, turbocharging systems of internal combustion engines, etc. The goal of the study is to investigate the effect of the clearance between the impeller and the stationary housing of a radial-flow turbine on its power parameters. The paper shows the need to refine, supplement, and sort parametric data on the effect of the axial clearance between the free edge of a radial-flow turbine impeller blade and the stationary housing on the turbine power parameters. It is shown that clearances in the turbine setting play an important role in the working process and significantly affect the key performance characteristics. The correctness of the methodological approaches to the tests and experimental studies conducted is verified by the results of other authors. The studies were conducted in two stages. At the first stage, a turbine stage was tested as a part of a single model gas-dynamic circuit with a compressor stage and a combustion chamber. At the second stage, tests were carried out with two independent gas-dynamic ducts of the turbine and compressor, in which the working fluid was supplied to the units separately, with the possibility of flow rate control.

The novelty of the study consists in obtaining new data on the effect of the axial clearance in small-sized radial low-flow turbines on the key power and performance parameters of the stage. In the study, generally accepted methods of experimentation and data processing were used. The obtained results allow one to relate the parameters of the expansion process in reaction gas turbines to the axial clearance value.

The practical value of the results lies in the possibility of using the obtained experimental data in designing low-flow impeller machines for jet engines and in refining computational methods.

Keywords: *radial-flow reaction turbine, clearance, combined parameters, characteristics, degree of pressure reduction, expansion work, rotation frequency, aggregate composition, scheme.*

Вступ. Розробка та дослідження маловитратних лопаткових машин для повітряно-реактивних двигунів, енергетичних установок з турбомашинними перетворювачами, систем наддуву повітрям двигунів внутрішнього згоряння є важливою складовою у галузях народного господарства та машинобудуванні. Проєктні та експериментальні роботи, які були раніше спрямовані на створення ефективних енергетичних агрегатів на основі циклу Брайтона для літальних апаратів космічного використання, турбонасосних

агрегатів постачання компонентів палива рідинних ракетних двигунів, обумовлювали наявність високоефективних радіальних лопатевих компресорних та турбінних агрегатів.

Вплив радіального зазору на енергетичні та ефективні показники лопаткових машин досліджувався як для осьових, так і для радіальних компресорних та турбінних агрегатів. Сформована точка зору, що процес перетікання газу через вільну кромку лопатки у напіввідкритих радіальних робочих колесах обумовлює зниження коефіцієнту корисної дії в межах $(2 \div 4) \%$. Звичайно, що для осьових турбін встановлення бандажної полиці з лабіринтними ущільненнями більшою мірою вирішує проблему перетікання газів та втрат, пов'язаних з цим явищем. Для радіальних турбін є певний вибір між використанням закритого робочого колеса та доданням двох поверхонь тертя і збільшенням пов'язаних з цим втрат або зменшенням втрат на перетікання за рахунок зменшення зазору та ускладненнями, які пов'язані з технологією виготовлення, балансування роторів тощо. Слід зауважити, що для маловитратних робочих коліс радіальних турбін величина відносного осьового та радіального зазорів і відносних геометричних параметрів, в порівнянні з повнорозмірними агрегатами, буде збільшуватись, тому і вплив на втрати в ступені турбіни буде більш значний. Таким чином, дослідження впливу радіального зазору на енергетичні та ефективні параметри ступеня радіальної турбіни є актуальними і обґрунтованими, з огляду на використання таких ступенів.

Мета роботи. Мета роботи полягає у дослідженні впливу осьового зазору між робочим колесом та нерухомим корпусом радіальної турбіни на її енергетичні параметри.

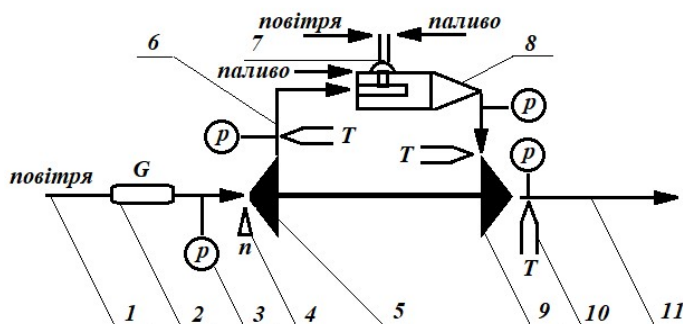
Аналіз публікацій. В роботах [1, 2] поданий підхід та теоретичні основи розрахунку втрат енергії в зазорі для робочих коліс турбіни з бандажною полицею та для лопаткових апаратів без неї. Показано, що втрати від протікання в зазорі між робочим колесом і корпусом оцінюються за експериментальними даними, та подані залежності відносного ККД від відносного радіального зазору. Зазначено, що по мірі збільшення відносного зазору величина відносного ККД зменшується спочатку майже по лінійному закону, потім за збільшенням від 7% величина відносного ККД по асимптоті наближається до значення $0,87 \div 0,88$.

З урахуванням більшості існуючих публікацій по дослідженням втрат, пов'язаних з перетіканням газів через зазори, можна констатувати, що це питання не вирішене, з точки зору розробки єдиної теоретичної основи пояснення процесів, які відбуваються при перетіканні газів через вільну кромку лопатки [3 – 7]. Частково це пов'язано з труднощами розробки моделей процесів, що відбуваються біля периферійної зони робочого колеса, тому що на периферії колеса спостерігається значна нерівномірність потоку, нестационарна турбулізація і складна картина появи кромкових вихороподібних явищ. Відомі методи та залежності для розрахунку втрат не дозволяють узагальнити та упорядкувати існуючі експериментальні дані, створити теоретичний узагальнений метод розрахунку втрат в осьовому зазорі, особливо для маловитратних турбінних агрегатів. Вплив осьового зазору на деякі параметри робочого процесу розширення газів у ступені турбіни такі, як степінь реактивності, теж є дискусійним. В роботі [3], наприклад, відмічається, що такого впливу нема.

В роботі [8] показано, що втрати енергії від величини зазору майже не змінюються при зміні розміру хорди лопатки та при незмінній висоті, відносному кроку та степені зниження тиску. ККД ступеня в діапазоні змін осьового зазору та в діапазоні довжини зазору $l = 0,5 \dots 2,0$ при сталих значеннях висоти та відносному кроку лопаток не залежить від зміни величини хорди.

Таким чином, більшість опублікованих робіт мають дещо розрізнений та не сконцентрований характер відносно визначення власне впливу величини осьового зазору на основні показники процесу розширення у ступені радіальної реактивної турбіни і обумовлюють подальші експериментальні дослідження у цьому напрямку.

Постановка експерименту. Експериментальна установка, яка використана для досліджень, дозволяла проводити дослідження так, що газодинамічні контури турбіни та компресора були з'єднані і між ними розташовувалась камера згоряння. Також була можливість модифікувати установку і зробити постачання газів до турбіни по газодинамічному контуру, який не був з'єднаний з контуром компресора, причому в останньому передбачалась можливість регулювати витрату повітря і таким чином він був незалежний від контуру турбіни. Дослідження проводились за двома схемами, а саме: за першою схемою, структура якої показана на рис. 1, в якій передбачено загальний газодинамічний контур турбіни, компресора та камери згоряння; за другою схемою, структура якої показана на рис. 2, передбачені роздільні газодинамічні контури компресора та камери згоряння і турбіни.



1 – вхідний пристрій компресора; 2 – витратомір; 3 – манометр; 4 – датчик вимірювання частоти обертання ротору; 5 – компресор; 6 – система відводу повітря; 7 – запалювальний пристрій; 8 – камера згоряння; 9 – турбіна; 10 – термопара; 11 – трубопровід відводу продуктів згоряння

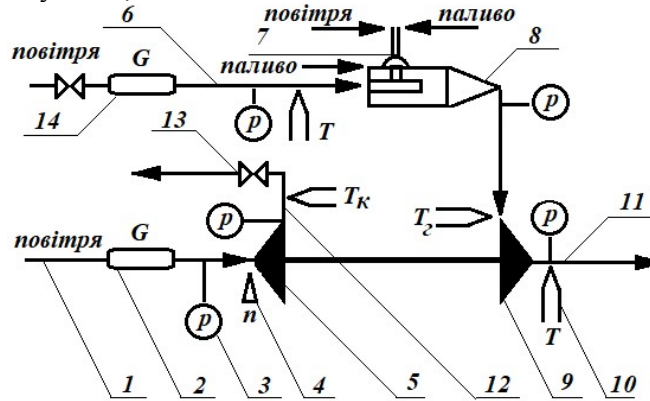
Рис. 1 – Структурна схема лабораторного стенду

Для обох схем експериментальних випробувань замість приладів прямого вимірювання крутного моменту, визначались споживчі потужності компресора, частота обертання ротору, а також витрата повітря та температури і тиски по статичним і загальмованим параметрам вздовж проточних частин компресора і турбіни, а витрата пального розраховувалась аналітично.

Для вимірювання витрати повітря витратомірами 2, 14 було використано нормалізоване сопло з діаметром критичного перетину 50 мм. Витрата повітря через камеру згоряння розраховувалась за рівнянням:

$$G_{\text{ПОВ}} = \rho w f = \frac{p}{RT} w f = \frac{p}{RT} f \lambda a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \frac{p^* q(\lambda) f}{\sqrt{T^*}} = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \frac{p y(\lambda) f}{\sqrt{T^*}},$$

де: p^* – тиск загальмованого потоку, Па; T^* – температура загальмованого потоку, К; T – статична температура потоку, К; f – площа перетину, м²; R – газова стала, Дж/кг К; k – показник адіабати; w – швидкість газів, м/с; $q(\lambda)$, $y(\lambda)$ – газодинамічні функції; λ – зведена швидкість; $a_{\text{кр}}$ – критична швидкість звуку, м/с; ρ – густина, кг/м³.



1 – вхідний пристрій компресора; 2 – витратомір; 3 – манометр; 4 – датчик виміру частоти обертання ротору; 5 – компресор; 6 – система підводу повітря до камери згоряння; 7 – запальний пристрій; 8 – камера згоряння; 9 – турбіна; 10 – термопара; 11 – трубопровід відводу продуктів згоряння; 12 – відвідний трубопровід; 13 – заслонка регулювання витрати; 14 – витратомір контуру живлення турбіни

Рис. 2 – Структурна схема лабораторного стенду

Відносна витрата пального в основній камері згоряння визначалась за формулою:

$$q_{\text{II}} = \frac{C_p \cdot T_{\text{Г}}^* - C_p \cdot T_{\text{К}}^*}{H_u \cdot \eta_{\text{СП}} - C_{\text{пр}} \cdot T_{\text{Г}}^* + C_{\text{пр}} \cdot T_0} = \frac{G_{\text{ПАЛ}}}{G_{\text{ПОВ}}} = \frac{1}{\alpha L_0},$$

де $C_p T_{\text{Г}}^*$, $C_p T_{\text{К}}^*$ – тепловміст повітря при температурах газів та після компресору, Дж/кг К; $C_{\text{пр}} T_{\text{Г}}^*$, $C_{\text{пр}} T_0$ – величини, що мають розмірність тепловмісту та враховують наявність у продуктах згоряння CO₂ та H₂O, Дж/кг К; H_u – теплотворна спроможність палива нижня, Дж/кг; $\eta_{\text{СП}}$ – коефіцієнт повноти згоряння палива, G – масова витрата, α – коефіцієнт надлишку окислювача; L_0 – стехіометричний коефіцієнт співвідношення компонентів палива [9].

Витрата газів через газову турбіну визначалась за рівнянням:

$$G_{\text{Г}} = G_{\text{ПОВ}} (1 + q_{\text{II}}).$$

Розрахункові значення степені зниження тиску газів в турбіні визначались за формулою:

$$\pi_{\text{Г}}^* = \frac{p_0^*}{p_{\text{Г}}},$$

де: p^*_0 – тиск загальмованого потоку перед турбіною, Па; p_T – статичний тиск потоку після турбіни, Па.

Дійсні значення степеня зниження тиску були визначені з експерименту. Повна температура та тиск повітря на виході з компресора, які вимірювались, використані для визначення ККД компресора за співвідношенням:

$$\eta_K = \frac{\left(\left(\frac{p_K^*}{p_B^*} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{\frac{T_K^*}{T_B^*} - 1} = \frac{\left(\pi_K^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{\frac{T_K^*}{T_B^*} - 1}$$

де p_K^* – повний тиск після компресору, Па; p_B^* – повний тиск на вході у компресор, Па; T_K^* – повна температура після компресору, К; T_B^* – повна температура на вході у компресор, К; π_K^* – степінь підвищення тиску у компресорі; n – показник політропи стиснення повітря у компресорі.

Для отримання характеристик турбіни використовувались такі параметри:

$$1. \text{ адиабатна робота розширення газів } L_T^* = \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma T_\Gamma^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_\Gamma-1}{k_\Gamma}}} \right);$$

2. коефіцієнт роботи ступеня турбіни

$$\bar{L}_T = \frac{L_T^*}{U_1^2} = \frac{\frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma T_\Gamma^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_\Gamma-1}{k_\Gamma}}} \right)}{U_1^2},$$

де: U_1 – колова швидкість на входному діаметрі робочого колеса, м/с;

$$3. \text{ пропускна спроможність: } \mu F = \frac{G_\Gamma}{\rho_T \sqrt{2 L_T^*}}, \text{ см}^2,$$

де: μ – коефіцієнт витрати, F – площа перетину, см², ρ_T – густина газів на виході з турбіни, кг/м³;

$$\eta_\Gamma = \frac{\left(\frac{Cp(T_\Gamma^* - T_T)}{Cp T_\Gamma^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{n-1}{n}}} \right)} \right)}{\left(\frac{1 - \frac{T_T}{T_\Gamma^*}}{1 - \pi_T^{\frac{n-1}{n}}} \right)}$$

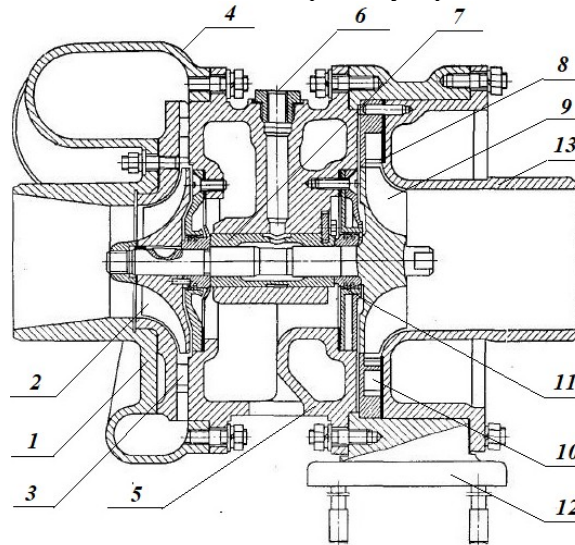
4. коефіцієнт корисної дії:

де: π_T – степінь зниження тиску у турбіні; T_Γ^* – повна температура газів перед турбіною, К; T_T – статична температура газів після турбіни, К; Cp – питома

масові теплоємність газів при сталому тиску, Дж/кг К; n – показник політропи розширення газів у турбіні;

5. зведена витрата: $\frac{G_T \sqrt{T_T^*}}{P_T}$, м·с·К^{0,5}.

На рис. 3 подана конструктивна схема експериментального турбокомпресора. В корпусі турбокомпресора 5 встановлювався ротор, який складався з робочого колеса турбіни 9, яке зварюванням тертя поєднано з валом, на якому був встановлений підшипник ковзання 7, ущільнення 11 та робоче колесо компресора 2. З боку колеса компресора встановлений корпус 1, в якому закріплений лопатковий дифузор 3 з відповідним пристроєм 4. Матило до підшипника постачалось через штуцер 6.



1 – корпус компресора; 2 – робоче колесо компресора; 3 – лопатковий дифузор; 4 – відповідний пристрій; 5 – внутрішній корпус; 6 – штуцер постачання мастила; 7 – підшипник ковзання; 8 – змінне кільце; 9 – робоче колесо турбіни; 10 – сопловий апарат; 11 – газове ущільнення; 12 – підвідний корпус турбіни; 13 – відвідний патрубок турбіни

Рис. 3 – Загальна конструктивна схема турбокомпресорного агрегату [10]

Газ до турбіни постачався через підвідний патрубок 12, який з'єднувався з відвідним патрубком 13, на якому закріплювався сопловий апарат 10. Зміна радіального зазору між робочим колесом турбіни 9 та нерухомим корпусом 13 у всіх дослідженнях була здійснена за рахунок використання змінних кілець 8, відповідно до рис. 3. Підприємство-виробник гарантувало третій клас точності балансування ротору [11], то ж з урахуванням забезпечення працездатності агрегату при випробуваннях, ротори додатково балансувалися статично та динамічно з точністю до $(0,1 \div 0,2)$ г·см, з огляду на наявність у конструкції агрегатів підшипників ковзання. Величини радіальних зазорів між робочим колесом турбіни та корпусом, складали відповідно (1,4; 1; 0,5; 0,3) мм, та контролювались при температурі навколишнього середовища за допомогою свинцевих пластин та щупів на прохід. Матеріал робочого колеса турбіни ХН78Т (ЭИ-435), нерухомий корпус турбіни виготовлений з чавуну ЖЧН 2.0 [10, 12]. Для досягності при експериментальних дослідженнях потрібних величин осьових та радіальних зазорів проведена оцінка впливу температурних навантажень на зміну розмірів конструкції турбінного агрегату. Коефіцієнти лінійного теплового розширення складають для

ХН78Т $14,4 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, а для чавуну $10 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ відповідно [13, 14]. Таким чином, у діапазоні зміни температури від (300 до 1160) К максимальна зміна величин зазорів становить від 0,034 мм до 0,46 мм. Найбільше значення теплового розширення спостерігається у радіальному напрямку, що потребувало урахування. Дослідження проводились з використанням роторів, поданих на рис. 4, геометричні характеристики турбін яких наведені у таблиці 1.

В роторі D110(2), на відміну від інших експериментальних роторів, використані два підшипники ковзання, відповідно для сприймання радіальних та осьових зусиль, тому в конструкції внутрішнього корпусу турбокомпресорного агрегату були відмінності від схеми, поданої на рис. 3.



Рис. 4 – Ротори турбокомпресорів D110, D85

Таблиця 1

Номенклатура і геометричні характеристики радіальних турбін

Ротор	D_1 , м	D_2 , м	Z_L	β_{1L} , гр	β_{2L} , гр	h_{1L} , м	h_{2L} , м
D110	0,11	0,093	18	90	30	0,011	0,032
D110(2)	0,11	0,097	11	90	26	0,013	0,035
D85	0,085	0,07	18	90	27	0,010	0,023

Для роторів D110 та D85 використаний підшипник ковзання, який сприймав і радіальні, і осьові навантаження. Для турбін, що досліджувались, характеристики подані у вигляді залежності ККД і пропускної здатності від коефіцієнта роботи при сталих значеннях частоти обертання [15]. У процесі випробувань відхилення величин при вимірюваннях були на рівнях: частота обертання ротору не перевищувала від номіналу на 1 %, температура газів на виході камери згоряння до $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$. При випробуваннях використані зразкові механічні манометри класу точності 0,4, для яких була передбачена віброізоляція. Вимірювання здійснювались на режимі, що встановився, та коливання вимірюваних параметрів не перевищували за величиною похибки вимірювання. Зміна витрати повітря досягалася регулюванням положення дросельної заслонки, встановленої перед витратоміром. Температури визначалися за допомогою використання термопар, відповідно до схем рис. 1 – 2. При випробуванні турбін компресор був у складі ротора, що давало можливість мати баланс осьових сил, які діють на ротор у складі двигуна, а також щоб не змінювались втрати енергії у підшипниках від рівня проєктних [15 – 18].

Теоретичні передумови. У радіальній турбіні з напівзакритим робочим колесом розрізняють передній осьовий зазор – між кромками робочих лопаток та корпусом турбіни, і задній осьовий зазор – між диском робочого колеса та корпусом. Фізичні принципи та характер перетікань через осьові зазори визначається типом робочого колеса. У напівзакритих колесах має місце перетікання газу через передній осьовий зазор. У відкритих робочих колесах до них додаються перетікання газу через задній осьовий зазор. Зрештою, у закритих робочих колесах радіально-осьової турбіні цей осьовий

зазор у міру наближення до вихідного перерізу робочого колеса перетворюється на радіальний. Вважається, що поперечним перетіканням газу з зони високого тиску у зону низького тиску дещо перешкоджає дія коріолісових сил, що діють у протилежному напрямку за напрямком плин у перетікаючого газу і зміщує струминки вздовж кромки робочої лопатки вниз по потоку, а також вихори, що утворюються в зазорі. Частина потоку газу, що потрапляє в осьовий зазор, не бере участь у перетворенні енергії на робочій лопатці, тобто з'являються втрати витоків через зазор. За рахунок впливу перетікань на основний потік біля периферії лопатки збільшуються кінцеві втрати. Аналіз експериментальних даних свідчить, що істотний вплив на втрати через перетікання через осьовий зазор крім всіх градієнтів тисків обумовлюється величиною відносного діаметру робочого колеса $\bar{D} = \frac{D_{2CP}}{D_1}$,

як показано у [16]. На величини втрат у зазорі впливають абсолютна величина осьового зазору, кривизна меридіонального профілю робочого колеса, бандажна полиця або покривний диск – для закритого типу колеса, співвідношення та протяжність зазорів між корпусом і робочим колесом у його радіальній та осьовій частинах та розподіл ступеня реактивності за висотою робочої лопатки тощо.

За даними [15 – 18] відносний осьовий зазор впливає на ККД радіальної турбіни значно менше, ніж відносний радіальний зазор на ККД осьової турбіни. Вплив зазору в осьовій частини та радіального зазору в осьовій турбіні аналогічні. Як зазначено у [15], зазори менші за величиною, ніж 0,01 мм, застосовувати недоцільно, так як його величина стає порівняною з товщиною примежевого шару, що утворюється на стінці корпусу і має не стійкий та змінний характер утворення і існування. Втрати внаслідок тертя потоку об корпус збільшуються і певною мірою компенсують зменшення втрат через зниження перетікання газу. У радіальних турбінах, починаючи зі значень відносного осьового зазору у межах (0,1 ÷ 0,15) мм, його подальше збільшення, як правило, не викликає помітного підвищення η_t . У зв'язку з цим зміна зазорів у радіальних турбінах невеликих розмірів, не більше від 0,08 мм до 0,3 мм, мало позначається на величині втрат [15].

Результати досліджень. В дійсності, експериментальні дослідження показали інші результати. Відзначимо, що величина відносного зазору між лопатками та корпусом не є сталою, а змінюється, наприклад для колеса D110, від 0,028 на вході в колесо і до 0,0094 на виході, і виходить за межі рекомендацій робіт [15 – 17]. Випробування, які виконувались за схемою, поданою на рис. 1, дали результати, представлені на рис. 5 – 8.

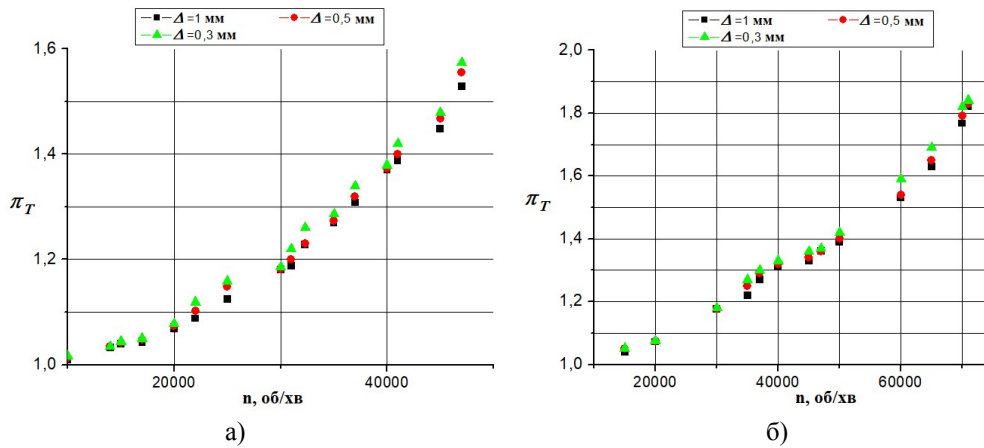


Рис. 5 – Залежність степені зниження тиску у турбінах від частоти обертання ротору: D110 – (а), D85 – (б)

З результатів проведених експериментів отримано, що збільшення степені зниження тиску у турбінах на максимальній частоті обертання склало 3 %, а при мінімальній дослідній частоті, відповідно 1 %, що цілком відповідає прогнозам робіт [1, 2, 15, 16, 18].

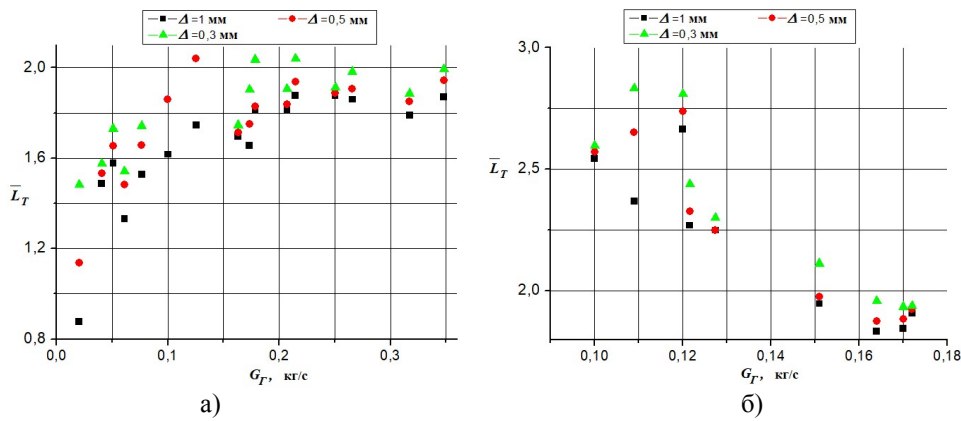


Рис. 6 – Залежність коефіцієнту роботи у турбінах від масової витрати газів: D110 – (а), D85 – (б)

Зміна коефіцієнту роботи ступеня турбіни істотно більше у відсотковому виразу і в середньому не перебільшує 6 %. Отримані значення $U/Ca\delta$ відповідають даним роботи [18], та за отриманими з експериментів даними змінюються в основному в межах 0,6 – 0,5, які близькі до оптимальних (рис. 7).

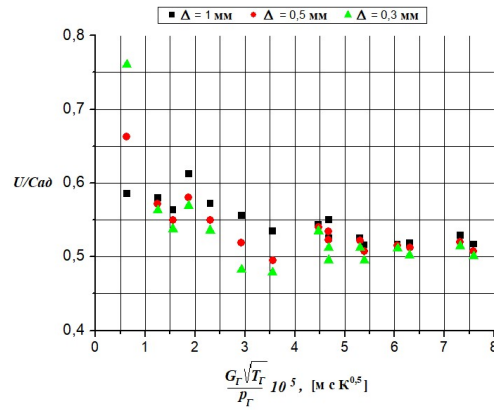


Рис. 7 – Залежність U/Cad турбіни D110 від зведеної масової витрати газів

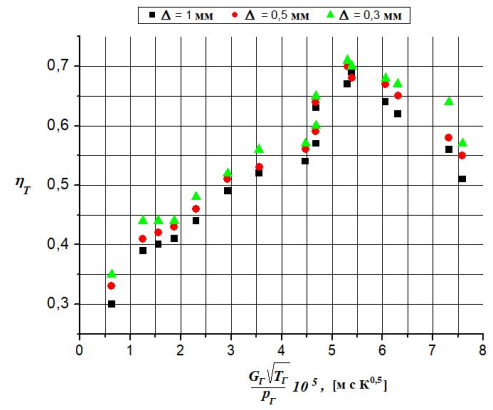


Рис. 8 – Залежність η_T турбіни D110 від зведеної масової витрати газів

Зменшення величини зазору в радіальній частині, та як наслідок, і в осьовій частині, призводить до зростання витрати газу, а також до збільшення ККД ступеня не більше ніж на (2 – 4) %. Характер впливу величин зазору у радіальній та осьовій частині робочого колеса на величини втрат розділити дуже важко як теоретично, так і експериментально, в наслідок складності встановлення приладів вимірювання на дуже малих довжинах проточної частини турбіни. Отриманий вид характеристик (рис. 5 – 8) має особливості у тому, що по мірі зменшення діаметру робочого колеса, а саме в ланці 0,085 м, 0,07 м, 0,06 м, 0,054 м, 0,05 м, спостерігається збільшення впливу осьового зазору. Такий вид характеристик може бути використаний для аналізу ефективних показників ступеня турбіни, як зазначено у [16], наприклад, як елемента газогенератора повітряно-реактивного двигуна. На рис. 9 – 10 подані основні результати, які отримані при експериментальних випробуваннях турбокомпресорних агрегатів за схемою, поданою на рис. 2, і ці випробування були другим етапом досліджень.

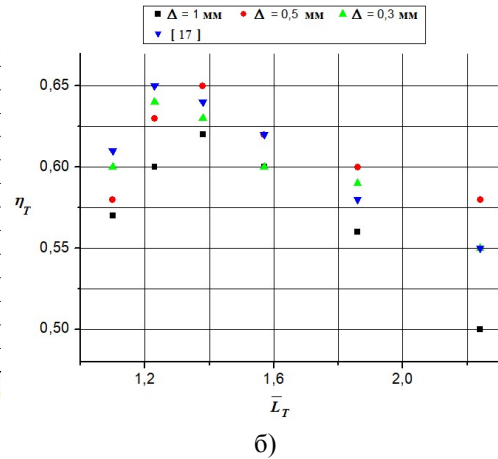
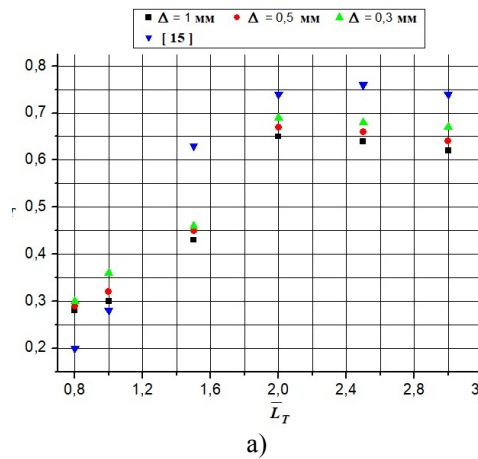


Рис. 9 – Залежність коефіцієнту корисної дії ступенів турбін від коефіцієнту роботи: D110 (а), D85 (б)

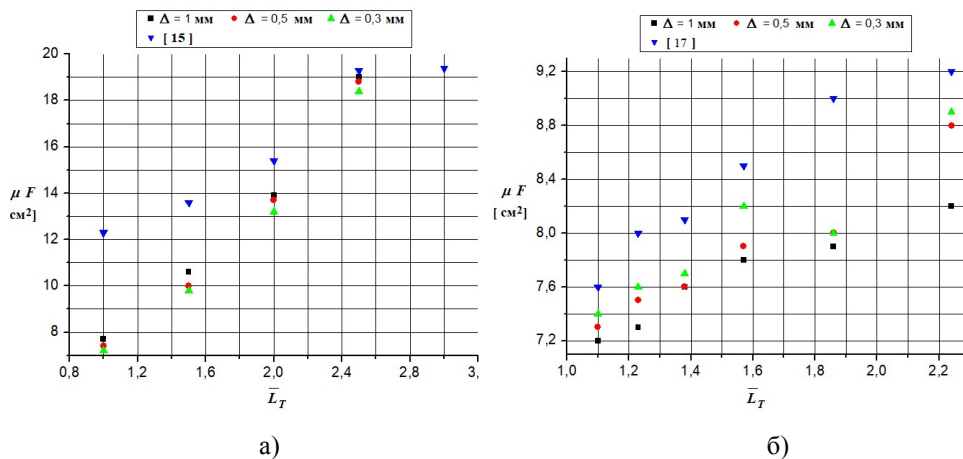


Рис. 10 – Залежність коефіцієнту витратної здатності ступенів турбін від коефіцієнту роботи: D110 (а), D85 (б)

Зазначені результати отримані при великій кількості експериментів. Заміна гідрогальмівного пристрою на компресорну ступінь призвела до того, що для дослідного зразка турбокомпресора серійного виробництва спостерігались нестабільність і значна розбіжність результатів при однакових режимних умовах.

Зміна величини пропускної здатності ступеня турбіни зі зменшенням діаметру робочого колеса проявляється більш значно і зі зменшенням зазору максимально збільшилась для колеса D85 на 9 %, а для колеса D110 зміна становила не більше 7 %.

Рівень ККД, отриманого при випробуваннях по схемі, що відповідала рис. 2, показав гірші показники у порівнянні з даними роботи [15], але слід зауважити, що частота обертання ротору, якій власне відповідає публікація не вказана. Для характеристик, поданих на рис. 9 – 10, в цілому просліджується співпадіння характеру їх зміни. Зі збільшенням діаметру колеса, потужностний ККД ступеня турбіни збільшився на (2 – 3) % для колеса D110. Для колеса D85, зі зменшенням зазору характер зміни ККД носить протирічний характер і потребує додаткових досліджень.

Висновки. Показана необхідність уточнення, доповнення та упорядкування параметричних даних впливу радіального зазору між вільною кромкою лопатки робочого колеса та нерухомим корпусом на енергетичні параметри радіальної турбіни.

Підтверджена складність підтримки стабільності частоти обертання ротору з регулюванням температури газів у камері згоряння, та потрібної витрати газів при використанні у якості гальмівного пристрою ступеня компресора на одному валу з турбіною.

Встановлено, що зменшення осьового зазору з 1,4 мм до 0,3 мм дало покращення коефіцієнту корисної дії турбіни не більш ніж на (2 – 4) %;

Отримано задовільне узгодження отриманих результатів по характеру залежності ККД турбіни та її пропускної здатності з результатами інших авторів.

1. Локай В. И. Максимова М. К., Стрункин В. А. и др. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Теория, конструкция и расчет: Учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 447 с.

2. Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учебник для студентов вузов по специальности Авиационные двигатели. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 432 с.
3. Lattime S. B., Steinetz B. M. High-Pressure-Turbine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions. Journal of Propulsion and Power. 2004. Vol. 20, No. 2. Pp. 300–311. <https://doi.org/10.2514/1.9255>
4. Howard W. D., Fasching W. A. "CF6 Jet Engine Diagnostics Program; High Pressure Turbine Roundness/Clearance Investigation," NASA CR-165581, 1982. 123 p. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19830004830> (дата звернення 07.01.2025).
5. Hourmouziadis J., Albrecht G. An Integrated Aero/Mechanical Performance Approach to High Technology Turbine Design. MTU, 1988. 12 p. <https://apps.dtic.mil/sti/citations/ADP006200> (дата звернення 07.01.2025).
6. NASA/PWA Energy Efficient Engine High Pressure Turbine Detailed Design Report. NASA CR-165608, 1984. 178 p. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19840020719> (дата звернення 07.01.2025).
7. NASA/GE E3 Energy Efficient Engine: Flight propulsion system final design and analysis. NASA CR-168219, 1985. 174 p. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19900019242> (дата звернення 07.01.2025).
8. Wiseman M. W., Guo T. "An Investigation of Life Extending Control Techniques for Gas Turbine Engines", Proceedings of the American Control Conference, Arlington, VA, June 25 – 27, 2001. <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/946211> (дата звернення 07.01.2025).
9. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей / Под ред. С. М. Шляхтенко. Учебник для вузов 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1987. 568 с.
10. Турбокомпрессоры тракторных и комбайновых дизелем. технические требования на капитальный ремонт ТК10-05.0001.054-83, ТК 70.0001.100-80, ТК 70.0001.083-78: Москва: ГОСНИТИ: 1988. 54 с.
11. ГОСТ ИСО 1940-1. 2007. Межгосударственный стандарт. Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса ISO 1940-1:2003 Mechanical vibration — Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state — Part 1: Specification and verification of balance tolerances (IDT). Стандартиформ, 2008. 27 с.
12. Турбокомпрессоры для наддува дизелей и газовых двигателей. Общие технические условия ГОСТ 9658-81. Государственный комитет СССР по стандартам. Москва: 1988. 13 с.
13. Стали и сплавы. Марочник: Справ, изд. / В. Г. Сорокин и др.; Науч.ред. В. Г. Сорокин, М. А. Гервасьев. М.: Интермет Инжиниринг, 2001. 608 с.: ил. ISBN 5-89594-056-0.
14. А. С. Зубченко, М. М. Колосков, Ю. В. Каширский и др. Марочник сталей и сплавов. 2-е изд., доп. и испр. Под общей ред. А. С. Зубченко. М.: Машиностроение, 2003. 784 с.: ил.
15. Байков Б. П., Бордуков В. Г., Иванов П. В., Дейч Р. С. Турбокомпрессоры для наддува дизелей.: Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1975. 200 с.
16. Розенберг Г. Ш., Ткачев Н. М., Кострыкин В. Ф. Центростремительные турбины судовых установок. Л.: Судостроение, 1973. 216 с.
17. Савельев Г. М., Лямцев Б. Ф., Аболтин Э. В. Опыт доводки и производства турбокомпрессоров автомобильных дизелей: Учебное пособие. Москва: 1985, 94 с.
18. Межерский А. Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей. Судостроение, 1971. 192 с.

Отримано 30.12.2024,
в остаточному варіанті 17.03.2025