

УДК 621.438:621.515

doi: 10.32620/aktt.2025.5.04

В. А. ШКАБУРА

*Національний аерокосмічний університет**«Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна*

ДОСЛІДЖЕННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ІЗ СПІЛЬНИМ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ЗАСТОСУВАННЯ ЇХ У ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ І В ЕНЕРГОУСТАНОВКАХ

З метою розвитку двигунів і енергетичних установок розглянуті питання вдосконалення газотурбінних двигунів шляхом застосування в їх складі нового типу турбомашин – турбокомпресорів із спільним робочим колесом (ТКС). Існує ще одна назва цього типу турбомашин – одноступінчастий турбокомпресор (ОТК), хоча для лопаткових машин важливий не диск, а все робоче колесо. У статті показана схема найпростішого газотурбінного двигуна із застосуванням ТКС. Турбокомпресори із спільним робочим колесом залежно від напрямку руху газових потоків можуть мати дві схеми течії в міжлопатковому просторі робочого колеса (РК) – прямоточну та протиточну. Якщо напрями газового та повітряних потоків збігаються щодо осі обертання РК, то схема течії у ТКС прямоточна, при протилежному русі потоків – протиточна. Для здійснення тієї чи іншої схеми течії в РК необхідно підбирати відповідну форму лопаток робочого колеса і розташування соплового, випускного, всмоктувального та нагнітального каналів відносно один одного. Для проведення укрупненого газодинамічного розрахунку ТКС наведено формули, що дозволяють обчислити потужності турбінної та компресорної частин РК. Для роботи ТКС, як самостійного агрегату, важливо, щоб турбінний робочий канал виробляв необхідну потужність для роботи компресорного робочого каналу та подолання механічних втрат у підшипниках і дискових втрат. В статті показана найпростіша схема використання турбокомпресора із спільним робочим колесом у складі авіаційного газотурбінного двигуна. В статті наведені формули з поправочними коефіцієнтами для розрахунку коефіцієнта потужності компресорної частини та коефіцієнта навантаження турбінної частини. У процесі розрахункових та експериментальних досліджень отримано характеристику компресорної частини дослідної моделі ТКС. Результати випробувань компресорної частини дослідної моделі ТКС показали хороший збіг розрахункових та дослідчених значень. Проведені дослідження показали, що турбокомпресор із спільним робочим колесом може бути використаний у складі газотурбінних двигунів, у системі турбонаддуву ДВЗ і в енергоустановках.

Ключові слова: турбокомпресор із спільним робочим колесом; турбінна частина; компресорна частина; схеми течії в робочому колесі; газотурбінний двигун.

Вступ

Відомо, що основним напрямом розвитку газотурбінних двигунів, є підвищення параметрів циклу їх роботи і ефективності процесів, що відбуваються в них [1, 2]. Однак традиційні підходи багато у чому себе вже вичерпали, і тому суттєві зрушення в цьому напрямку можливі лише при використанні нових технічних рішень, підходів і технологій. Особливо актуально це у газотурбінних двигунах і в системі турбонаддуву ДВЗ невеликої потужності, де використання лише осьових компресорів і турбін в турбокомпресорі, внаслідок занадто малих розмірів лопаток останніх ступенів, має чималі труднощі. Усе це змушує застосовувати інші типи турбомашин і проводити дослідження, створені за для вдосконалення нових типів турбомашин для ГТД, енергетичних установок та турбонаддуву ДВЗ.

1. Постановка задачі

Зі зменшенням розмірів двигунів та їх турбокомпресорної частини знижується ефективність роботи осьових та радіальних ступенів компресора та турбіни. Крім того, при малих розмірах лопаток турбін ГТД проблематично розміщення внутрішніх каналів охолодження, так як при попаданні пилу в проточну частину є небезпека їх засмічення. А потовщення вихідної кромки для охолодження задньої частини лопаток призводить до великих втрат енергії в слідах. Плівкове охолодження істотно покращує тепловий захист лопаток, але є причиною додаткових втрат і зниження ККД турбін, особливо в малорозмірних ГТД [1, 3].

Одним із способів вирішення цієї проблеми є застосування у складі газотурбінних двигунів і для турбонаддуву ДВЗ нового типу турбомашин – тур-



[Creative Commons Attribution
NonCommercial 4.0 International](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

бокомпресорів із спільним робочим колесом (ТКС) [4-7]. У силу особливостей пристрою і способу їх роботи вони мають вдвічі більшу висоту лопаток робочого колеса (РК) у порівнянні з іншими схемами турбомашин, що важливо при малих об'ємних витратах газу і, отже, малих розмірах лопаток. Крім того, завдяки періодичності роботи лопаток РК, ТКС можуть працювати при більш високих температурах газу перед турбіною [5, 6]. Однак, для успішного застосування ТКС у складі ГТД або турбонаддуву ДВЗ необхідно проводити подальші дослідження та розвиток теорії їхнього розрахунку.

2. Результати

Турбокомпресори із спільним робочим колесом, в залежності від напрямку руху газових потоків, можуть мати дві головні схеми течії у міжлопатковому просторі РК: прямооточну і протиточну [4]. Якщо напрямки газового і повітряних потоків збігаються щодо осі обертання РК, то схема течії в ТКС прямооточна (рис. 1), при протилежному русі потоків – протиточна (рис. 2).

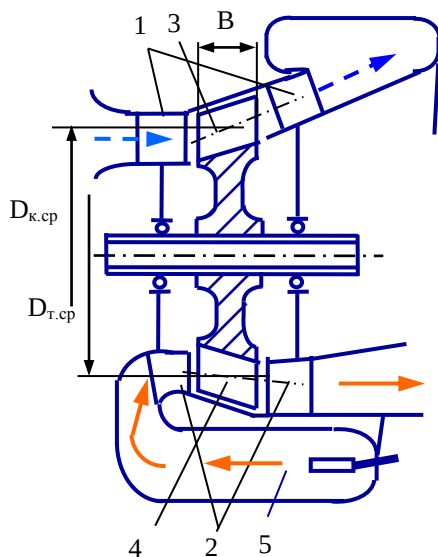


Рис. 1. Схема турбокомпресора із спільним робочим колесом в якості простого ГТД:

- 1 – компресорна частина; 2 – турбінна частина;
3 – компресорний робочий канал; 4 – турбінний робочий канал; 5 – камера згорання

Для здійснення тієї чи іншої схеми течії в РК необхідно підбирати відповідну форму лопаток робочого колеса і розташування соплового, випускного, всмоктуючого і нагнітального каналів один щодо одного [4].

Кожна із схем течії має свої переваги та недоліки: при прямооточній схемі руху швидше відбува-

ється зміна режиму роботи лопаток РК при переході їх з одного робочого каналу до іншого. Однак, при прямооточній схемі складніше забезпечити ефективну роботу лопаток РК і в компресорному, і в турбінному режимах роботи.

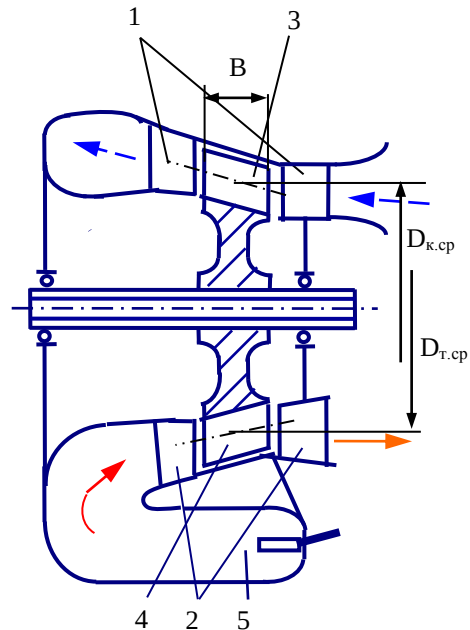


Рис. 2. Схема застосування турбокомпресора із спільним робочим колесом в якості простого ГТД з протиточною схемою руху потоків:

- 1 – компресорна частина; 2 – турбінна частина;
3 – компресорний робочий канал; 4 – турбінний робочий канал; 5 – камера згорання

Існує ще одна назва турбомашин цього типу, автор наукової роботи [9] назвав їх однодисковими турбокомпресорами (ОТК). Хоча для лопаткових машин, що застосовуються в ГТД та для турбонаддуву ДВЗ важливий не диск, а робоче колесо. Наприклад, турбокомпресора для наддуву ДВЗ з осьовим РК турбіни позначають ТК, і з радіально-осьовим – ТКР. Тому вважаю правильніше цей тип турбомашин називати турбокомпресора із спільним робочим колесом (ТКС).

Спільне робоче колесо (СРК) вже давно застосовують у ДТРД із заднім розташуванням вентилятора або у виносному турбовентиляторному агрегаті [8]. Такі конструкції ДТРД і турбовентиляторного агрегату з двоярусним СРК мають свої переваги та недоліки. Однак застосування двоярусного СРК у вентиляторі і в турбіні не вирішує головну проблему двигунобудування – підвищення температури газу перед турбіною і ступеня підвищення тиску компресора. А використання ТКС у складі ГТД дозволяє вирішити цю проблему завдяки особливостям конструкції цих турбокомпресорів та способу їх роботи.

Тривалість одного обороту лопаток РК ТКС складається з таких умовних і тимчасових ділянок

$$\tau_{об} = 60/n = \tau_k + \tau_T + 2\tau_{пер}, \quad (1)$$

де τ_k, τ_T – час роботи лопаток РК в компресорному і в турбінному режимах;

$\tau_{пер}$ – час перебування лопаток в перемичці.

Дослідження показали, що при переході з одного режиму роботи в інший – на певній ділянці РК відбувається розгін потоку до необхідної швидкості. Особливо це проявляється у компресорному робочому каналі в ТКС із протитечієюною схемою руху потоків. Крім того, протяжність їх перемичок більше, ніж в аналогічному ТКС з прямотечієюною схемою руху потоків. Це призводить до зниження коефіцієнта напору компресорної частини і до додаткових втрат енергії, так як зменшується час нормальної роботи лопаток РК у компресорному робочому каналі.

$$\tau_{к.р} = \tau_k - \tau_{разг}, \quad (2)$$

де $\tau_{разг}$ – час розгону потоку.

При роботі ТКС деяка частина повітря переноситься в міжлопатковому просторі РК через роздільник з компресорного робочого каналу 3 в турбінний робочий канал 4 (рис. 1-2). Відповідно частина гарячого газу, що залишився в міжлопатковому просторі РК, надходить з турбінної частини в компресорну частину. Це є основною особливістю турбокомпресорів цього типу.

Як показали попередні дослідження, для ефективної роботи турбінної та компресорної частин ТКС, з високим ККД, необхідно вибрати оптимальні значення основних режимних та геометричних параметрів їх проточних частин.

Наприклад, завдяки підвищенню середнього діаметра у компресорній проточній частині, збільшується енергообмін в ній і як правило ККД. А для турбінної частини навпаки, щоб вона робила більш ефективно, бажано, щоб газ рухався у робочому колесі із зменшенням середнього діаметра робочого каналу.

Проведені дослідження компресорної частини дослідних моделей ТКС показали, що коефіцієнт її потужності можна попередньо визначити як для звичайного діагонального компресора, а потім за допомогою поправочних коефіцієнтів можна врахувати всі особливості роботи компресорної частини ТКС

$$\mu_k = \mu K_s K_e K_L K_T K_{BD} K_C, \quad (3)$$

де K_s – коефіцієнт, що враховує вплив величини зазору між корпусом і лопатками;

K_e – коефіцієнт, що враховує ступінь парціальності компресорної частини;

K_L – коефіцієнт, що враховує геометричні особливості лопаток компресорної частини;

K_{DC} – коефіцієнт, що враховує вплив зміни середнього діаметра проточної частини компресорного робочого каналу (КРК);

K_T – коефіцієнт, що враховує вплив параметрів газу із турбінного робочого каналу;

K_{BD} – коефіцієнт, що враховує співвідношення ширини решітки до середнього діаметру КРК.

Для парціальних турбомашин і для турбінної та компресорної частин ТКС має значення співвідношення довжини робочого каналу або осової протяжності РК до середнього діаметру робочого каналу. При порівняно невеликому співвідношенні $B/D_{к.р} = 0,09 \dots 0,18$ можна досягти максимальної ефективності роботи компресорної частини ТКС (напору і ККД). При підвищеному співвідношенні ширини решітки до середнього діаметра робочого каналу РК газ не встигає пройти весь робочий канал.

Витрата повітря на вході в компресорну частину і виході з неї внаслідок перетікання через роздільники змінюється, тому вираз визначення потужності компресорної частини РК має вигляд

$$N_{ук} = G_{B2} C_{2ук} u_{2к} - G_{B1} C_{1ук} u_{1к}, \quad (4)$$

де G_{B1} – витрата повітря на вході в компресорний робочий канал (КРК);

$C_{1ук}$ – окружна складова абсолютної швидкості потоку на вході в КРК;

$u_{1к}$ – окружна швидкість РК на вході в КРК на середньому радіусі;

G_{B2} – витрата повітря на виході з КРК;

$C_{2ук}$ – окружна складова абсолютної швидкості потоку на виході з КРК;

$u_{2к}$ – окружна швидкість РК на виході з КРК на середньому радіусі.

Проведені дослідження турбінної частини дослідних моделей ТКС показали, що коефіцієнт навантаження турбінної частини можна попередньо визначити як для осового ступеня турбіни, а потім за допомогою поправочних коефіцієнтів врахувати всі особливості роботи турбінної частини ТКС

$$\mu_{TK} = \mu_T K_e K_L K_s K_K K_{BD}, \quad (5)$$

де K_e – коефіцієнт, що враховує ступінь парціальності турбінної частини;

K_L – коефіцієнт, що враховує геометричні особливості лопаток турбінної частини;

K_s – коефіцієнт, що враховує вплив величини зазору між корпусом і лопатками;

K_{BD} – коефіцієнт, що враховує співвідношення ширини решітки до середнього діаметру робочого каналу ТРК;

K_k – коефіцієнт, що враховує вплив параметрів повітря із компресорного робочого каналу.

Так як витрати газу на вході в турбінний робочий канал (ТРК) і виході з нього різні, то формула для визначення потужності турбінної частини РК має вигляд, як в турбіні, що охолоджується

$$N_{\text{вт}} = G_{\text{Г1}} C_{1\text{вт}} u_{1\text{т}} - G_{\text{Г2}} C_{2\text{вт}} u_{2\text{т}}, \quad (6)$$

де $G_{\text{Г1}}$ – витрата газу на вході в ТРК;

$C_{1\text{вт}}$ – окружна складова абсолютної швидкості потоку на вході в ТРК;

$u_{1\text{т}}$ – окружна швидкість РК на вході в ТРК;

$G_{\text{Г2}}$ – витрата газу на виході з турбінного робочого каналу;

$C_{2\text{вт}}$ – окружна складова абсолютної швидкості потоку на виході з ТРК;

$u_{2\text{т}}$ – окружна швидкість РК на виході з ТРК.

Для роботи ТКС, як самостійного агрегату, наприклад, при турбонаддуві ДВЗ, важливо, щоб турбінний робочий канал виробляв необхідну потужність для роботи компресорного робочого каналу і на подолання механічних втрат у підшипниках, і дискових втрат

$$N_{\text{вт}} = N_{\text{шк}} + N_{\text{мех}} + N_{\text{диск}}. \quad (7)$$

Для розвитку теорії газодинамічних розрахунків проточних частин ТКС та апробації створених методик розрахунку розроблена і виготовлена дослідна модель турбокомпресора [5]. Щоб збільшити частоту обертання РК був замінений підшипнико-

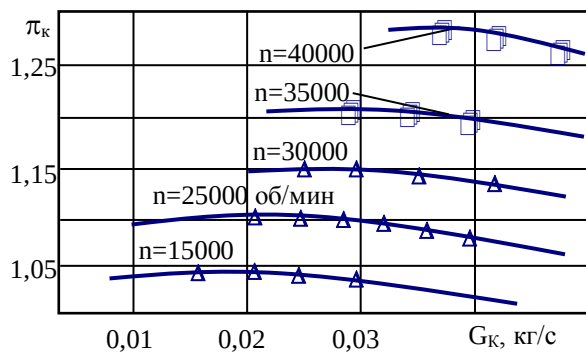


Рис. 3. Характеристика компресорної частини дослідної моделі ТКС:

Δ – привід РК від електродвигуна; $\square$ – привід від турбінної частини ТКС; — – розрахунок

вий вузол, а до валу дослідної моделі через муфту під'єднаний більш потужний електродвигун з регулятором оборотів. Потужність електродвигуна та обороти ротора обмежені, тому для випробування компресорної частини на оборотах 35000...40000 об/хв привід ротора здійснювався від турбінної частини, в яку для її роботи подавалося стиснене повітря. Результати досліджень компресорної частини дослідної моделі ТКС показані на рис. 3.

Результати досліджень компресорної частини дослідної моделі ТКС показали хороший збіг розрахункових і досвідчених значень.

Проведені дослідження також показали, що ТКС найбільш ймовірно буде використовуватися в ГТД якості останнього ступеня компресора і першого ступеня турбіни або там, де необхідно мати найбільш просту конструкцію двигуна. Найбільш проста схема використання турбокомпресора із спільним робочим колесом у складі авіаційного газотурбінного двигуна показана на рис. 4.

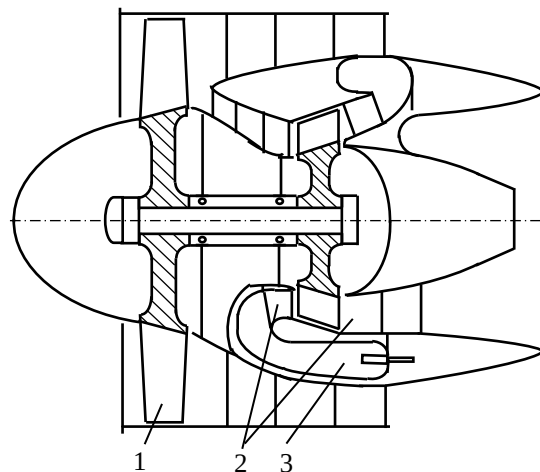


Рис. 4. Схема авіаційного ГТД із ТКС:
1 – вентилятор; 2 – турбокомпресор (ТКС);
3 – камера згорання

У газотурбінних двигунах, де одна з основних вимог висока ефективність, ТКС доцільно застосовувати в якості останнього ступеня компресора і першого ступеня турбіни. Це дозволяє збільшити степінь підвищення тиску в компресорі та температуру газу перед турбіною і тим самим збільшити ефективність роботи ГТД.

Дослідження показали [5-7], що турбінна частина ТКС може ефективно працювати при досить великих перепадах тиску $\pi_r = 3...3,5$ і на 300 ... 350° великих температурах газу. Тому для приводу компресора ГТД із $\pi_k^* = 9...12$ достатньо лише турбінної частини ТКС. Цей тип турбокомпресорів можна застосовувати також у складі різних енергетичних установок.

Висновки

Проведено дослідження компресорної і турбінної частин турбокомпресора із спільним робочим колесом з метою розвитку теорії їх газодинамічного розрахунку та застосування у газотурбінних двигунах, енергетичних установках та в системі турбонаддуву ДВЗ.

Наявність перехідних процесів у робочих каналах РК накладає певні обмеження на геометрію проточних частин, наприклад, при підвищеному співвідношенні ширини решітки до середнього діаметра робочого каналу РК, газ або повітря не встигає пройти весь робочий канал. І це призводить до зниження ефективності роботи ТКС.

Для здійснення тієї чи іншої схеми течії в РК, необхідно підбирати відповідну форму лопаток робочого колеса і розташування соплового, випускного, всмоктуючого та нагнітального каналів відносно один одного.

Усі варіанти ТКС поєднує те, що розширення одного газу та стиснення іншого газу відбувається в міжлопатковому просторі одного спільного РК. Причому, ці процеси здійснюються в різних кутових частинах РК (парціальне підведення) чи на різних частинах лопаток (по довжині чи ширині).

Створити ефективний турбокомпресор із спільним робочим колесом складніше, ніж традиційний турбокомпресор, оскільки досить важко одночасно організувати ефективну роботу турбінної та компресорної частин в спільному робочому колесі.

У складі авіаційного газотурбінного двигуна бажано разом використовувати, з турбокомпресором із спільним робочим колесом, традиційні компресорні та турбінні ступені.

У газотурбінних двигунах, де одна з основних вимог висока ефективність, ТКС доцільно застосовувати в якості останнього ступеня компресора і першого ступеня турбіни. Це дозволяє збільшити степінь підвищення тиску в компресорі та температуру газу перед турбіною і тим самим збільшити ефективність роботи ГТД.

Проведені розрахункові та експериментальні дослідження дослідної моделі ТКС дозволили допрацювати методики газодинамічних розрахунків його компресорної та турбінної частин.

Конфлікт інтересів

Автор заявляє, що немає конфлікту інтересів щодо цього дослідження, фінансового, особистого, авторського чи іншого, який міг би вплинути на дослідження та його результати, представлені в цій статті.

Фінансування

Дослідження проводилося без фінансової підтримки.

Доступність даних

Рукопис не містить пов'язаних даних.

Використання штучного інтелекту

Автор підтверджує, що він не використовував технології штучного інтелекту під час створення цієї роботи.

Автор прочитав та погодився з опублікованою версією рукопису.

Література

1. Кулагин, В. В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Кн.3. Основные проблемы [Текст] / В. В. Кулагин. – М. : Машиностроение, 2005. – 464 с.
2. Автомобильные двигатели с турбонаддувом [Текст] / Н. С. Ханин, Э. В. Аболтин, Б. Ф. Лямцев, [и др.]. – М. : Машиностроение, 1991. – 336 с.
3. Холщевников, К. В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин [Текст] / К. В. Холщевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин. – М. : Машиностроение, 1986. – 432 с.
4. Пат. № 84679 України. МКІД. F02 K3/00. Газотурбінний двигун і спосіб його роботи [Текст] / Шкабура В. А. (Україна). Заявлено 01.12.2004. Опубл. 25.11.2008.
5. Шкабура, В. А. Результаты исследований турбинной и компрессорной частей турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в малоразмерных газотурбинных двигателях [Текст] / В. А. Шкабура // Вісник двигунобудування. – 2017. – №2. – С. 118-121.
6. Шкабура, В. А. Исследование влияния перетекания части газовых потоков на эффективность работы турбокомпрессора с общим рабочим колесом применительно к ГТД [Текст] / В. А. Шкабура // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2012. – №7 (94). – С. 114-118.
7. Шкабура, В. А. Результаты исследований компрессорной и турбинной частей турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в малоразмерных двигателях [Текст] / В. А. Шкабура // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2019. – №4 (156). – С. 39-43.
8. Пономарёв, Б. А. Настоящее и будущее авиационных двигателей [Текст] / Б. А. Пономарёв – М. : Воениздат, 1982. – 240 с.
9. Кончаков, Е. И. Совершенствование судовых парциальных турбомашин на малых моделях [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук: 05.08.05 / Кончаков Евгений Иванович. – Владивосток, 2001. – 267 с.

References

1. Kulagin, V. V. *Teoriya, raschyot i proektirovaniye aviacionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok: Kn.3. Osnovnye problemy* [Theory, calculation and design of aviation engines and power stations: Book 3. Main problems]. Moscow, Mechanical engineering Publ., 2005. 464 p. (in Russian).
2. Hanin, N. S., Aboltin, E. V., Lyamcev, B. F., & Zajcev E. N. *Avtomobil'nye dvigateli s turbonaddvom* [Automobile engines with turbocharging]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1991. 336 p. (in Russian).
3. Holshchevnikov, K. V., Emin, O. N., & Mitrokhin, V. T. *Teoriya i raschyot aviacionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aviation impeller machines]. Moscow. Mechanical engineering Publ., 1986. – 432 p. (in Russian).
4. Shkabura, V. A. *Gazoturbinniy dvigun i sposib jogo roboti* [Gas turbine engine and how it works]. Patent UA, № 84679, 2008. (in Russian).
5. Shkabura, V. A. *Rezultaty yssledovanyy turbyynoy y kompressoroy chastey turbokompressorov s obshchym rabochym kolesom dlya pryomenenyya v malorazmernykh hazoturbynykh dvyhatyakh* [Results of analysis of turbine zone and compressor zone of turbo-compressor with the general driving wheel for small gas turbine engines]. *Visnyk dvyhunobuduvannia – Herald of aeroenginebuilding*, 2017, no. 2, pp. 118-121. (in Russian).
6. Shkabura, V. A. *Issledovanye vlyyanyya peretekanyya chasty hazovykh potokov na effektivnost' raboty turbokompressora s obshchym rabochym kolesom pryemnyel'no k HTD* [Analysis of especially work of turbo-compressor with general impeller for gas turbine engines]. *Aviatsiyno-kosmichna tekhnika i tekhnolohiya - Aerospace Technic and Technology*, 2012, no. 7(94), pp. 114-118. (in Russian).
7. Shkabura, V. A. *Rezultaty yssledovanyy kompressoroy y turbyynoy chastey turbokompressorov s obshchym rabochym kolesom dlya pryomenenyya v malorazmernykh dvyhatyakh* [Results of analysis of turbine zone and compressor zone of turbo-compressor with the general driving wheel for small gas turbine engines]. *Aviatsiyno-kosmichna tekhnika i tekhnolohiya - Aerospace Technic and Technology*, 2019, no. 4 (156), pp. 39-43. (in Russian).
8. Ponomaryov, B. A. *Nastoyashee i budushee aviacionnykh dvigateley* [The present and future of aircraft engines]. Moscow, Military Publishing, 1982. 240 p. (in Russian).
9. Konchakov, E. I. *Sovershenstvovanie sudovykh parcialnykh turbomashin na malykh modelyakh. Diss. dokt. tekhn. nauk* [Improvement of ship partial turbomachines on small models. Dr. eng. sci. diss.]. Vladivostok, 2001. 267 p. (in Russian).

Надійшла до редакції 15.08.2025, розглянута на редколегії 22.09.2025

RESEARCH FOR TURBOCOMPRESSORS WITH GENERAL IMPELLER FOR APPLICATION IN GAS TURBINE ENGINES AND POWER PLANTS

Vladimir Shkabura

To develop engines and power plants, the issues of improving small-sized engines through the use of a new type of turbomachines – turbo-compressors with general impeller (TCG) have been considered. Another name for this type of turbomachine is a single-disk turbo-compressor (STC), although for bladed machines, it is not the disk that is important, but the entire impeller. The article shows a diagram of the simplest gas turbine engine using TCG. Depending on the direction of gas flow, turbocompressors with a general impeller can have two flow patterns in the inter-blade space of the impeller: direct flow and counterflow. If the directions of the gas and air flows coincide with respect to the axis of rotation of the impeller, then the flow pattern in the TCG is direct flow, with the opposite flow – counterflow. To implement a particular flow scheme in the impeller, the appropriate shape of the impeller blades and the location of the nozzle, exhaust, suction, and discharge channels relative to each other must be selected. To perform an enlarged gas-dynamic calculation of the TCG, formulas are given to calculate the power of the turbine and compressor parts of the impeller. For the operation of the TCS as an independent unit, the turbine working channel must produce the necessary power for the operation of the compressor working channel to overcome mechanical losses in bearings and disk losses. The article shows the simplest scheme of using a turbocompressor with a common impeller as part of an aircraft gas turbine engine. The article presents formulas with correction factors for calculating the power factor of the compressor part and the turbine part's load factor. The characteristics of the compressor part of the experimental model of the TCG were obtained in the process of calculation and experimental studies. The results of the tests of the compressor part of the experimental model of the TCG showed a good correlation between the calculated and experimental values. The conducted studies have shown that a turbocharger with a common impeller can be used in gas turbine engines, in the turbocharging system of internal combustion engines, and in power plants.

Keywords: of turbo-compressor with general impeller; compressor part; turbine part; of gas turbine engine; flow patterns in the impeller.

Шкабура Володимир Анатолійович – канд. техн. наук, старш. наук. співроб. каф. № 205, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Vladimir Shkabura – Candidate of Technical Science, Senior Staff Scientist at the Department №205, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine, e-mail: shkabura_v_a@ukr.net, ORCID: 0000-0002-6245-736X.