

УДК 621.452.3.033:519.876.5

doi: 10.32620/aktt.2024.4.02

О. В. КІСЛОВ, М. А. ШЛЯХОВА

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна

ПОРІВНЯННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОТОКУ ПЕРЕД СИЛОВОЮ ТУРБІНОЮ ПРИ ФРОНТАЛЬНОМУ ТА НОРМАЛЬНОМУ ПІДВЕДЕННІ ПОВІТРЯ, ЩО ПЕРЕПУСКАЄТЬСЯ З КОМПРЕСОРА

Предметом статті є питання впливу способу підведення повітря, що перепускається з компресора у силову турбіну турбовального ГТД. Актуальність такої схеми ГТД обумовлена намаганням підвищити ефективність перетворення теплоти у роботу і проблемами забезпечення стійкої роботи компресора на дросельних режимах ГТД при високому ступіні підвищення тиску у компресорі. Високий ступінь підвищення тиску компресора є наслідком того, що для зростання ефективного ККД ГТД необхідно збільшувати параметри циклу ГТД – ступіня підігріву і ступіня підвищення тиску робочого тіла. Дієвим способом підвищення стійкості роботи компресора ГТД є перепускання повітря з компресора в атмосферу, але це погіршує питомі параметри ГТД. В перспективних схемах ГТД для уникання втрат корисної роботи передбачаються різні способи використання повітря, що перепускається з компресору. Однією з таких схем є турбовальний ГТД з перепуском повітря у силову турбіну. Ця схема забезпечує більш високу ефективність турбовального ГТД у порівнянні з перепусканням повітря з компресора в атмосферу при збереженні стійкості компресора. Такий ГТД має додатковий канал для підведення повітря з компресора у силову турбіну та камеру змішування потоків перед силовою турбіною. Камера змішування може бути з фронтальним або нормальним підведенням повітря, що перепускається з компресора. При нормальному підведенні повітря зменшується довжина камери змішування, але зростають втрати повного тиску і приведена швидкість потоку перед силовою турбіною. Метою роботи є розробка математичної моделі камери змішування з нормальним підведенням потоків та порівняння характеристик такої камери змішування з характеристиками камери змішування з фронтальним підведенням потоків, які одержані за допомогою відомої математичної моделі. Для досягнення мети вирішенні наступні завдання: за допомогою припущення про відсутність тертя на стінках каналу одержано точне рішення системи рівнянь, що описують процес змішування; розрахунковим шляхом отримані характеристики для камер змішування з фронтальним та нормальним підведенням перепусканого повітря у вигляді залежностей приведеної швидкості потоку та відносного повного тиску на виході з камер змішування від приведеної швидкості основного потоку та співвідношення секундних масових витрат потоків, при заданому співвідношенні повних температур потоків на вході у камеру змішування; проведено порівняння параметрів потоку на виході з камер змішування з фронтальним та нормальним підведенням повітря. Висновки: оцінені параметри потоку на виході з камер змішування і виявлено, що при нормальному підведенні потоків, втрати повного тиску і приведена швидкість на виході з камери змішування вище, ніж при фронтальному підведенні потоків. Однак величина погіршення параметрів потоку при нормальному підведенні потоків незначна, що залишає таку камеру змішування конкурентоспроможною внаслідок меншої потрібної довжини її.

Ключові слова: камера змішування; турбовальний ГТД; силова турбіна; перспективна схема газотурбінного двигуна; компресор; математична модель.

Вступ

Головна тенденція розвитку газотурбінних енергоустановок – підвищення ефективності перетворення теплової енергії в механічну і далі в електричну. В роботі [1] зазначається, що для підвищення економічних параметрів та ефективності ГТД необхідно уникати втрат корисної роботи. Для цього підвищуються параметри циклу та

застосовуються більш складні схеми ГТД. Однією з перспективних схем ГТД з високими параметрами циклу є схема з перепуском повітря з компресора у силову турбіну, приклад такої схеми розглянуто в роботі [2]. При цьому відбувається змішування двох потоків перед силовою турбіною і необхідно мати змогу оцінити параметрів цієї суміші. Тобто, по суті, в турбовальному ГТД з перепуском повітря з компресора у силову турбіну з'являється додатковий

елемент – камера змішування. Для математичного моделювання такого ГТД необхідна математична модель камери змішування.

Аналогічна задача вирішується при моделюванні ТРДД зі змішуванням потоків, як в роботах [3, 4]. Зазвичай, при цьому розглядається циліндрична камера змішування з фронтальним підведенням потоків. Для такої задачі існує точне рішення, якщо знехтувати силою тертя на стінках. Врахування цієї сили здійснюється за допомогою емпіричного коефіцієнту [5, 6]. Однак, при перепусканні повітря з компресора в силову турбіну, підведення в камеру змішування може бути і нормальним. Схеми підведення потоків показані на рисунку 1, де G_I, G_{II} – масові секундні витрати для основного потоку та потоку, що підводиться; F_I, F_{II} – площ поперечних перерізів каналів.

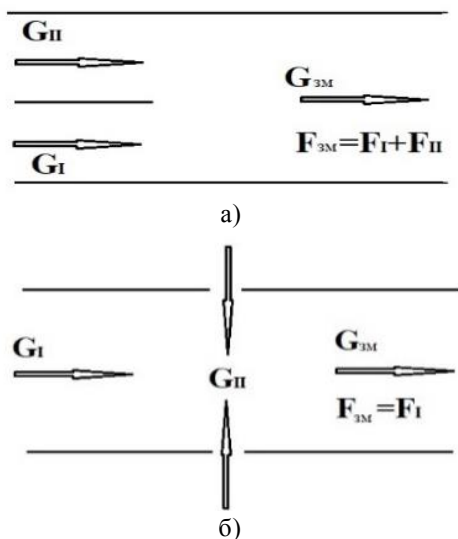


Рис. 1. Схеми підведення потоків:
а) – фронтальне підведення потоків;
б) – нормальне підведення потоків

Відомо, що змішування є незворотнім процесом та супроводжується втратами повного тиску [7, 8]. Вочевидь, що при нормальному підведенні потоків змішування більш інтенсивне та втрати повного тиску вищі. Однак, при цьому зменшується необхідна довжина камери змішування, що вигідно з конструктивної точки зору. Тому мають розглядатися обидві схеми підведення потоків.

Виявляється, що при нормальному підведенні перепускного повітря також можна отримати точне рішення, якщо прийняти припущення про відсутність тертя на стінках каналу. Це рішення може бути використано при створенні математичної моделі камери змішування для моделювання режимів роботи турбовального ГТД з перепуском повітря з компресора у силову турбіну. Крім того, становить

інтерес зіставлення параметрів суміші при різних способах підведення перепускного повітря. Доцільно вирішувати задачу у безрозмірному виді, що робить математичну модель універсальною.

Метою роботи є розробка математичної моделі камери змішування при фронтальному та нормальному підведенні потоків, а також оцінка та порівняння параметрів камери змішування при різних способах підведення потоків.

Для досягнення мети треба вирішити наступні завдання:

- розробити математичну модель камери змішування при нормальному підведенні потоків;
- розрахунковим шляхом одержати характеристики камер змішування з фронтальним та нормальним підведенням потоків;
- порівняти характеристики камер змішування з фронтальним та нормальним підведенням потоків .

1. Метод дослідження

Методом розв'язання задачі є математичне моделювання процесів, що відбуваються у камері змішування.

Математична модель камери змішування має забезпечувати можливість розрахунку параметрів потоку на виході з камери змішування при відомих параметрах потоку на вході в камеру змішування та її геометрії.

Математичні моделі, що пропонуються, базуються на точному рішенні рівнянь газодинаміки стосовно процесу змішування потоків, які можливо одержати при припущенні про відсутність тертя на стінках каналу та умові циліндричності камер змішування.

1.1. Математична модель камери змішування з фронтальним підведенням потоків

Нехай на вході у циліндричну камеру змішування відомі відношення площ поперечних перерізів каналів $\frac{F_{II}}{F_I}$, повних температур потоків

$\theta^* = \frac{T_{II}^*}{T_I^*}$ та приведені швидкості потоків λ_I, λ_{II} .

Тоді, за допомогою рівняння Христиановича, можна визначити співвідношення масових секундних витрат:

$$m = \frac{G_{II}}{G_I} = \frac{F_{II}}{F_I} \frac{p_{II}^*}{p_I^*} \frac{q(\lambda_{II})}{q(\lambda_I)} \frac{1}{\sqrt{\theta^*}}, \quad (1)$$

де G_I, G_{II} - масові секундні витрати для основного потоку та потоку, що підводиться;

p_I^*, p_{II}^* - повні тиски основного потоку та потоку, що підводиться;

$q(\lambda_I), q(\lambda_{II})$ - відносні щільності току основного потоку та потоку, що підводиться.

В дозвукових потоках при відсутності колової складової швидкості $\frac{dp}{dr} = 0$ та $p(r) = \text{const}$, тоді

$$\frac{p_{II}}{p_I} = 1 \quad \text{або} \quad \frac{p_{II}^* \pi(\lambda_{II})}{p_I^* \pi(\lambda_I)} = 1. \quad \text{З цього випливає}$$

співвідношення повних тисків

$$\frac{p_{II}^*}{p_I^*} = \frac{\pi(\lambda_I)}{\pi(\lambda_{II})}. \quad (2)$$

Тут p_I, p_{II} - статичні тиски основного потоку та потоку, що підводиться;

$\pi(\lambda_I), \pi(\lambda_{II})$ - газодинамічні функції тиску для основного потоку та потоку, що підводиться.

А з урахуванням того, що газодинамічна функція $y(\lambda) = \frac{q(\lambda)}{\pi(\lambda)}$, з рівняння (1) виходить

$$m\sqrt{\theta^*} = \frac{F_{II} y(\lambda_{II})}{F_I y(\lambda_I)}. \quad (3)$$

Для циліндричної камери змішування, за прийнятих припущень, проекція сил, діючих на потік в осьовому напрямі, дорівнюється нулю, тому і повний імпульс потоку $\Phi = Gc + pF$ залишиться незмінним. Тоді потік повного імпульсу суміші дорівнюється сумі потоків повних імпульсів на вході в камеру змішування.

З використанням газодинамічної функції імпульсу потоку

$$z(\lambda) = \frac{\Phi}{\Phi_{кр}} = \frac{1}{2} \left(\lambda + \frac{1}{\lambda} \right),$$

де

$$\begin{aligned} \Phi_{кр} &= Gc_{кр} + p_{кр} F_{кр} = \frac{k+1}{k} a_{кр} G = \\ &= \frac{k+1}{k} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} RT^* G \end{aligned}$$

- імпульс потоку в критичному перерізі, рівняння імпульсів записується у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{k_{3M}+1}{k_{3M}} \sqrt{\frac{2k_{3M}}{k_{3M}+1}} R_{3M} \times (1+m) z(\lambda_{3M}) &= \\ = \frac{k_I+1}{k_I} \sqrt{\frac{2k_I}{k_I+1}} R_I z(\lambda_I) \sqrt{\frac{T_I^*}{T_{3M}^*}} &+ \\ + \frac{k_{II}+1}{k_{II}} \sqrt{\frac{2k_{II}}{k_{II}+1}} R_{II} \times m z(\lambda_{II}) \sqrt{\frac{T_{II}^*}{T_{3M}^*}}. \end{aligned} \quad (4)$$

де k, R - газіві сталі для відповідного перерізу.

Для визначення показників адиабати потоків та їх суміші на виході з камери змішування доцільно використовувати підхід, запропонований у роботі [9], та формулу, яка пов'язує питому ізобарну теплоємність з показником адиабати та універсальною газовою сталою.

За умови однорідності робочих тіл ($k = \text{idem}, R = \text{idem}$) рівняння (4) приймає вид:

$$(1+m)z(\lambda_{3M}) = z(\lambda_I) \sqrt{\frac{T_I^*}{T_{3M}^*}} + m z(\lambda_{II}) \sqrt{\frac{T_{II}^*}{T_{3M}^*}}. \quad (5)$$

Враховуючи енергоізолюваність потоку, з рівняння енергії для потоку випливає, що повні ентальпії потоку на вході та виході з камери змішування однакові. Тоді при $k = \text{idem}, R = \text{idem}$ для потоків, що змішуються, повна температура суміші

$$T_{3M}^* = \frac{T_I^* + mT_{II}^*}{1+m},$$

а відношення повних температур потоків:

$$\frac{T_{3M}^*}{T_I^*} = \frac{1+m\theta^*}{1+m} \quad \text{и} \quad \frac{T_{3M}^*}{T_{II}^*} = \frac{1+m\theta^*}{(1+m)\theta^*}.$$

Після підстановки співвідношень повних температур потоків в рівняння імпульсів (5) воно перетворюється у:

$$\begin{aligned} z(\lambda_{3M}) &= z(\lambda_I) \sqrt{\frac{1}{(1+m)(1+m\theta^*)}} + \\ &+ m z(\lambda_{II}) \sqrt{\frac{\theta^*}{(1+m)(1+m\theta^*)}}. \end{aligned} \quad (6)$$

За розрахованим значення $z(\lambda_{3M})$ визначається приведена швидкість λ_{3M} , що відповідає дозвуковому рішенню

$$\lambda_{3M} = z(\lambda_{3M}) - \sqrt{z(\lambda_{3M})^2 - 1}. \quad (7)$$

За допомогою рівнянь нерозривності у вигляді $G_{3M} = G_I(1+m)$ та Христиановича визначається відношення повного тиску суміші до повного тиску основного потоку:

$$\sigma_{I\Phi} = \frac{P_{3M}^*}{P_I^*} = \frac{F_I}{F_{3M}} \frac{q(\lambda_I)}{q(\lambda_{3M})} (1+m) \sqrt{\frac{T_{3M}^*}{T_I^*}}. \quad (8)$$

З урахуванням того, що

$$F_{3M} = F_I + F_{II} = (1 + \frac{F_{II}}{F_I}) F_I, \text{ а } \frac{T_{3M}^*}{T_I^*} = \frac{1+m\theta^*}{1+m}, \sigma_{I\Phi}$$

визначається як

$$\sigma_{I\Phi} = \frac{\sqrt{(1+m)(1+m\theta^*)} q(\lambda_I)}{1 + \frac{F_{II}}{F_I}} \frac{q(\lambda_I)}{q(\lambda_{3M})}. \quad (9)$$

При необхідності повний тиск потоку, що підводиться, визначається за формулою (2).

1.2. Математична модель камери змішування з нормальним підведенням потоків

Нехай задана циліндрична камера змішування змішування з нормальним підведенням потоків і $F_I = F_{3M}$, де F_I – площа поперечного перерізу каналу на вході у камеру змішування для основного потоку, а F_{3M} – площа поперечного перерізу каналу на виході з камери змішування. Крім того, відомі співвідношення масових секундних витрат $m = \frac{G_{II}}{G_I}$

та повних температур потоків $\theta^* = \frac{T_{II}^*}{T_I^*}$.

Рівняння імпульсів для такої камери змішування виглядає як $\Phi_I = \Phi_{3M}$, оскільки проекція на повздовжню вісь камери змішування повного імпульсу потоку, що підводиться, дорівнює нулю.

З використанням газодинамічної функції імпульсу потоку при $k = idem, R = idem$ для потоків, що змішуються, рівняння імпульсів має вигляд:

$$z(\lambda_{3M}) = z(\lambda_I) \sqrt{\frac{1}{(1+m)(1+m\theta^*)}}. \quad (10)$$

За розрахованим значенням $z(\lambda_{3M})$ визначається приведена швидкість λ_{3M} , що відповідає дозвуковому рішення:

$$\lambda_{3M} = z(\lambda_{3M}) - \sqrt{z(\lambda_{3M})^2 - 1}. \quad (11)$$

А параметр $\sigma_{IH} = \frac{P_{3M}^*}{P_I^*}$ визначається за допомогою рівнянь нерозривності у вигляді $G_{3M} = G_I(1+m)$ та Христиановича з урахуванням того, що $\frac{F_{CM}}{F_I} = 1$:

$$\sigma_{IH} = \sqrt{(1+m)(1+m\theta^*)} \frac{q(\lambda_I)}{q(\lambda_{3M})}. \quad (12)$$

Для порівняння втрат повного тиску в камері змішування доцільно використовувати $\bar{\sigma}_I = \frac{\sigma_{IH}}{\sigma_{I\Phi}}$ при

однакових $m = \frac{G_{II}}{G_I}$, $\theta^* = \frac{T_{II}^*}{T_I^*}$ та λ_I .

З урахуванням формул (9) та (12):

$$\bar{\sigma}_I = \frac{\sigma_{IH}}{\sigma_{I\Phi}} = (1 + \frac{F_{II}}{F_I}) \frac{q(\lambda_{3M\Phi})}{q(\lambda_{3M})}. \quad (13)$$

2. Використання математичних моделей камер змішування для розрахунку їх характеристик

Характеристиками камери змішування є залежності параметрів її ефективності від параметрів, що задають режим її роботи.

Для камери змішування з фронтальним підведенням потоків при заданому $\frac{F_{II}}{F_I}$ її параметри стають функціями трьох змінних λ_I, λ_{II} и θ^* .

Для співвідношення масових секундних витрат замість використання функції трьох змінних, яка незручна при геометричному представленні, доцільно використовувати функцію $m\sqrt{\theta^*} = f(\lambda_I, \lambda_{II})$, яку можна одержати з рівняння (1). Ця характеристика показана на рисунку 2 і вона є універсальною для будь-яких θ^* .

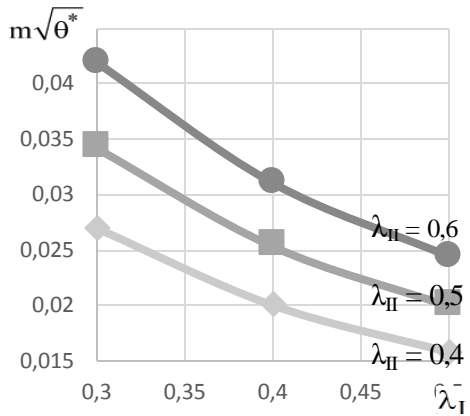


Рис. 2. Залежності приведенного співвідношення масових секундних витрат потоків від приведених швидкостей на вході у камеру змішування

$$m\sqrt{\theta^*} = f(\lambda_I, \lambda_{II})$$

Характеристики для $\lambda_{змф}(\lambda_I, \lambda_{II}, \theta)$ та $\sigma_{Iф}(\lambda_I, \lambda_{II}, \theta)$ можна представити у вигляді функції двох змінних $\lambda_{зм}(\lambda_I, \lambda_{II})$ і $\sigma_{Iф}(\lambda_I, \lambda_{II})$ при заданих θ^* .

За допомогою рівняння (1) ці залежності можливо представити у вигляді $\lambda_{зм}(\lambda_I, m)$ і $\sigma_{Iф}(\lambda_I, m)$.

Використання у якості змінної режиму роботи співвідношення масових секундних витрат m замість λ_{II} є більш доцільним, оскільки дозволяє порівнювати камери змішування з різними способами підведення потоків.

Для камери змішування з нормальним підведенням потоків, параметри камери змішування є функціями трьох змінних λ_I , m і θ^* та не залежать від λ_{II} та $\frac{F_{II}}{F_I}$. При цьому m є незалежним параметром. Характеристики такої камери змішування доцільно представляти у вигляді залежності $\lambda_{зм} = f(\lambda_I, m)$ і $\sigma_{Iф} = f(\lambda_I, m)$ при заданих значеннях θ^* .

2.1. Характеристики камери змішування з фронтальним підведенням робочого тіла

За допомогою рівнянь (1), (5)...(8) отримані характеристики камери змішування з фронтальним підведенням потоків $\lambda_{зм} = f(\lambda_I, m)$ і $\sigma_{Iф} = f(\lambda_I, m)$

при співвідношенні площ і повних температур на вході $\frac{F_{II}}{F_I} = 0,02$ і $\theta^* = 0,3$. Вони показані на рисунку 3

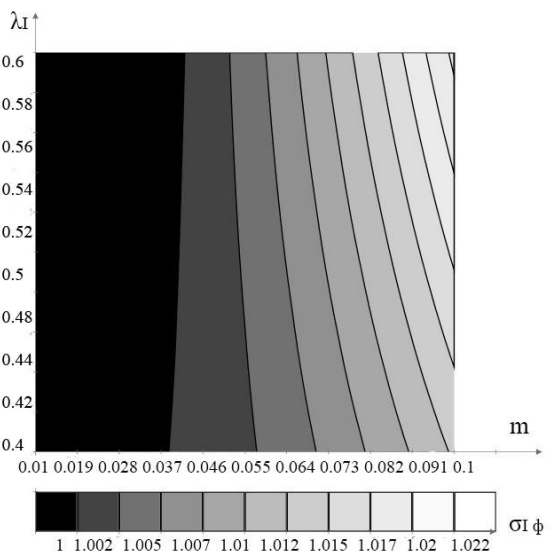
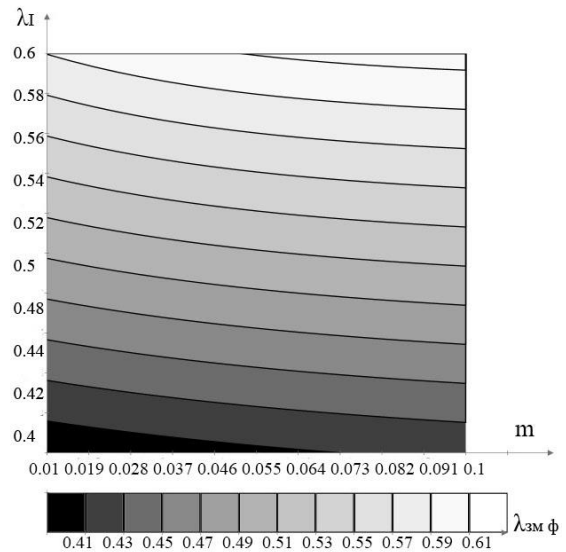


Рис. 3. Характеристики камери змішування з фронтальним підведенням потоків $\lambda_{змф} = f(\lambda_I, m)$ і $\sigma_{Iф} = f(\lambda_I, m)$ при $\theta^* = 0,3$

2.2. Характеристики камери змішування з нормальним підведенням робочого тіла

З допомогою рівнянь (9)...(11) отримані характеристики камери змішування з нормальним підведенням потоків $\lambda_{зм} = f(\lambda_I, m)$ та $\sigma_{Iф} = f(\lambda_I, m)$ при $\theta^* = 0,3$. Вони представлені на рисунку 4.

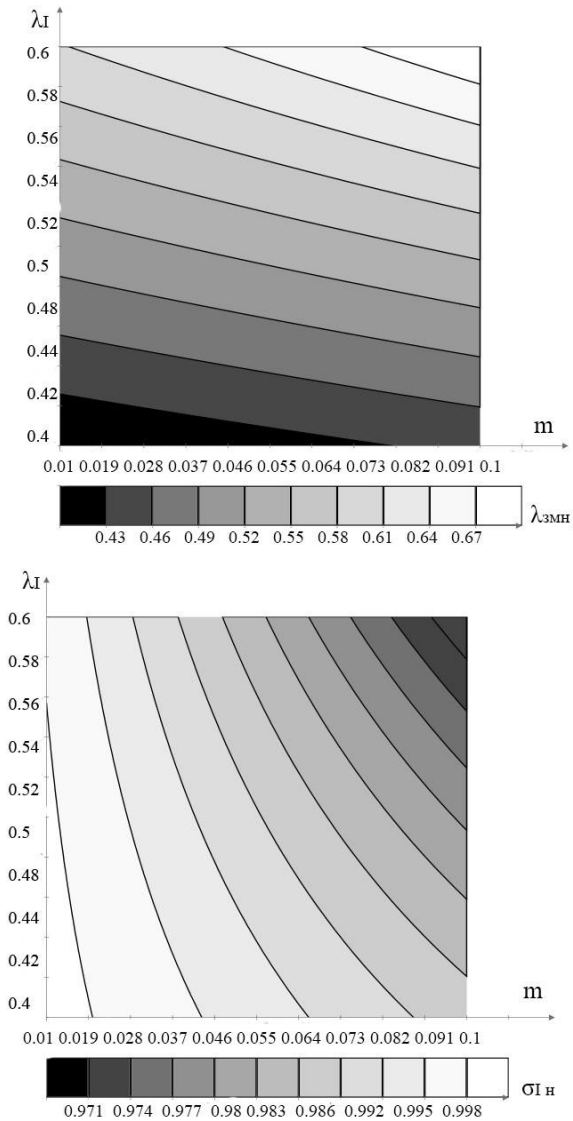


Рис. 4. Характеристики камери змішування з нормальним підведенням потоків $\lambda_{3MН} = f(\lambda_I, m)$ та $\sigma_{IН} = f(\lambda_I, m)$

2.3. Порівняння характеристик камер змішування з фронтальним і нормальним підведенням потоків

При порівнянні камер змішування з фронтальним та нормальним підведенням потоків необхідно забезпечити однаковість параметрів приведеної швидкості основного потоку λ_I , співвідношення масових секундних витрат m та співвідношення повних температур на вході θ^* . Для цього розглядаються камери з однаковими θ^* , а характеристики камери змішування з фронтальним підведенням потоків $\lambda_{3MФ} = f(\lambda_I, \lambda_{II})$ і

$\sigma_{IФ} = f(\lambda_I, \lambda_{II})$ представляються у вигляді $\lambda_{3MФ} = f(\lambda_I, m)$, $\sigma_{IФ} = f(\lambda_I, m)$ за допомогою рівняння (3). Далі ці характеристики порівнюються з аналогічними характеристиками камери змішування з нормальним підведенням потоків. Для зручності порівняння доцільно ввести $\overline{\sigma_I} = \frac{\sigma_{IН}}{\sigma_{IФ}} = f(\lambda_I, m)$ і $\overline{\lambda_{3M}} = \frac{\lambda_{3MН}}{\lambda_{3MФ}} = f(\lambda_I, m)$. Результати порівняння показані на рисунку 5.

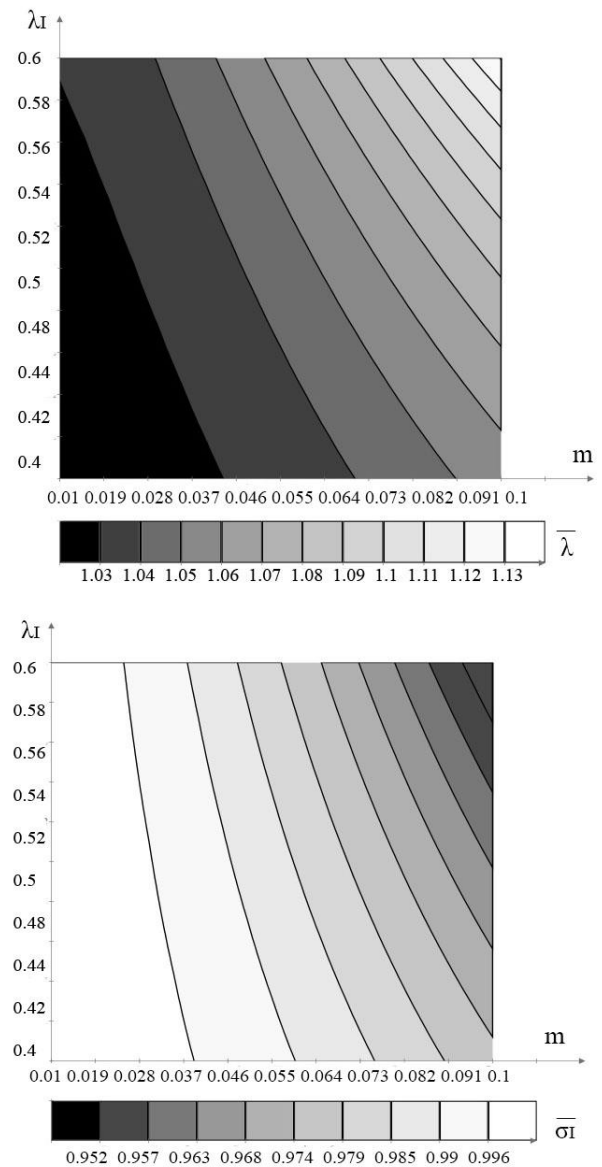


Рис. 5. Порівняльні характеристики камер змішування з нормальним і фронтальним підведенням потоків $\overline{\sigma_I} = \frac{\sigma_{IН}}{\sigma_{IФ}} = f(\lambda_I, m)$

і $\overline{\lambda_{3M}} = \frac{\lambda_{3MН}}{\lambda_{3MФ}} = f(\lambda_I, m)$ при $\theta^* = 0,3$

3. Обговорення результатів

З рис. 5 видно, що при нормальному підведенні потоків втрати тиску завжди більші, ніж при фронтальному. При цьому різниці зростають зі зростанням параметрів λ_1, m .

Однак, для приведених швидкостей основного потоку λ_1 за турбокомпресором ГТД і співвідношення повних температур на вході у камеру змішування перед силовою турбіною θ^* , а також малих співвідношення масових секундних витрат m , характерних для ГТД з перепусканням повітря у силову турбіну, повні тиски на виході з камери змішування на більшості режимів відрізняються незначно (приблизно на 0,04...0,3%) і збільшуються при зростанні приведеної швидкості основного потоку λ_1 і співвідношенні масових секундних витрат m (0,5% при $\lambda_1 = 0,6; m = 0,1$).

Крім цього, при нормальному підведенні потоків приведена швидкість λ_{3M} завжди вища, ніж при фронтальному підведенні потоків. Це пояснюється меншими значеннями площі прохідного перерізу та повного тиску при однакових секундних масових витратах і повних температурах на виході з камери змішування. Більша величина λ_{3M} є недоліком, оскільки викликає більш швидке запірання потоку у вихідному перерізі камери змішування при збільшенні співвідношення масових секундних витрат m .

Однак, для приведених швидкостей основного потоку λ_1 за турбокомпресором ГТД і співвідношення повних температур θ^* на вході у камеру змішування перед силовою турбіною, а також малих співвідношення масових секундних витрат m , характерних для ГТД з перепусканням повітря у силову турбіну, приведені швидкості на виході з камери змішування λ_{3M} відрізняються незначно (приблизно на 3...6%) і лише при збільшенні приведеної швидкості основного потоку λ_1 та співвідношенні масових секундних витрат m зростають до 13% (при $\lambda_1 = 0,6; m = 0,1$).

Поєднання більш низького повного тиску та більш високої приведеної швидкості λ_{3M} на виході з камери змішування при нормальному підведенні потоків призводить до більш низького статичного тиску P_{3M} .

Висновки

В роботі запропонована нова математична модель камери змішування при нормальному підведенні потоків, яка разом з відомою математичною моделлю камери змішування з фронтальним підведенням потоків, використовувалась для порівняння характеристик камер змішування з фронтальним та нормальним підведенням потоків.

При нормальному підведенні потоків, втрати повного тиску вище, а приведена швидкість на виході з камери змішування вище, ніж при фронтальному підведенні потоків в камеру змішування.

Однак, для умов, характерних для камер змішування перед силовою турбіною в турбовальних ГТД з перепусканням повітря з компресора у силову турбіну, погіршення параметрів потоку при нормальному підведенні потоків незначне, а необхідна довжина камери змішування менше, що дозволяє розглядати цю компоновку як конкурентноспроможну.

Напрямоком подальших досліджень за допомогою розробленої математичної моделі камер змішування є виявлення впливу на характеристику камер змішування співвідношень площі і повних температур на вході у камеру змішування $\frac{F_{II}}{F_I}$ та θ^* .

Розроблені математичні моделі камер змішування доцільно використовувати при математичному моделюванні турбовальних двигунів з силовою турбіною та перепусканням повітря з компресора у силову турбіну.

Крім того, доцільно є розробка математичної моделі камери змішування, у якій потік підводиться під довірним кутом за напрямом основного потоку.

Внесок авторів: формулювання проблеми, виведення формул та отримання системи рівнянь – **Кіслов О.В**; проведення дослідження та розрахунків, отримання результатів – **Шляхова М.А.**

Конфлікт інтересів: Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо матеріалів цієї публікації, 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 має пов'язаних даних.

Використання засобів штучного інтелекту: Автори підтверджують, що не використовували технології штучного інтелекту при створенні представленої роботи.

Автори прочитали та погодилися з опублікованою версією рукопису.

Література

1. Balli, O. *Exergetic, exergoeconomic, exergoenvironmental damage cost and impact analyses of an aircraft turbofan engine (ATFE)* [Text] / O. Balli, T. H. Karakoc // *Energy*. – 2022. – Vol. 256. – Article No. 124620. DOI: 10.1016/j.energy.2022.124620.
2. Кислов, О. В. Конвертированный газотурбинный двигатель с перепуском воздуха из компрессора в свободную турбину [Текст] / О. В. Кислов, Н. В. Пижанкова // *Вестник двигателестроения*. – 2017. – № 2. – С. 112-117. – Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vidv_2017_2_21. – 10.05.2024.
3. Williams, J. *Design of an Efficient Turbofan Engine with Afterburners* [Text] / J. Williams, Y. Ezunkpe // *Athens Journal of Technology and Engineering*. – 2024. – Vol. 11, Iss. 1. – P. 45–64. DOI: 10.30958/ajte.11-1-3.
4. *Airflow Simulation in a Turbofan Engine: A Study of Flow Behavior* [Text] / A. Bakhtyar, A. F. Faqiri, N. Tasal, M. Mutahar, & S. Sheybani // *Indian Journal of Production and Thermal Engineering. Lattice Science Publication (LSP)*. – 2023. – Vol. 3, iss. 6. – P. 1-5. DOI: 10.54105/ijpte.c7905.103623.
5. Терещенко, Ю. М. *Теорія теплових двигунів* [Текст] : навч. посіб. / Ю. М. Терещенко, М. С. Кулік, Л. В. Волянська. – Київ : НАУ-друк, 2009. – 328 с.
6. Baskharone, E. A. *Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines* [Text] / E. A. Baskharone. – Cambridge : Cambridge University Press, 2006. – 600 p. DOI: 10.1017/CBO9780511616846.
7. Mattingly, J. D. *Elements of gas turbine propulsion* [Text] / J. D. Mattingly ; Department of Mechanical and Manufacturing engineering Seattle University. – New York : McGraw-Hill, 1996. – 949 p. – Available at: <https://soaneemrana.org/onewebmedia/ELEMENTS%20OF%20GAS%20TURBINE%20PROPULTION2.pdf>. – 12.05.2024.
8. Reynolds, W. C. *Thermodynamics: Fundamentals and engineering applications* [Text] / W. C. Reynolds, & P. Colona. – Technische Universiteit Delft, The Netherlands Cambridge : Cambridge University Press, 2018. – 420 p. ISBN: 978-0521862738.
9. Kislov, O. *Development of a method to improve the calculation accuracy of specific fuel consumption for performance modeling of air-breathing engines* [Text] / O. Kislov, M. Ambrozhevich, & M. Shevchenko //

Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2021. – Vol. 2, No. 8 (110). – P. 23–30. DOI: 10.15587/1729-4061.2021.229515.

References

1. Balli, O. T., & Karakoc, T. H. Exergetic, exergoeconomic, exergoenvironmental damage cost and impact analyses of an aircraft turbofan engine (ATFE) *Energy*, 2022, vol. 256, article no. 124620. DOI: 10.1016/j.energy.2022.124620.
2. Kislov, O. V., & Pizhankova, N. V. Konvertirovanny gazoturbinnyy dvigatel' s perepuskom vozdukha iz kompressora v svobodnyuyu turbinu [Converted gas turbine engine with air bypass from compressor to free turbine]. *Vestnik dvigatelestroyeniya – Bulletin of engine building*, 2017, no. 2, pp. 112-117. Available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vidv_2017_2_21. (accessed 10.05.2024). (In Russian).
3. Williams, J., & Ezunkpe, Y. Design of an Efficient Turbofan Engine with Afterburners. *Journal of Technology and Engineering*, 2024, vol. 11, pp 45-64. DOI: 10.30958/ajte.11-1-3.
4. Bakhtyar, A., Faqiri, A. F., Tasal, N., Mutahar, M., & Sheybani, S. Airflow Simulation in a Turbofan Engine: A Study of Flow Behavior. *Indian Journal of Production and Thermal Engineering. Lattice Science Publication (LSP)*, 2023, vol. 3, iss. 6, pp. 1-5. DOI: 10.54105/ijpte.c7905.103623.
5. Tereshhenko, Yu. M., Kulik, M. S., & Volnjasjka, L. V. *Teorija teplovykh dvyghuniv* [Theory of heat engine]. Kyiv, NAU-druk Publ., 2009. 328 p. (In Ukrainian).
6. Baskharone, E. A. *Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines*. Cambridge, Cambridge University Press Publ., 2006. 600 p. DOI: 10.1017/CBO9780511616846.
7. Mattingly, J. D. *Elements of gas turbine propulsion*. Department of Mechanical and Manufacturing engineering Seattle University, New York, McGraw-Hill, 1996. 949 p. Available at: <https://soaneemrana.org/onewebmedia/ELEMENTS%20OF%20GAS%20TURBINE%20PROPULTION2.pdf>. (accessed 12.05.2024).
8. Reynolds, W. C., & Colona, P. *Thermodynamics: Fundamentals and engineering applications*. Technische Universiteit Delft, The Netherlands, Cambridge, Cambridge University Press, 2018. 420 p. ISBN: 978-0521862738.
9. Kislov, O., Ambrozhevich, M., & Shevchenko, M. Development of a method to improve the calculation accuracy of specific fuel consumption for performance modeling of air-breathing engines. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2021, vol. 2, no. 8 (110), pp. 23-30. DOI: 10.15587/1729-4061.2021.229515.

**COMPARISON OF METHODS OF SUPPLYING THE WORKING FLUID FLOW
TO THE MIXING CHAMBER***Oleg Kislov, Mariia Shliakhova*

The subject of this article is the impact of air delivery method bypassed from the compressor to the power turbine of a turboshaft gas turbine engine (GTE). The relevance of this GTE scheme is due to efforts to improve the efficiency of converting heat into work and to address the issue of ensuring stable compressor operation in throttling modes with a high compression ratio. A high compression ratio is necessary because increasing the cycle parameters, such as the heating degree and the pressure ratio of the working fluid, is essential for improving the overall efficiency of the GTE. One effective method to enhance the compressor stability is to bypass air from the compressor to the atmosphere, but this approach worsens the specific parameters of the GTE. In advanced GTE designs, various methods are considered to use bypassed air to avoid the loss of useful work. One such scheme is a turboshaft GTE with an air bypass to the power turbine. This design offers higher efficiency than bypassing air into the atmosphere while maintaining compressor stability. The GTE has an additional channel for delivering air from the compressor to the power turbine and a mixing chamber for the flows before the power turbine. The mixing chamber can receive either frontal or normal air delivery from the compressor. In the case of normal air delivery, the length of the mixing chamber is reduced, but this increases the total pressure losses and the resulting flow velocity before the power turbine. The aim of this work was to develop a mathematical model of a mixing chamber with normal flow delivery and to compare its characteristics with those of a mixing chamber with frontal flow delivery using an established mathematical model. To achieve this goal, the following tasks were accomplished: assuming no friction on the channel walls, an exact solution to the system of equations describing the mixing process was obtained. The mathematical relationships are presented in dimensionless form. The characteristics of mixing chambers with frontal and normal air delivery were obtained as dependencies of the resulting flow velocity and relative total pressure at the chamber outlet on the resulting flow velocity of the main stream and mass flow ratio of the streams, given the specified full temperature ratio of the streams at the mixing chamber inlet. A comparison was made between the flow parameters at the outlet of the mixing chambers with frontal and normal air delivery, under identical inlet conditions. The conclusions show that with normal flow delivery, the total pressure losses and the resulting velocity at the mixing chamber outlet are higher than with frontal flow delivery. However, the slight degradation in the flow parameters with normal flow delivery keeps such a mixing chamber competitive due to its shorter length.

Keywords: mixing chamber; turbine GTE; power turbine; perspective scheme of a gas turbine engine; compressor; mathematical model.

Кіслов Олег Володимирович – канд. техн. наук, доц., проф. каф. теорії авіаційних двигунів, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна,

Шляхова Марія Андріївна – асп. каф. теорії авіаційних двигунів, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Oleg Kislov – Candidate of Technical Science, Associate Professor, Professor at the Department of Aviation Engine Theory, National Aerospace University 'Kharkiv Aviation Institute', Kharkiv, Ukraine, e-mail: o.kislov@khai.edu, ORCID: 0000-0003-4814-9368, Scopus Author ID: 57223980161.

Mariia Shliakhova – PhD Student of the Department of Aviation Engine Theory, National Aerospace University 'Kharkiv Aviation Institute', Kharkiv, Ukraine, e-mail: m.shliakhova@khai.edu