

УДК 629.735.03

DOI: 10.18372/2310-5461.35.11843

Ю. М. Терещенко, д-р техн. наук, проф.
Національний авіаційний університет
orcid.org/0000-0003-4367-3232
e-mail: terj@nau.edu.ua;

К. В. Дорошенко, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет
orcid.org/0000-0001-6495-3263
e-mail: kiki_ua@ukr.net;

І. О. Ластівка, д-р техн. наук, проф.
Національний авіаційний університет
orcid.org/0000-0001-5226-9819
e-mail: Iola@nau.edu.ua;

Ю. Ю. Терещенко, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет
orcid.org/0000-0002-1908-0923
e-mail: Terj-nau@ukr.net

МЕТОДИКА ОЦІНКИ СТАТИЧНОЇ МІЦНОСТІ ДВОЯРУСНОЇ ЛОПАТКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА ТУРБОВЕНТИЛЯТОРНОЇ ПРИСТАВКИ

Вступ

Розробка двигунів VI покоління ставить перед авіаційними двигунобудівниками нові надскладні завдання створення двигунів максимально наближених до граничних можливостей авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) [1, с. 25].

Вирішення таких завдань потребує розробки найновіших конструкційних схем ГТД та їх складових [2, с. 35, 3, с. 20].

Успішне вирішення такого обширного спектра може бути здійснено тільки на основі відповідного фундаментального науково-технічного заділу, створення якого в області авіадвигунобудування отримало в даний час пріоритетний напрям в національній науково-технічній політиці всіх індустріально розвинених країн Заходу [4, с. 5, 5, с. 42]. Одним з головних напрямів створення науково-технічного заділу для перспективних двигунів та їх вузлів є застосування нетрадиційних схемних і конструктивних рішень [6, с. 47, 7, с. 82].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Однією з перспективних схем авіаційних двигунів є триконтурний двигун із заднім розміщенням турбовентиляторної приставки (ТРТД) [8, с. 17, 9, с. 29]. Застосування турбовентиляторної приставки дозволяє з найменшими економічними витратами реалізувати на практиці принцип модульності при створенні сімейства газотурбінних двигунів на основі одного базового газогенератора [10, с. 40, 11, с. 711]. Використання турбовентиляторної приставки забезпечує

інваріантність характеристик компресора газогенераторного контура при різних параметрах турбовентиляторної приставки. Це забезпечує підвищення економічності авіаційної силової установки з ТРТД на дозвукових швидкостях польоту.

Розглянемо більш детально схему і принцип роботи триконтурного двигуна з заднім розміщенням турбовентиляторної приставки.

На рис. 1 зображена схема двовального триконтурного двигуна (ТРТД) зі змішуванням потоків першого і другого контурів в камері змішування, розташованій між турбіною газогенератора і турбовентиляторною приставкою. Газовий потік, що виходить з камери змішування, є робочим тілом для турбінного контура турбовентиляторної приставки.

Через реактивне сопло внутрішнього контура витікає газ, який виходить після перемішування в камері змішування газового потоку першого контура і повітря другого контура. Цей газ створює тягу внутрішнього контура ТРТД.

Через реактивне сопло третього контура виходить повітря, що проходить через контур вентилятора турбовентиляторної приставки, який створює тягу третього (зовнішнього) контура ТРТД [12, с. 2].

Турбовентиляторна приставка виконана у вигляді двоярусного робочого колеса, внутрішня частина якого працює в турбінному режимі, зовнішня частина виконує функції вентилятора. Турбінна частина двоярусної лопатки турбовентиляторної приставки обтікається газом з високою температурою після камери змішування.

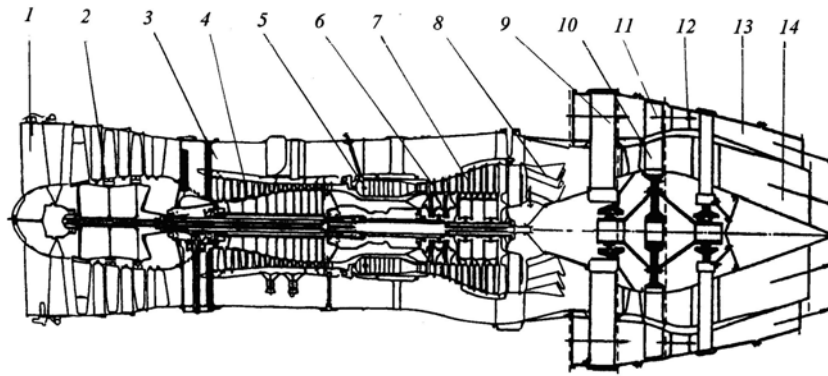


Рис. 1. Схема ТРТД із заднім розміщенням турбовентиляторної приставки:

- 1 — вхідний напрямний апарат внутрішнього (газогенераторного) контура;
 2 — компресор низького тиску першого і другого контурів газогенератора;
 3 — канал другого контура газогенератора; 4 — компресор високого тиску першого контура газогенератора;
 5 — камера згоряння газогенераторного контура; 6, 7 — багатовавальна газова турбіна внутрішнього контура; 8 — камера змішування газогенераторного контура; 9 — вхідний напрямний апарат третього контура; 10 — турбінний контур робочого колеса турбовентиляторної приставки;
 11 — контур вентилятора (третій) робочого колеса турбовентиляторної приставки;
 12 — спрямний апарат третього контура турбовентиляторної приставки;
 13 — реактивне сопло третього контура; 14 — реактивне сопло внутрішнього контура

Частина вентилятора двоярусної лопатки турбовентиляторної приставки обтікається повітрям з температурою атмосферного середовища. Внаслідок цього двоярусні лопатки робочого колеса мають високий градієнт температури за висотою, що призводить до появи додаткових температурних напружень і зменшення міцності матеріалу.

Тому оцінка впливу високого градієнта температури на статичну і динамічну міцність двоярусних лопаток робочого колеса турбовентиляторної приставки ТРТД є актуальною задачею.

Мета статті

Метою роботи є розробка методики оцінювання статичної міцності двоярусної лопатки робочого колеса турбовентиляторної приставки.

Виклад основного матеріалу

На основі термогазодинамічного розрахунку двигуна з турбовентиляторною приставкою було спроектовано 3D-модель робочого колеса турбовентиляторної приставки. Повна температура на вході в турбінну частину лопатки турбовентиляторної приставки — 750 К. Повна температура на вході в вентилятор робочого колеса турбовентиляторної приставки — 288 К. Колова швидкість робочого колеса турбовентиляторної приставки на кінцевому радіусі 350 м/с.

У практиці двигунобудування в компресорі застосовуються чотири основні групи матеріалів: алюмінієві, титанові, жароміцні сплави, сталі та полімерні композиційні матеріали. Робочі лопатки є деталями турбіни, що сильно нагріваються, при цьому вони схильні до високих статичних напружень на розрив і на вигин, а також до

динамічних напружень. Робочі лопатки турбіни працюють у газовому середовищі високої температури, що містить, окрім кисню, інші агресивно діючі речовини, у тому числі особливо небезпечні — ванадій і сірку. Ці речовини сприяють розвитку газової корозії, руйнуючої лопатки. Тому матеріали робочих лопаток повинні бути не тільки жароміцними, але і жаростійкими, тобто стійкими проти корозії в атмосферних умовах і в газовому середовищі при робочій температурі. Окрім жароміцності і жаростійкості, матеріал лопаток газових турбін повинен володіти малою чутливістю до концентрації напруг, протистояти термічній втомленості, задовільно оброблятися, мати прийнятну вартість. Для забезпечення всіх вищеперелічених вимог для робочих лопаток турбін застосовуються жароміцні сплави лопаток. З другого боку ці матеріали були б оптимальними для виготовлення деталей компресора, оскільки вони мають якнайкращі механічні властивості. Проте, лопатки, виготовлені з жароміцних сплавів, мають більшу масу, ніж лопатки, виготовлені з алюмінієвих, титанових сплавів і полімерних композиційних матеріалів. В даному випадку, ми маємо справу з нестандартною задачею, оскільки двоярусна робоча лопатка турбовентиляторної приставки складається з турбінної і компресорної частин одночасно. З погляду технологічності, вона повинна бути виготовлена з одного матеріалу. Тому для виготовлення двоярусних робочих лопаток робочого колеса турбовентиляторної приставки доцільно використовувати жароміцні сплави. В даній роботі було досліджено робоче колесо з двоя-

русними робочими лопатками з жароміцного сплаву EI437Б.

При визначенні поля температур в двоярусних робочих лопатках робочого колеса передбачалося, що воно відповідає температурному полю повітряно-газового потоку в проточній частині турбовентиляторної приставки. Для визначення поля температур в проточній частині турбовентиляторної приставки був використаний чисельний експеримент.

На сьогодні основним підходом до розрахунку турбулентних течій в машинах лопаток є чисельне вирішення осереднених рівнянь Навь–Стокса, для замикання яких використовуються різні моделі турбулентності. В роботі для розрахунку використовувалася модель турбулентності SST Ментера.

Для можливості коректно поставити умову періодичності робоча область складалася з одного міжлопаткового каналу і лопатки. Побудовано неструктуровану адаптивну розрахункову сітку, яка складалася з 1 млн 100 тис. комірок.

Миттєве поле температур газового потоку на поверхні двоярусної лопатки робочого колеса турбовентиляторної приставки представлено на рис. 2.

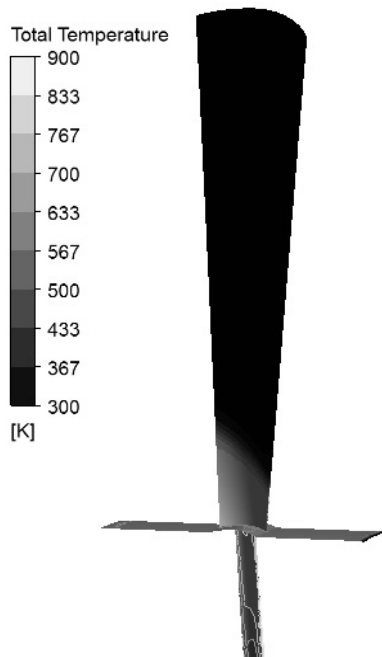


Рис. 2. Мгновенное поле температур газового потока на поверхности двоярусной лопатки рабочего колеса турбовентиляторной приставки

Унаслідок нерівномірного температурного поля виникатимуть додаткові температурні напруження: в менш нагрітих ділянках з'являються додаткові напруження розтягування, а в більш нагрітих — напруження стиснення.

Тому при розрахунках на міцність двоярусних робочих лопаток турбовентиляторної приставки окрім урахування навантажень на розтягування і вигин відцентровими силами, вигин газовими силами, необхідно враховувати додаткові температурні напруження, які виникають унаслідок нерівномірного нагрівання тіла лопаток.

Розподілення напружень уздовж лопатки визначають за допомогою методу кінцевих різниць. Для цього лопатку розбивають на ряд елементів поперечними перерізами, які пронумеровано в напрямку від периферійної частини лопатки до її втулкової частини. Двоярусну лопатку було розбито на 20 перерізів: перерізи номер 0–9 — вентиляторна частина, перерізи номер 10–20 — турбінна частина.

Вихідними даними для розрахунку виступають інтенсивності навантажень в осьовому напрямку — p_a і інтенсивності навантажень в окружному напрямку p_u , які визначаються за формулами:

$$p_u = \frac{2\pi r}{z} \Delta c_u \rho_1 c_{1a},$$

$$p_a = \frac{2\pi r}{z} \Delta c_a \rho_1 c_{1a} + \Delta p \frac{2\pi r}{z}.$$

Наступним етапом визначаються зосереджені газові сили, які діють на елемент з номером i .

На рис. 3 зображено схему навантаження двоярусної робочої лопатки турбовентиляторної приставки газовими силами.

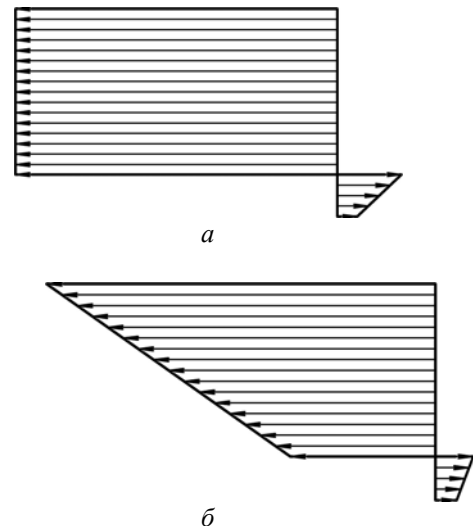


Рис. 3. Схема навантаження двоярусної робочої лопатки турбовентиляторної приставки газовими силами:
а — в осьовому напрямку;
б — в окружному напрямку

Згинальні моменти $M_{\Gamma y1}$ і $M_{\Gamma x1}$ у вибраних поперечних перерізах лопатки визначають додаванням згинальних моментів, створюваних еле-

ментарними навантаженнями вищерозташованих частин лопатки

$$M_{\Gamma y1}^{(n)} = \sum_{i=1}^{i=n} P_{ai} (R_{ai} - R_n);$$

$$M_{\Gamma x1}^{(n)} = \sum_{i=1}^{i=n} P_{ui} (R_{ui} - R_n),$$

де n — номер поперечного перерізу, у якому визначається згинальний момент; $P_{ai} = \int_{R_i}^{R_{i-1}} p_a dr$ і

$$P_{ui} = \int_{R_i}^{R_{i-1}} p_u dr$$
 — зосереджені газові сили, які діють

на елемент з номером i , що визначаються за епіюрами інтенсивностей навантажень; R_{ai} , R_{ui} — радіуси прикладання сил P_{ai} і P_{ui} , які визначаються як радіуси центра тяжіння ділянок епіюр інтенсивностей навантажень; R_n — радіус поперечного перерізу, у якому визначаються згинальні моменти.

Згинальні моменти щодо головних центральних осей інерції поперечного перерізу визначаються після знаходження положення центра тяжіння і головних центральних осей ξ і η .

На рис. 4 показано поперечний переріз вентиляторної частини двоярусної лопатки з головними центральними осями інерції. Аналогічно будуватиметься поперечний переріз турбінної частини двоярусної лопатки з головними центральними осями інерції.

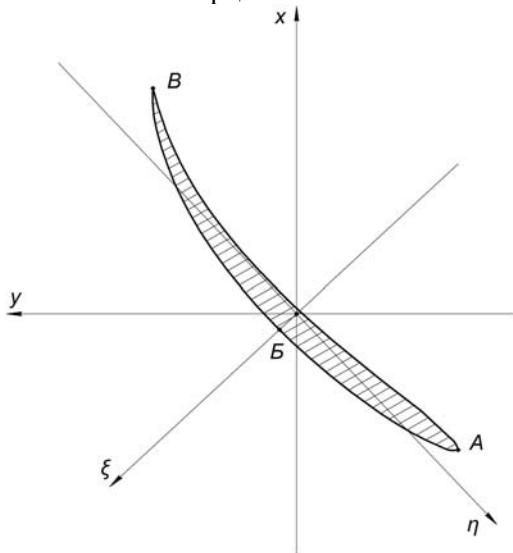


Рис. 4. Поперечний переріз вентиляторної частини двоярусної лопатки з головними центральними осями інерції

Положення центра тяжіння було визначено для кожного перерізу за допомогою інструментів програми КОМАС.

Проектуючи моменти $M_{\Gamma y1}$ і $M_{\Gamma x1}$ на осі ξ і η , отримаємо:

$$M_{\Gamma \xi} = M_{\Gamma y1} \sin \alpha - M_{\Gamma x1} \cos \alpha;$$

$$M_{\Gamma \eta} = M_{\Gamma y1} \cos \alpha + M_{\Gamma x1} \sin \alpha.$$

Напруження згину в довільній точці поперечного перерізу з координатами ξ і η визначають за формулою:

$$\sigma_{II \Gamma} = \frac{M_{\Gamma \xi}}{I_{\xi}} \eta - \frac{M_{\Gamma \eta}}{I_{\eta}} \xi,$$

де I_{ξ} , I_{η} — моменти інерції поперечного перерізу відносно головних центральних осей.

Моменти інерції для кожного перерізу визначались за допомогою інструментів програми КОМАС.

Напруження згину лопатки робочого колеса турбовентиляторної приставки визначались для трьох точок A , B , B (рис. 4).

На рис. 5 зображено графічну залежність напруження згину газовими силами в трьох точках за висотою лопатки.

Відносна висота лопатки $\bar{H} = \frac{h}{H} \cdot 100\%$, де

h — висота лопатки, на якій розраховується напруження; H — повна висота лопатки.

Розглянемо розтяг відцентровими силами.

Відцентрова сила, яка навантажує i -й поперечний переріз

$$P_{\text{ц}i} = P_{\text{ц}(i-1)} + \Delta P_{\text{ц}i} = \sigma_{i-1} F_{i-1} + \rho \omega^2 \frac{F_i + F_{i-1}}{2} (R_{i-1} - R_i) \frac{R_{i-1} + R_i}{2},$$

де $P_{\text{ц}(i-1)}$ — відцентрова сила, яка навантажує $(i-1)$ -й переріз; $\Delta P_{\text{ц}i}$ — відцентрова сила елемента, розташованого між i -м і $(i-1)$ -м перерізом; σ_{i-1} — напруження розтягу в $(i-1)$ -м перерізі; $F_i, F_{i-1}, R_i, R_{i-1}$ — площі і радіуси i -го і $(i-1)$ -го перерізів відповідно.

Напруження розтягу відцентровими силами в i -м перерізі визначалось як:

$$\sigma_i = \frac{1}{F_i} \left(\sigma_{i-1} F_{i-1} + \frac{\rho \omega^2}{4} (F_i + F_{i-1}) \times (R_{i-1} - R_i)(R_{i-1} + R_i) \right).$$

Для лопатки робочого колеса турбовентиляторної приставки було пораховано напруження розтягу відцентровими силами в кожному перерізі. На рис. 6 зображена залежність напруження розтягу відцентровими силами за висотою лопатки, вираженою у відсотках, де 0 % відповідає кореневому перерізу

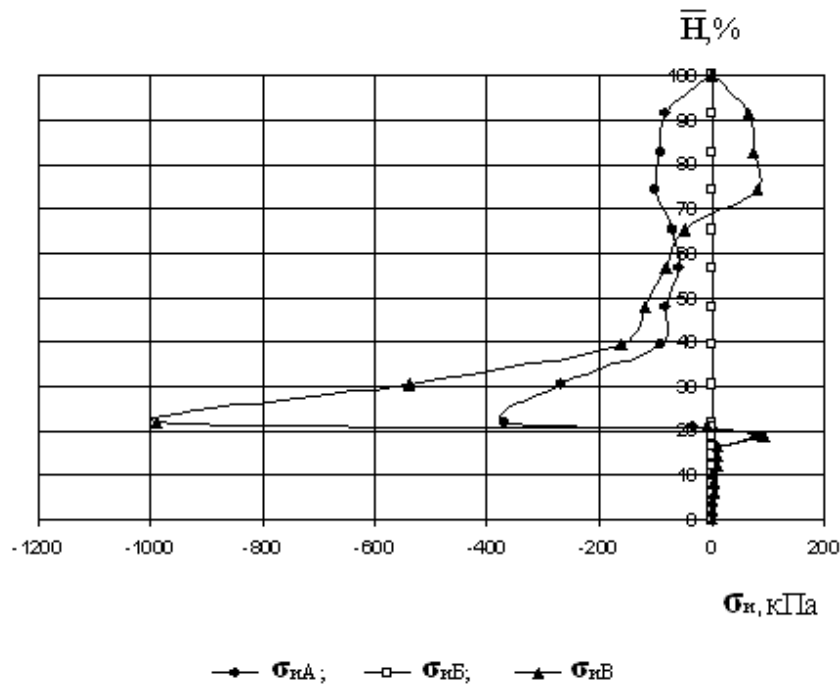


Рис. 5. Залежність напруження вигину газовими силами в трьох точках за висотою лопатки

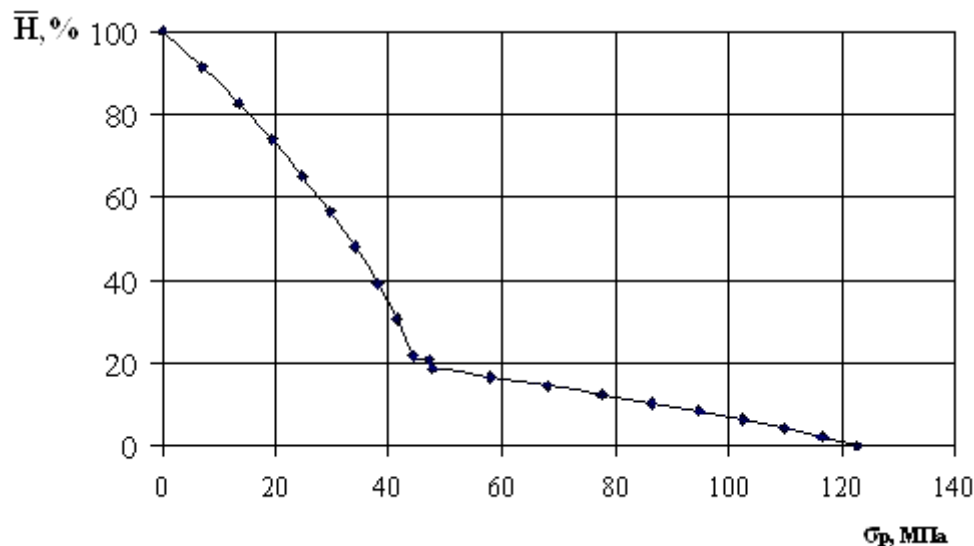


Рис. 6. Залежність напруження розтягу відцентровими силами за висотою лопатки

Для лопатки робочого колеса турбовентилаторної приставки було розраховано напруження розтягу відцентровими силами в кожному перерізі. Наступним етапом був розрахунок напружень згину лопаток відцентровими силами. Лопатка згинається відцентровими силами в тому випадку, якщо лінія центрів тяжіння поперечних перерізів (вісь лопатки) не збігається з радіально спрямованою віссю r , що проходить через вісь обертання ротора і центр тяжіння кореневого перетину. Величини зміщення центрів тяжіння поперечних перерізів щодо радіальної осі називають виносом центрів тяжіння.

Вигинаючі моменти в поперечному перерізі на радіусі R_n , який має номер n , визначають до-

даванням згинальних моментів від відцентрових сил всіх елементів, розташованих вище розглянутого перерізу:

$$M_{цy1}^{(n)} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta P_{ци} (x_{срi} - x_n);$$

$$M_{цx1}^{(n)} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta P_{ци} \left(y_{срi} \frac{R_n}{R_{цTi}} - y_n \right),$$

де $y_{срi} = \frac{y_{i-1} + y_i}{2}$, $x_{срi} = \frac{x_{i-1} + x_i}{2}$ — середні виноси центру тяжіння i -го елемента в окружному і осьовому напрямках відповідно.

На рис. 7 зображені напруження згину від відцентрових сил в трьох точках (А, Б, В.

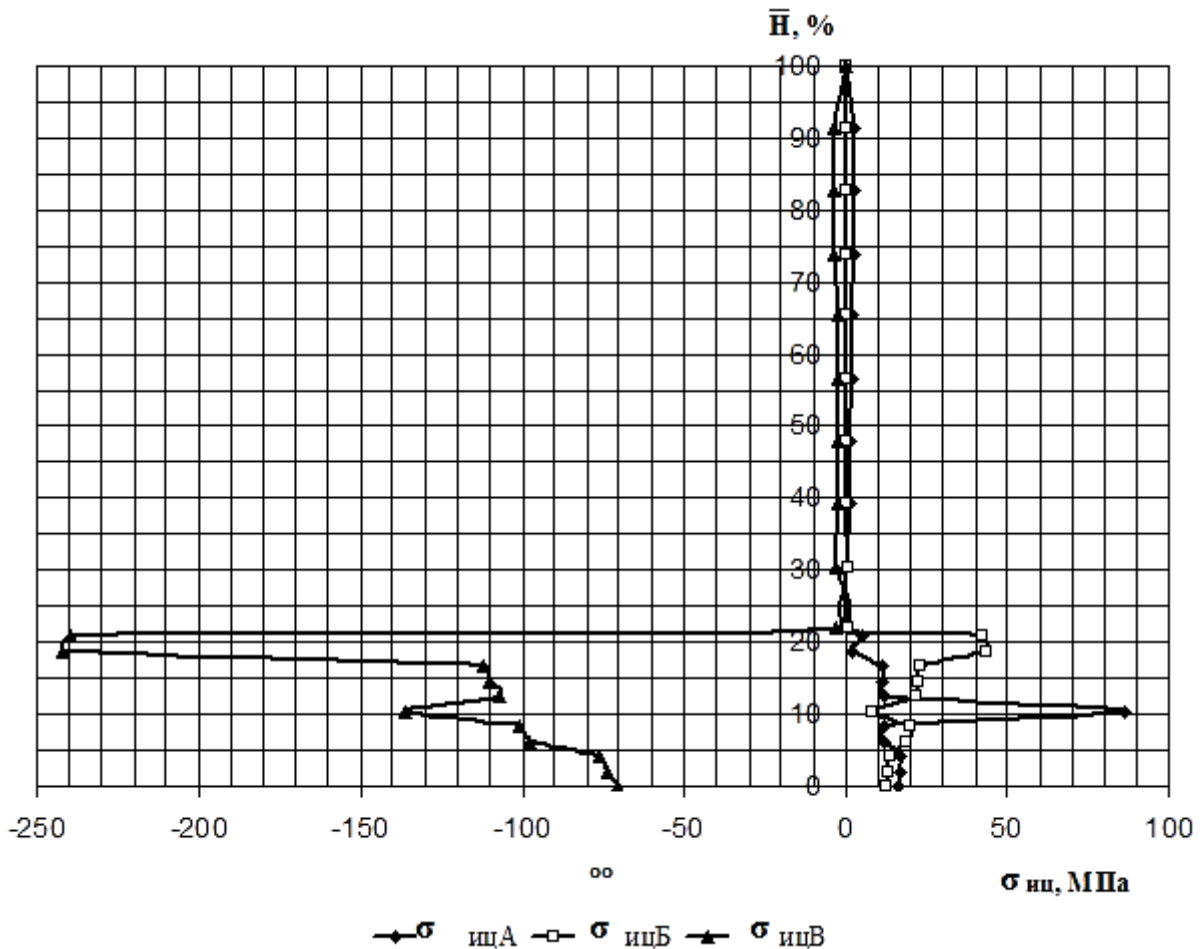


Рис. 7. Напруження згину від відцентрових сил у трьох точках *A, B, C*

Розглянемо розрахунок запасу міцності лопаток.

При визначенні запасу міцності враховуються напруження розтягу і згину від відцентрових сил і напруження згину від газових сил. Температурні напруження враховуються відповідним вибором величини запасу міцності у відповідність з полем розподілу температур, представленим на рис. 2 (як приклад). Коефіцієнт запасу статичної міцності в перерізі визначається за співвідношенням

$$K = \frac{\sigma_{\tau}^{(t^{\circ})}}{\sigma_{\text{пр макс}}},$$

де $\sigma_{\tau}^{(t^{\circ})}$ — межа тривалої міцності;
 $\sigma_{\text{пр макс}} = \sigma_p + \sigma_{u \text{ макс}}$ — найбільше нормальне напруження в перерізі (σ_p — напруження розтягу; $\sigma_{u \text{ макс}}$ — максимальне напруження при згині).

Умова статичної міцності деталі записується так:

$$K \geq K_{\text{доп}},$$

де $K_{\text{доп}} = 1,2 \dots 1,5$.

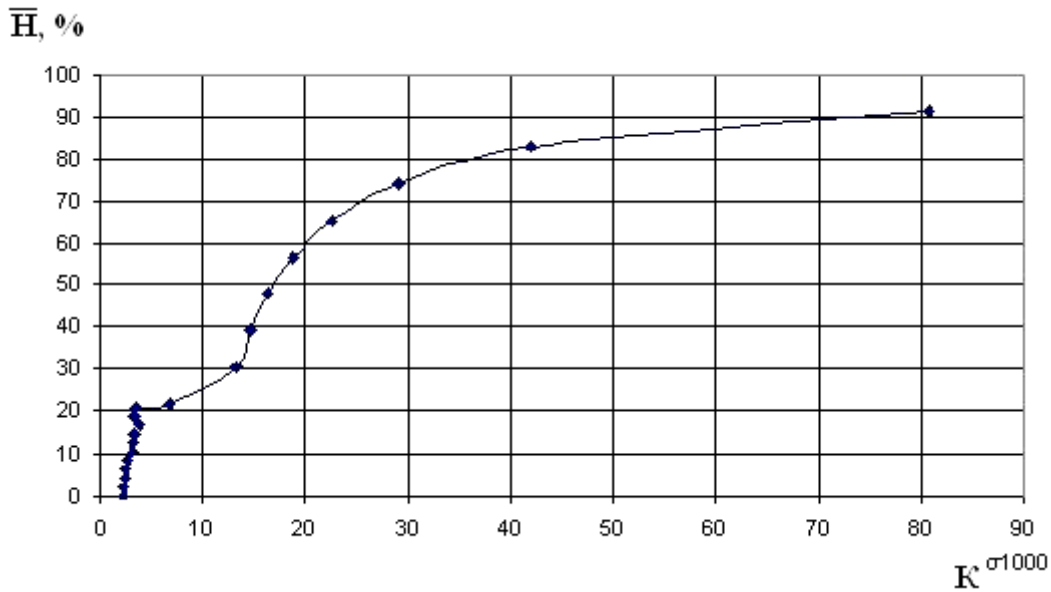
Значення межі тривалої міцності жароміцного сплаву EI437B (при навантаженні 100 $\sigma_{100}^{(t^{\circ})}$ і 1000 год $\sigma_{1000}^{(t^{\circ})}$) відповідно до розрахованого розподілу температури визначено згідно з довідковими матеріалами [13, с. 80].

На рис. 8 представлено графічну залежність запасів тривалої міцності за висотою лопатки.

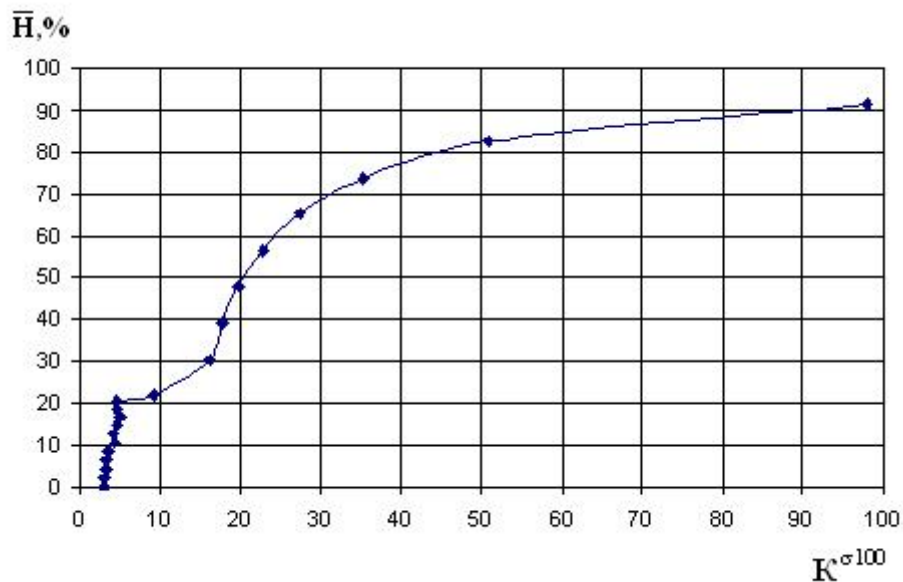
У результаті проведених розрахунків можна зробити висновок, що двоярусна лопатка турбовентиляторної приставки при розглянутих полях теплових і механічних навантажень, відповідає нормам міцності.

Згідно з нормами міцності мінімальний запас по статичній міцності профільної частини робочої лопатки турбіни повинен бути не менше 1,2, а для робочих лопаток осевого компресора — не менше 1,5.

У розрахованій двоярусній лопатці турбовентиляторної приставки мінімальне значення коефіцієнта запасу по статичній міцності при навантаженні 100 год дорівнює $K^{\sigma^{100}} = 3,02$ і при навантаженні 1000 год $K^{\sigma^{1000}} = 2,14$.



a



б

Рис. 9. Запас міцності лопатки турбовентиляторної приставки:
 а — при навантаженні 1000 год; б — при навантаженні 100 год

Одне з актуальних завдань у вирішенні проблеми забезпечення міцності двоярусних лопаток турбовентиляторних приставки полягає в оцінці впливу теплонапруженого стану лопаток на їх аеропружні характеристики. Вирішення цього завдання є наступним етапом в оцінці динамічної міцності двоярусних лопаток турбовентиляторних приставок.

Висновки

В роботі запропоновано методику оцінки статичної міцності двоярусних лопаток робочого колеса турбовентиляторної приставки. Результати оцінки статичної міцності двоярусних лопаток робочого колеса дозволяють уточнити розрахункові значення термогазодинамічних параметрів

турбовентиляторної приставки. Методика може бути рекомендована для використання при розрахунках параметрів газотурбінних двигунів із заднім розташуванням турбовентиляторної приставки.

Перспективи подальших досліджень

У подальшому планується провести оцінку динамічної міцності двоярусних лопаток турбовентиляторних приставок.

ЛІТЕРАТУРА

1. Авиационные двигатели и силовые установки: сб. трудов / Центральный Аэрогидродинамический институт; под ред А. И. Ланшина. — М. : ТОРУС ПРЕСС, 2010. — 520 с.

2. **Schoeiri M.** Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance / M. Schoeiri. — Berlin, Germany, 2005. — 534 p. doi: 10.1007/b137854.

3. A Review of Engine Seal Performance and Requirements for Current and Future Army Engine Platforms: технич. отчет / NASA; I. R. Delgado, M. P. Proctor. — TM2008-215161. — Hanover, 2008. — 23 p. doi.org/10.2514/6.2007-5734.

4. Future Heavy Duty Trucking Engine Requirements: технич. отчет / NASA; L. W. Strawhorn, V. A. Suski. — CR-174996. — Cleveland, 1985. — 168 p.

5. Blended Wing Body Concept Development with Open Rotor Engine Integration: технич. отчет / NASA; D. M. Pitera, M. De Haan, D. Brown, R. T. Kawai, S. Hollowell, P. Camacho, D. Bruns, B. K. Rawden. — CR2011- 217303. — Hanover, 2011. — 76 p.

6. Energy efficient engine component development and integration program: технич. отчет / NASA; R.W. Bucy. — 3-20643. — Cleveland, 1981. — 338 p.

7. **Connors, J.** The engines of Pratt & Whitney : a technical history / J. Connors. — Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., 2010. — 565 p. doi.org/10.2514/4.867293.

8. **Cumpsty N.** Jet propulsion / N. Cumpsty. New York, United States of America: Cambridge university

press, 2003. — 321 p. doi.org/10.1017/CBO9780511809415.

9. **Huenecke K.** Jet engine / K. Huenecke. — 6th impression. Shrewsbury, England: Airlife Publishing Ltd, 2003. — 125 p.

10. Теория авиационных трехконтурных турбореактивных двигателей: монография / Терещенко Ю. М., Кулик Н. С., Ластівка І. А. и др.; под ред. Ю. М. Терещенко. — К. : Изд-во Нац. авиацион-та «НАУ-друк», 2010. — 116 с.

11. **Tereshchenko Yu. M.** Aerodynamic Factors of Influence on the Resonance Vibration of Gas Turbine Compressor Blades / Yu. M. Tereshchenko, E.V. Doroshenko, A. Tehrani, J. Abolhassanzade // Strength of Materials. — 2015. — №5(1). — С. 711–718. doi 10.1007/s11223-015-9708-1.

12. Триконтурний турбореактивний двигун: пат.87173 Україна: МПК F02K 3/00. / Терещенко Ю. М., Терещенко Ю. Ю., Панін В. В., Панін Ю. В., Гуз С. Ю.; заявник і патентовласник Національний авіаційний університет. — №а2007 06584; заявл. 12.06.2007; опубл. 25.06.2009, Бюл. №12. — 3 с. (ukr)

13. **Масленков С. Б.** Жаропрочные стали и сплавы. Справочное издание / С. Б. Масленков. — М. : Металлургия, 1983. — 192 с.

Терещенко Ю. М., Дорошенко К. В., Ластівка І. О., Терещенко Ю. Ю.

МЕТОДИКА ОЦІНКИ СТАТИЧНОЇ МІЦНОСТІ ДВОЯРУСНОЇ ЛОПАТКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА ТУРБОВЕНТИЛЯТОРНОЇ ПРИСТАВКИ

В роботі представлено результати досліджень для робочого колеса з двоярусними робочими лопатками з жароміцного сплаву. Для визначення поля температур в проточній частині турбовентиляторної приставки був використаний чисельний експеримент. При розрахунках на міцність двоярусних робочих лопаток турбовентиляторної приставки, окрім урахування навантажень на розтягування і вигин відцентровими силами, вигин газовими силами, необхідно враховувати додаткові температурні напруження, які виникають унаслідок нерівномірного нагрівання тіла лопаток.

У роботі запропоновано методику оцінки статичної міцності двоярусних лопаток робочого колеса турбовентиляторної приставки. Результати оцінки статичної міцності двоярусних лопаток робочого колеса дозволяють уточнити розрахункові значення термогазодинамічних параметрів турбовентиляторної приставки. Методика може бути рекомендована для використання при розрахунках параметрів газотурбінних двигунів із заднім розташуванням турбовентиляторної приставки.

Ключові слова: двоярусна лопатка; статична міцність; запас міцності; теплонапружений стан; градієнт температури.

Терещенко Ю. М., Дорошенко К. В., Ластівка І. О., Терещенко Ю. Ю.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ДВУХЪЯРУСНОЙ ЛОПАТКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБОВЕНТИЛЯТОРНОЙ ПРИСТАВКИ

В работе представлены результаты исследований для рабочего колеса с двухъярусными рабочими лопатками из жаропрочного сплава. Для определения поля температур в проточной части турбовентиляторной приставки был использован численный эксперимент. При расчетах на прочность двухъярусных рабочих лопаток турбовентиляторной приставки, кроме учета нагрузок на растяжение и изгиб центробежными силами, изгиб газовыми силами, необходимо учитывать дополнительные температурные напряжения, возникающие вследствие неравномерного нагрева тела лопаток.

В работе предложена методика оценки статической прочности двухъярусных лопаток рабочего колеса турбовентиляторной приставки.

Результаты оценки статической прочности двухъярусных лопаток рабочего колеса позволяют уточнить расчетные значения термогазодинамических параметров турбовентиляторной приставки. Методика может быть рекомендована для использования при расчетах параметров газотурбинных двигателей с задним расположением турбовентиляторной приставки.

Ключевые слова: двухъярусная лопатка; статическая прочность; запас прочности; теплонапряженное состояние; градиент температуры.

Tereshchenko Yu. M., Doroshenko K. V., Lastivka I. O., Tereshchenko, Yu. Yu.

METHOD FOR ASSESSMENT OF THE STATIC STRENGTH OF A TWO-LEVEL ROTOR BLADE OF A TURBOFAN UNIT

The paper presents the results of investigations for a working wheel with two-level blades made of a high-temperature alloy. A numerical experiment was used to determine the temperature field in the flow section of the turbofan unit. When calculating the strength of the two-level blades of a turbofan unit, the tensile and bending stresses by centrifugal forces, bending by gas forces, and additional temperature stresses were taken into account. Additional temperature stresses are the result of uneven heating of the blade body. Method for assessment of the static strength of two-level blades of a working wheel of a turbofan unit is proposed. The results of the evaluation of the static strength of two-level blades of the working wheel allow to clarify the calculated values of the thermogasdynamic parameters of the turbofan unit. Method can be recommended for use in calculating the parameters of gas turbine engines with the rear location of the turbofan unit.

Keywords: two-level blade; static strength; запас margin of safety; heat stress state; temperature gradient.

Стаття надійшла до редакції 30.08.2017 р.

Прийнято до друку 01.09.2017 р.

Рецензент – д-р техн. наук, проф. Тамаргазін А. А.