

А.П. Зіньковський, В.А. Цимбалюк

Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, Київ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВИЙ КОМПЛЕКС З ПРОГНОЗУВАННЯ СТІЙКОСТІ ДО ДОЗВУКОВОГО ФЛАТЕРА ЛОПАТКОВИХ ВІНЦІВ



Викладено основні положення експериментально-розрахункового комплексу з прогнозування стійкості до дозвукowego флатера лопаткових вінців компресорів авіаційних газотурбінних двигунів. На основі підходів фізичного моделювання явищ, що спостерігаються в натурних умовах, визначені критерії подоби для моделювання поведінки лопаткових вінців при їх взаємодії з потоком. Описані: методологія експериментального визначення нестационарних аеродинамічних сил та моментів, що діють на лопатки при їх коливаннях в потоці; розрахунок динамічної стійкості вінця до флатера; конструкція аеродинамічного стенду та особливості його складових для проведення випробувань решіток лопаткових профілів. Наведено результати апробування розробленого експериментально-розрахункового комплексу.

Ключові слова: лопатковий вінець, моделювання, дозвуканий флатер, динамічна стійкість, прогнозування.

АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОБЛЕМИ

До найбільш небезпечних коливань лопаток осевих компресорів, які найчастіше зустрічаються при експлуатації сучасних авіаційних газотурбінних двигунів (АГТД) і можуть викликати втомні руйнування, відносяться такі:

- ✦ резонансні коливання внаслідок окружної стаціонарної нерівномірності потоку, обумовленої газодинамічними слідами від лопаток статора, стояками і т.п.;
- ✦ нерезонансні коливання, викликані обертливим зривом; нерезонансні коливання, обумовлені турбулентними пульсаціями потоку;
- ✦ флатер — самозбуджувані коливання лопаток під впливом потоку рідини або газу.

Кожен із зазначених видів коливань має свої фізичні механізми збудження і методи боротьби з ними. Особливе місце серед них займає флатер, при якому стрімке зростання амплітуд коливань лопаток може привести до втрати ре-

сурсу або відмови двигуна за короткий час. Найбільш схильними до нього є лопаткові вінці компресорів, особливо на режимах роботи близьких до відриву потоку з поверхні лопаток. Тому витрати на забезпечення їх вібраційної надійності займають значне місце в загальному балансі часу та коштів, що витрачаються на доводку та впровадження у виробництво АГТД. Так, відомо, що під час доводки виявляють та ліквідовують біля 90 % причин можливих поломок, а решту — в експлуатації, з яких 20 % приводять до аварій.

Існує багато методів прогнозування флатера лопаткових вінців, використання яких базується на знаходженні нестационарних аеродинамічних навантажень (сил та моментів), що діють при коливаннях лопаток у потоці. На практиці застосовують різні способи визначення таких навантажень. Так, сучасні числові методи дозволяють вирішувати задачі коливань в потоці лопаток з використанням різних їх моделей, включаючи тривимірні. Однак для

врахування в'язкості середовища, що обтікає конструкцію, необхідно розв'язувати нестационарні рівняння Нав'є—Стокса, практичне використання прямого рішення яких через необхідність застосування дуже дрібних розрахункових сіток вимагає надзвичайно великих обчислювальних ресурсів. Використання різних моделей турбулентності значно знижує вимоги до обчислювальної техніки, але їх правильний вибір стосовно до конкретної задачі потребує порівняння з даними експериментальних досліджень.

Натурні випробування двигуна на стійкість лопаток до флатера надто дорогі. Скоротити їх обсяг дозволяють лабораторні дослідження. Метою даної роботи є науково-технічне обґрунтування та розробка експериментально-розрахункового комплексу з прогнозування стійкості до дозвукового флатера лопаткових вінців компресорів АГТД. Комплекс включає експериментальне визначення нестационарних аеродинамічних навантажень, що діють на лопатки при їх коливаннях в потоці, та розрахункове визначення границі флатера шляхом обчислення власних частот зв'язаних коливань лопаток в потоці з використанням отриманих експериментальних даних.

МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОЇ СИЛОВОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛОПАТОК, ЩО КОЛИВАЮТЬСЯ В ПОТОЦІ

З аналітичної точки зору коливання лопаткового вінця в потоці можуть бути описані матричним рівнянням

$$[M_b]\{\ddot{q}\} + [C_b]\{\dot{q}\} + [K_b]\{q\} = \{Q(t)\}, \quad (1)$$

де $[M_b]$, $[C_b]$ та $[K_b]$ — матриці інерційних, дисипативних і пружних характеристик вінця; $\{Q(t)\}$ та $\{q\}$ — вектор-стовпці нестационарних аеродинамічних навантажень, які діють на лопатки, і їх переміщень.

Аеродинамічні навантаження $\{Q(t)\}$ можна представити у вигляді суми навантажень $\{Q_D(t)\}$, що обумовлені нерівномірністю потоку і не залежать від руху лопаток, та $\{Q_A(t)\}$, виклика-

них коливаннями лопаток. Для аналізу флатера лопаток достатньо враховувати лише другу складову навантажень.

Розглянемо задачу моделювання нестационарних аеродинамічних навантажень Q_A , що діють на лопатку при її коливаннях у потоці газу. Вони лінійно залежать від малих коливань лопаток і можуть бути представлені через комплексні безрозмірні аеродинамічні коефіцієнти впливу (АКВ) [2]:

$$\{Q_A(t)\} = q_v h [A] \{q\}, \quad (2)$$

де $q_v = 0,5rV^2$ — швидкісний напір, ρ та V — відповідно густина потоку та відносна швидкість потоку перед лопатковим вінцем, h — довжина лопаток, $[A]$ — матриця узагальнених АКВ.

Відомо, що основний зміст моделювання полягає в тому, щоб за результатами експериментів з моделями можна було кількісно оцінити явища, що спостерігаються в натурних умовах. При цьому досліджуване явище на моделі буде подібним натурному, а відповідні безрозмірні характеристики модельних і натурних випробувань будуть однакові, якщо будуть рівні критерії подоби — безрозмірні комплекси визначальних фізичних величин.

Відповідно до принципів моделювання процесів у турбомашинах, викладених в роботі [1] і заснованих на π -теоремі теорії розмірностей, навантаження Q_A в загальному випадку можна описати такою функціональною залежністю:

$$Q_A = Q_A(b/D, u/c, K, M, Re, k_a, Fr, Pr), \quad (3)$$

де b — хорда лопатки; D — характерний діаметр вінця; u — окружна швидкість; c — абсолютна швидкість та критерії подоби: приведена час-

тота коливань (число Струхалія) $K = \frac{\omega \cdot b}{V}$; число

Маха $M = \frac{V}{a}$; число Рейнольдса $Re = \frac{bV\rho}{\mu}$; число

Фруда $Fr = \frac{Dg}{c^2}$; число Прандтля $Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda_g}$, по-

казник адиабати $k_a = \frac{C_p}{C_v}$. Тут введені такі позначення: a — швидкість звуку, що набігає; μ — ко-

ефіцієнт в'язкості; λ_g — коефіцієнт теплопровідності газу; g — прискорення вільного падін-

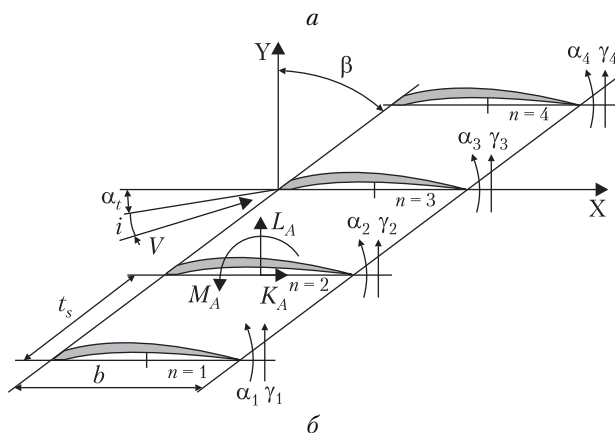
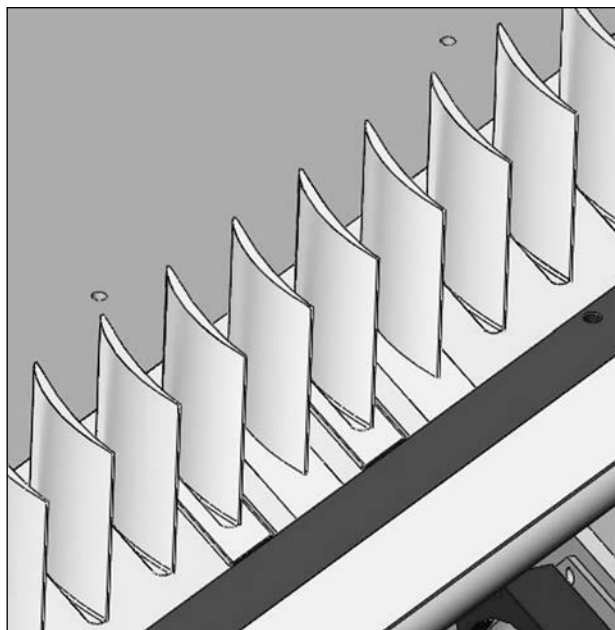


Рис. 1. Пряма решітка лопаткових профілів (а) та схема діючих навантажень (б)

ня; C_p та C_v — теплоємності газу при постійних тиску і об'ємі.

Як справедливо відзначається в [1], вказані вище критерії подібності досить громіздкі для практичної реалізації. Крім того, експериментальні дослідження, як правило, проводяться на моделях, масштаб яких не дорівнює одиниці, внаслідок чого досягти повної подібності практично неможливо. Тому на підставі аналізу процесів, які характерні для реальних турбомашин, було показано [2], що при моделю-

ванні їх нестационарного обтікання деякі критерії подібності можна не враховувати, а саме: а) число Фруда Fr , оскільки в газових турбомашинах, як правило, вплив гравітаційних сил невеликий; б) число Прандтля Pr і показник адиабати k_a , які можна вважати постійними при випробуваннях моделі в тому ж газі і приблизно при тій же температурі, що й об'єкт дослідження; в) число Рейнольдса Re , яке представляє собою відношення сил інерції до сил в'язкості. Останнє впливає як на сили аеродинамічного опору, що при флатері відіграють другорядну роль, так і на формування безвідривного або відривного обтікання. Форми зон відриву і розподіл тиску в них для лопаткових вінців компресорів не змінюються при $Re \geq Re_{\min} = 1,5 \times 10^5 \div 2 \cdot 10^2$ [3].

При зазначених вище припущеннях як нестационарні аеродинамічні навантаження Q_A , так і АКВ є функцією лише трьох критеріїв подібності, а саме: приведеної частоти коливань K , числа Маха M і відношення швидкостей u/c , яке для решітки профілів замінюється кутом атаки i . Це означає, що матрицю узагальнених АКВ [A] можна представити у вигляді такої функціональної залежності:

$$[A] = [A(i, K, M)]. \quad (4)$$

При значенні числа Маха менше 0,5 вплив стискуваності газу невеликий і подібність по цьому критерію можна не розглядати [4]. Крім того, при малих значеннях приведеної частоти, коли справедлива гіпотеза стаціонарності, стискуваність газу можна враховувати за допомогою поправки Прандтля—Глауєрта до моменту настання хвильової кризи [5].

ПРЯМА РЕШІТКА ЛОПАТКОВИХ ПРОФІЛІВ

Найбільш вразливими до дозвукового флатера є перші згинна і крутильна форми коливань лопатки. При таких формах коливань лопаток практично весь енергообмін з потоком реалізується на периферійній її частині, де амплітуди коливань максимальні. Тому при аналізі їх динамічної стійкості до флатера можна обмежитися

АКВ для одного з периферійних перетинів (наприклад, на 0,9 довжини лопатки) і вважати їх постійними по довжині лопатки за умови, що поверхні течії близькі до циліндричних.

Враховуючи зазначене, експериментальні дослідження з визначення аеродинамічних навантажень проводилися з використанням прямої решітки моделей лопаткових профілів, приклад якої показано на рис. 1, а. Ці моделі розташовані паралельно в решітці, а їх поперечні перетини однакові по довжині і моделюють розгортку вибраного циліндричного перетину лопаткового вінця. Далі модель лопаткового профілю будемо називати профілем, а пряму решітку моделей лопаткових профілів — решіткою профілів.

Різним формам коливань лопаткового вінця відповідають різні комбінації поступальних (x, y) та кутових α переміщень профілів, а аеродинамічні навантаження, які на них діють, можна представити у вигляді сил L_A , K_A і моменту M_A , як показано на рис. 1, б, де β — кут виносу; t_s — крок решітки.

На підставі результатів досліджень, викладених в [6], можна ввести такі припущення:

- ✦ вплив переміщень x на аеродинамічні навантаження незначний;
- ✦ силою K_A внаслідок її малості можна знехтувати;
- ✦ вплив на даний профіль коливань інших профілів решіток дуже швидко зменшується в міру їх віддалення.

Звідси можна зробити такі методичні висновки:

1) лопатковий профіль можна моделювати системою з двома ступенями вільності;

2) сумарне нестационарне аеродинамічне навантаження на вибраному профілі решітки залежить від його власних коливань та коливань декількох розташованих поруч профілів, які, разом з вибраним, назвемо *визначальними* і будемо позначати індексом n . З урахуванням результатів роботи [7] можна обмежитися впливом на даний профіль коливань не більше п'яти ($-2 \leq n \leq 2$) і трьох ($-1 \leq n \leq 1$) визначаль-

них профілів при відривному і безвідривному режимах обтікання відповідно;

3) якщо кожен профіль, що має можливість здійснювати задані коливання, забезпечити пристроєм для виміру нестационарних аеродинамічних навантажень (назвемо такі профілі *активними*), то для їх оцінки на вибраному профілі ($n = 0$), викликаних коливаннями п'яти визначальних профілів ($-2 \leq n \leq 2$), досить трьох активних профілів, а для оцінки впливу трьох визначальних профілів ($-1 \leq n \leq 1$) — двох активних профілів. Це випливає з того, що при наявності періодичності обтікання профілів вплив $n = -1$ на $n = 1$ аналогічний впливові $n = -2$ на $n = 0$, а вплив профілю $n = 1$ на $n = -1$ відповідає впливові $n = 2$ на $n = 0$.

МЕТОДИКА ВИМІРЮВАНЬ НЕСТАЦІОНАРНИХ АЕРОДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Для визначення матриці АКВ потрібно вимірювати аеродинамічну силу L_A і момент M_A лише при декількох лінійно незалежних комбінаціях переміщень y і α .

У рамках виконання даної роботи для експериментального визначення аеродинамічних навантажень здійснено доробку методики, основні положення якої викладені в [8], що дозволило вимірювати одночасно силу L_A і момент M_A при довільних комбінаціях переміщень y і α об'єктів дослідження. Для цього здійснюється збудження коливань пружної підвіски профілю, схема якої показана на рис. 2. У відповідності з законом Ампера для визначення аеродинамічних сил і моментів необхідно виміряти струми в рухливих котушках вібраторів як при наявності потоку, так і без нього, підтримуючи при цьому задані коливання профілів незмінними.

Зменшення похибки визначення аеродинамічних навантажень як різниці двох вимірів і підвищення чутливості вимірювального пристрою можна досягти за таких умов:

1) центр мас пружної підвіски повинен збігатися з віссю закручування, тобто $x_m = 0$. За такої умови згинні та крутильні коливання

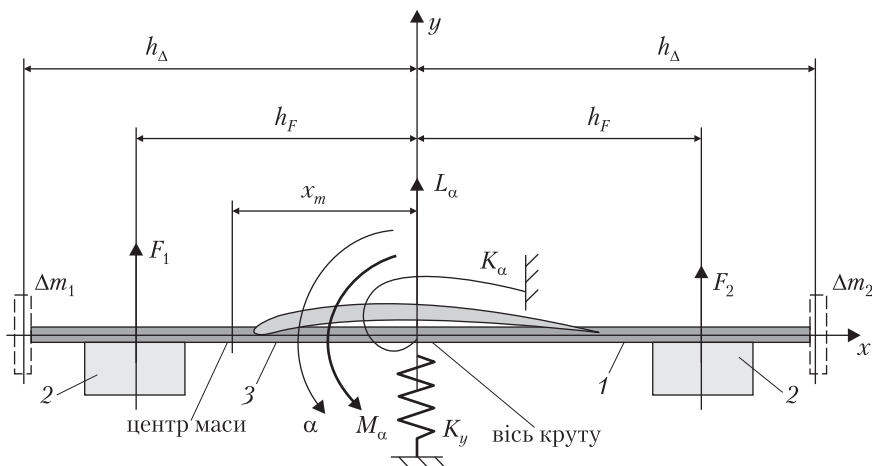


Рис. 2. Схема пружної підвіски профілю: 1 – коромисло; 2 – рухома котушка вібратора; 3 – досліджуваний профіль

пружної підвіски будуть механічно розв'язані, що полегшує незалежне їх керування;

2) власні частоти згинних Ω_y і крутильних Ω_α коливань підвіски повинні дорівнювати робочій частоті збудження ω ;

3) механічне демпфірування коливань повинно бути незначним. Для цього необхідно, щоб коливні частини конструкції підвіски мали невелику масу і мінімальну кількість з'єднань. Реалізація останньої умови буде сприяти підвищенню стабільності властивостей коливальної сис-

теми. Водночас пружна підвіска даного профілю повинна бути віброізолюваною від конструкції стенда та пружних підвісок інших профілів.

Крім зазначених умов для однаковості амплітуд коливань вздовж профілю відношення $k_\omega = \Omega_1 / \omega$, де Ω_1 – перша власна частота коливань профілю, як правило, згина, повинно бути достатньо високим. Наприклад, відношення максимальної і мінімальної амплітуд переміщень профілю не буде перевищувати 1,065 при $k_\omega \geq 4$.

ВИПРОБУВАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ НЕСТАЦІОНАРНИХ АЕРОДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Вимірювання аеродинамічних навантажень, що діють у потоці на коливні профілі, здійснюється з використанням розробленого автоматизованого стенда, схема якого показана на рис. 3, а основні його характеристики наведені в таблиці.

Стенд є дозвуквою аеродинамічною трубою прямої дії з вихлопом у атмосферу. Оскільки наявний відцентровий нагнітач розвиває вищий тиск, ніж необхідно для випробувального стенда, на вході останнього застосовано ежектор, який за рахунок надлишкового тиску забезпечує додаткову витрату повітря через робочу частину стенда. Для підготовки течії в форкамері встановлено хонейкомб 3 та вирівнюючі сітки 4. За

Основні характеристики випробувального стенду

1	Досліджувані об'єкти	Решітки профілів
2	Число Маха перед решіткою	Не більше 0,75
3	Кути атаки	$-15^\circ \div +20^\circ$
4	Висота профілів	70,0 мм
5	Кількість профілів в решітці (залежно від кута виносу і кроку решітки)	7÷13
6	Кількість активних профілів	Не більше 4
7	Кількість ступенів вільності активних профілів	2
8	Види коливань активних профілів	Кутові, поступальні і їх комбінації
9	Вимірювані аеродинамічні навантаження	Сили і моменти
10	Робоча частота збудження	До 250 Гц

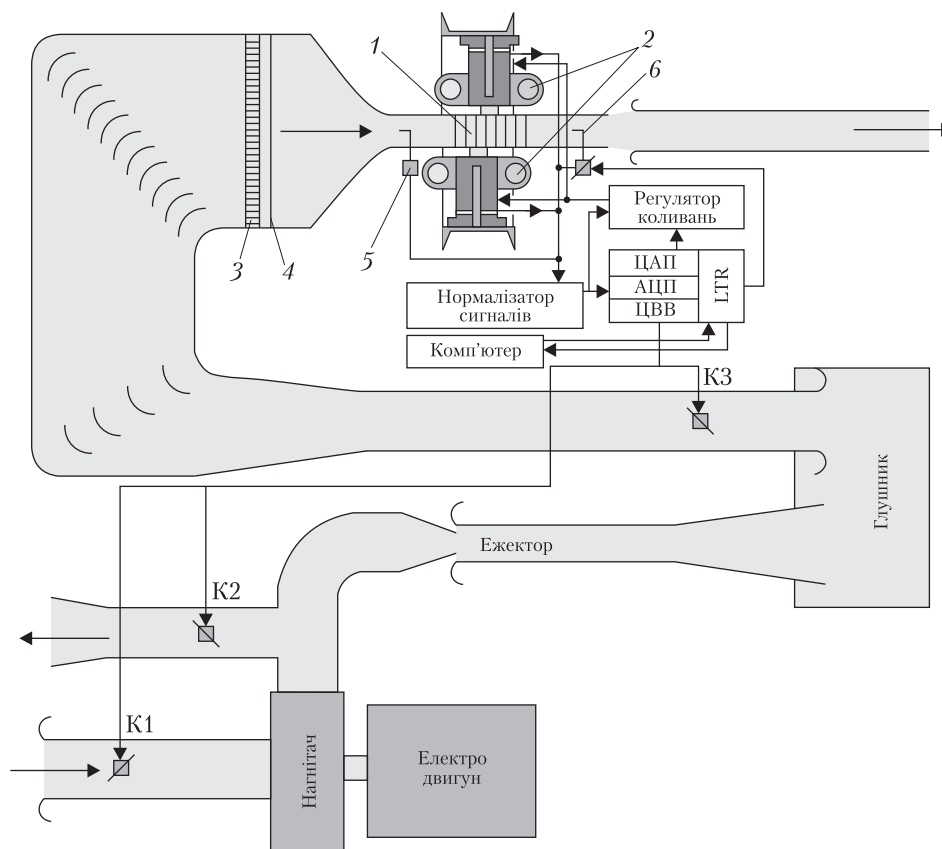


Рис. 3. Схема випробувального стенда для визначення нестационарних аеродинамічних навантажень на лопатках при їх коливаннях у потоці

форкамерою встановлено розгінне сопло з великим звуженням, стінки якого вигнуті по так званому *2-синусному профілю*.

Організація обтікання решітки профілів з заданими швидкостями і кутами атаки здійснюється в робочій частині стенда, схема якої показана на рис. 4. Максимально чотири центральні профілі решітки 7 можуть бути активними. Кожен з них кріпиться на своєму вібровузлі 8, конструкція і призначення якого детально будуть описані нижче. Решта профілів (фонові) жорстко кріпляться на поворотних дисках 1. На необхідні кути атаки решітка профілів встановлюється поворотом дисків 1 і рами із закріпленими на ній вібровузлами.

Робоча частина має регульоване сопло, стінки 2 якого можуть підлаштовуватись під крайні

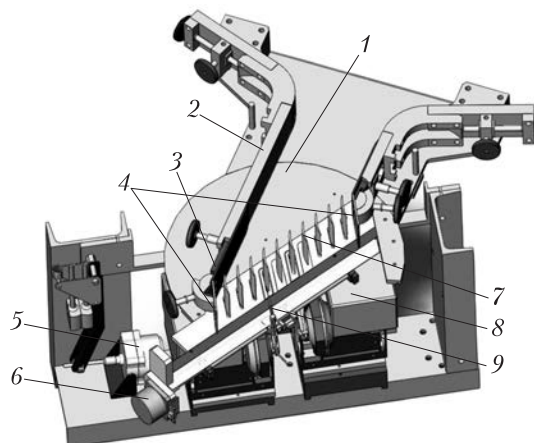
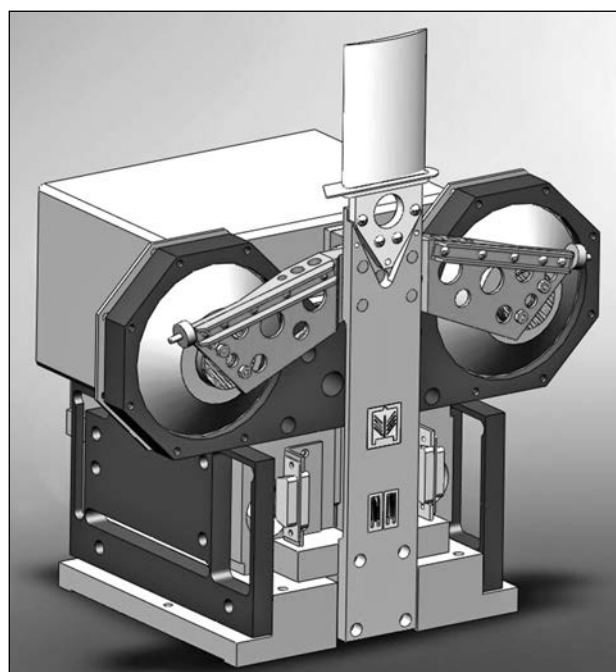
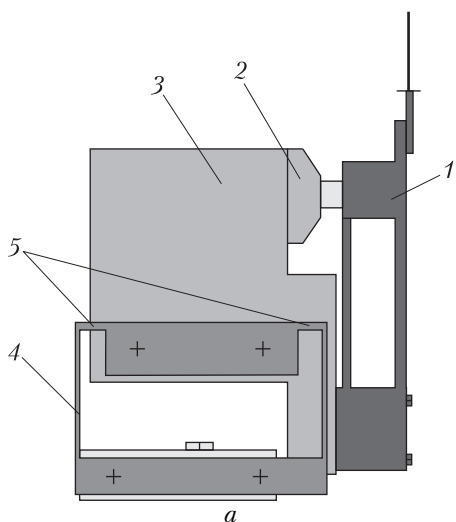


Рис. 4. Схема робочої частини аеродинамічного стенда: 1 – поворотний диск; 2 – стінки сопла; 3 – ножі; 4 – поворотні ступки; 5 – привід зміщення рами; 6 – кроковий двигун; 7 – решітка профілів; 8 – вібровузол; 9 – зонд координатника



б

Рис. 5. Схема (а) і загальний вигляд (б) вібровузла: 1 – пружна підвіска; 2 – магнітопровід вібратора; 3 – основа; 4 – пружний паралелограм основи; 5 – горизонтальні пружні елементи

профілі решітки. Довжина цих стінок також може змінюватися за допомогою рухомих ножів 3, на кінцях яких закріплені поворотні стулки 4, що регулюють ступінь дифузорності (конфузорності) крайніх каналів решітки. Усі вказані опе-

рації спрямовані на забезпечення однакових умов обтікання активних профілів решітки, яке контролюється вимірюванням на них постійних і пульсаційних складових аеродинамічних сил і моментів, а також траверсуванням повного тиску і скосу потоку за решіткою.

Для зниження взаємозв'язку профілів через конструкцію стенда, а також запобігання небажаних пульсацій потоку внаслідок переданих на стінки аеродинамічної труби вібрацій як факторів, що впливають на точність вимірювань, необхідна віброізоляція пружних підвісок профілів. У вдосконаленому випробувальному стенді для забезпечення віброізоляції пружна підвіска профілю компонується в так званий *вібровузол*, схема і конструкція якого представлені на рис. 5.

Результати виконаних розрахунково-експериментальних досліджень показали, що причинами підвищеного механічного зв'язку між вібровузлами є велика жорсткість пружного паралелограма основи та велика відстань між центрами мас пружної підвіски профілю та основи у вертикальному напрямку. Введення в конструкцію горизонтальних пружних елементів 5 та підняття центра мас основи дозволило кардинально поліпшити віброізоляцію вібровузлів і тим самим підвищити точність вимірювань нестационарних аеродинамічних навантажень. Крім того, використання запропонованої конструкції вібровузла забезпечило п'ятикратне зниження металоємності рами з вібровузлами.

Конструкцію пружної підвіски профілю, яка представлена на рис. 6, було розроблено з урахуванням вимог методики вимірювання нестационарних аеродинамічних навантажень. Вона має два пружних елемента 4 різної ширини. Допоміжний (вузький) пружний елемент не перешкоджає крученню основного (широкого) відносно його поздовжньої осі, а при згинних коливаннях ці елементи утворюють пружний паралелограм, що при виконанні умови $k_{\omega} = \Omega_1 / \omega$ забезпечує однакові амплітуди коливань по висоті профілю 1. Крім того, така конструкція дозволяє змінювати власні частоти пруж-

ної підвіски профілю за допомогою змінних основних пружних елементів, які відрізняються тільки товщиною. При цьому умова $\Omega_y = \Omega_\alpha = \omega$ практично не порушується. Остаточне налагодження власних частот здійснюється розміщенням їх у центрі ($\Omega_{0y} > \Omega_{0\alpha}$) або на кінцях ($\Omega_{1y} > \Omega_{1\alpha}$) коромисла невеликими регульовальними тягарцями 8.

Пружна підвіска профілю закріплюється на основі 3, що містить магнітопроводи електродинамічних вібраторів 2 (див. рис. 5). Основа, маса якої приблизно в 100 разів більше приведеної маси пружної підвіски з профілем, закріплюється на пружних елементах 4, які утворюють пружний паралелограм. Жорсткість цих елементів така, що власна частота коливань основи на два порядки нижче такої пружної підвіски з профілем.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ГРАНИЦІ СТІЙКОСТІ ЛОПАТОК ДО ФЛАТЕРА З ВИКОРИСТАННЯМ ДАНИХ ЕКСПЕРИМЕНТУ

Відомо, що згинна форма коливань закрученої лопатки з несиметричним профілем супроводжується поворотом її поперечних перетинів. У прямокутній системі координат XU , пов'язаній з серединою хорди, переміщення периферійного перетину лопатки в процесі її коливань можна розглядати як поворот відносно точки O з координатами (X_t, Y_t) , як показано на рис. 7. Враховуючи незначний вплив на нестационарні аеродинамічні навантаження компоненти переміщень в напрямку осі X , будемо вважати, що точка O лежить на продовженні хорди, тобто $Y_t = 0$.

Якщо відомі з експерименту АКВ $l_{ny} \dots m_{na}$ для вибраних циліндричних перетинів лопаткового вінця, їх можна використовувати для визначення розподілу інтенсивності нестационарних аеродинамічних навантажень на лопатках в цих перетинах. Як правило, АКВ приведені до осі кутових переміщень, яка знаходиться на середині хорди профілю b . Але можна зробити їх перерахунок для коливань і приведення відносно точки O , як показано в [6].

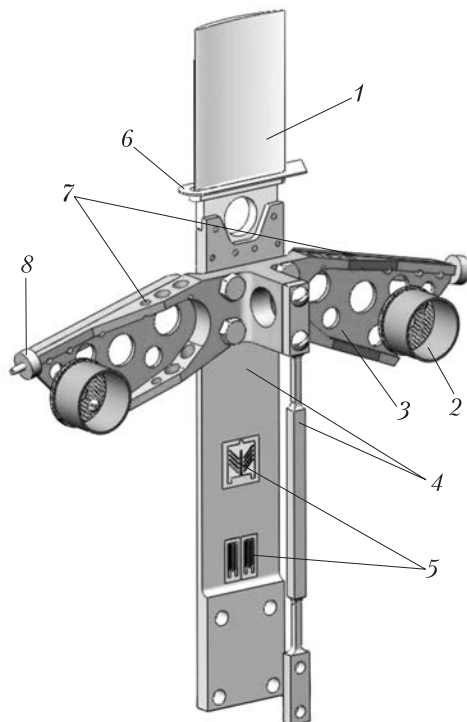


Рис. 6. Конструкція пружної підвіски профілю: 1 – профіль; 2 – рухомі котушки вібраторів; 3 – коромисло; 4 – пружні елементи; 5 – тензодавачі переміщень профілю; 6 – аеродинамічна шайба; 7 – місця кріплення калібрувальних мас; 8 – регульовальні тягарці

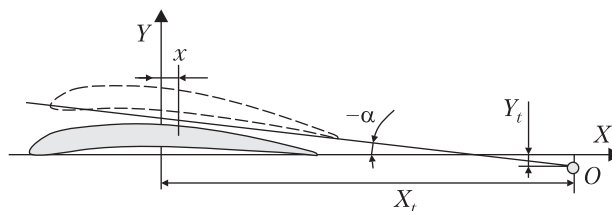


Рис. 7. Схема переміщення поперечного перетину лопатки

Для розрахунку границі стійкості лопаткового вінця до флатера приймаються такі припущення:

- ✦ механічний зв'язок між лопатками відсутній;
- ✦ інерційні та пружні сили лопатки набагато перевищують аеродинамічні навантаження, тобто форми коливань лопатки в потоці і у вакуумі відрізняються незначно;

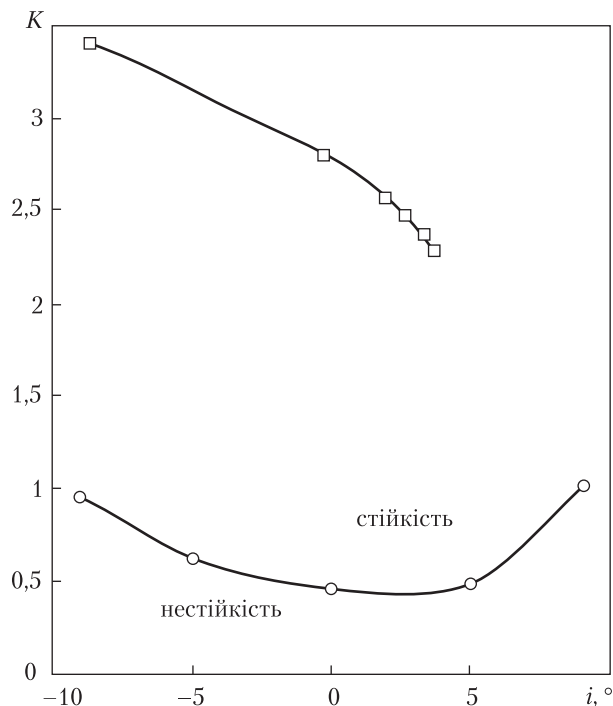


Рис. 8. Залежності критичної (○) та робочої (□) приведенних частот лопаткового вінця компресора АГТД від кута атаки при крутильній формі коливань лопаток для $X_p = 0,5b$

✦ кожна лопатка розглядається як система з одним ступенем вільності, а лопатковий вінець з N лопаток, таким чином, має N ступенів вільності.

Рівняння руху вибраної дискретної моделі лопаткового вінця можна записати у вигляді

$$I_k \rho_b \ddot{\alpha}_k + g_{k\alpha} \dot{\alpha}_k + k_{k\alpha} \alpha_k = \tilde{M}_k; \quad (k = 1, 2, \dots, N). \quad (5)$$

Тут $I_k, g_{k\alpha}, k_{k\alpha}$ — узагальнені об'ємний момент інерції відносно точки O та коефіцієнти механічного опору і жорсткості лопаток відповідно; ρ_b — густина матеріалу лопатки; α_k — узагальнені переміщення лопаток, які відповідають переміщенням їх кінцевих перетинів; k — номер лопатки у вінці; \tilde{M}_k — узагальнений аеродинамічний момент, який діє на кожен лопатку при їх коливаннях у вінці

$$\tilde{M}_k = q_{Vh} \cdot b_h^2 \sum_{n=k-2}^{k+2} \tilde{m}_{(n-k)\alpha} \alpha_n, \quad (6)$$

де $\tilde{m}_{(n-k)\alpha}$ — узагальнені аеродинамічні коефіцієнти впливу з врахуванням форми ϕ коливань лопатки у вакуумі:

$$\tilde{m}_{(n-k)\alpha} = \frac{1}{q_{Vh} b_h^2} \int_0^h q(z) b(z)^2 \bar{m}_{(n-k)\alpha}(z) \cdot \phi^2(z) dz. \quad (7)$$

Тут індекс h означає, що вказані параметри відносяться до перетину $z = h$.

У загальному випадку для інтегрування розподілених аеродинамічних навантажень по довжині лопатки необхідно визначити АКВ на кількох решітках профілів, що моделюють різні кільцеві перетини лопаткового вінця.

Будемо шукати рішення рівнянь (5) у вигляді

$$\alpha_k = A_k e^{pt}, \quad (8)$$

де A_k — комплексна амплітуда коливань, що враховує зсув фаз між коливаннями сусідніх лопаток; $p = \varepsilon + j\omega$; ε — коефіцієнт демпфірування; j — уявна одиниця. Оскільки АКВ визначаються при гармонічних коливаннях, то в рівняння (5) потрібно підставляти рішення для границі стійкості, коли $p = j\omega$.

Введемо позначення $\lambda = 1/\omega^2 = -1/p^2$. Тоді, підставляючи (8) в (5) та групуючи члени при однакових амплітудах коливань, прийдемо до стандартної форми задачі на власні значення. Вирішуючи отриману систему рівнянь, одержимо N характеристичних коренів або власних значень λ , які в загальному випадку є комплексними, що означає можливість як стійкого ($\varepsilon < 0$), так і нестійкого ($\varepsilon > 0$) рухів лопаток. Вони пов'язані з коефіцієнтом демпфування ε , кутовою частотою коливань ω і логарифмічним декрементом δ_A коливань лопаткового вінця в потоці такими співвідношеннями:

$$\lambda = -\frac{1}{(\varepsilon + j\omega)^2}; \quad \delta_A = 2\pi \frac{\varepsilon}{\omega}. \quad (9)$$

При цьому знаки коефіцієнта демпфірування і логарифмічного декременту коливань збігаються зі знаком уявної частини власного значення λ .

Власні значення λ дозволяють визначити коефіцієнт стійкості δ лопаткових вінців до флатера:

$$\delta = \max \text{Im}(\lambda). \quad (10)$$

При виконанні нерівності $\delta < 0$ лопатковий вінець стійкий до флатера, а його границя стійкості відповідає умові $\delta = 0$.

РЕАЛІЗАЦІЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВОГО КОМПЛЕКСУ З ПРОГНОЗУВАННЯ СТІЙКОСТІ ДО ДОЗВУКОВОГО ФЛАТЕРА ЛОПАТКОВИХ ВІНЦІВ

З використанням розробленого експериментально-розрахункового комплексу з прогнозування стійкості до дозвукового флатера лопаткових вінців було проведено цикл досліджень з прогнозування динамічної стійкості до флатера лопаткових вінців сучасних АГТД. Як приклад на рис. 8 показано результати знаходження границі стійкості лопаток робочого колеса компресора. З наведених даних можна зробити висновок, що при крутильних коливаннях робочі режими досліджуваного компресора перебувають в області стійкості далеко від границі флатера. На великих кутах атаки (як негативних, так і позитивних) границя стійкості зміщується в бік більших приведених частот коливань. Робоча ж приведена частота зі збільшенням кутів атаки зменшується і наближається до границі стійкості, тобто зі збільшенням кутів атаки запас стійкості крутильної форми коливань досліджуваного лопаткового вінця зменшується.

ВИСНОВКИ

У відповідності з постановкою задачі в співдружності з АТ «Мотор Січ» було обґрунтовано та розроблено експериментально-розрахунковий комплекс для прогнозування стійкості до дозвукового флатера лопаткових вінців компресорів АГТД і здійснено його практичну реалізацію.

За результатами виконання роботи можна сформулювати такі висновки.

1. На основі принципів фізичного моделювання аеропружних процесів сформульовано комплекс критеріїв подібності для моделювання поведінки лопаткових вінців робочих коліс компресорів при їх взаємодії з потоком та по-

казано, що при експериментальному визначенні нестационарних аеродинамічних навантажень, які діють на лопатки, достатньо враховувати три критерії подібності, а саме: приведену частоту коливань, число Маха і кут атаки.

2. Створено методологічне забезпечення для експериментального визначення в лабораторних умовах нестационарних аеродинамічних навантажень, які діють на лопатки вінців робочих коліс компресорів АГТД.

3. Здійснено доробку випробувального стенда для визначення нестационарних аеродинамічних навантажень на лопатках при їх коливаннях у потоці, яка в першу чергу полягає в розробці методики врахування деформації профілю, нової конструкції вібровузла та системи автоматизації керування експериментом і обробки його даних.

4. Розроблено розрахункову модель вінця при згинно-крутильних коливаннях його лопаток і методологію розрахунку на її основі границі стійкості до флатера.

5. Наведено результати апробування запропонованих методик на прикладах аналізу динамічної стійкості лопаткових вінців компресорів сучасних АГТД.

Розробка, створена в Інституті проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, дозволяє в єдиному розрахунково-експериментальному комплексі достовірно визначити аеродинамічні навантаження (сили та моменти), які діють у потоці на робочі лопатки, та на основі їх використання здійснити прогнозування стійкості до дозвукового флатера лопаткових вінців компресорів АГТД в широкому діапазоні зміни їх механічних параметрів та характеристик потоку. При цьому слід зазначити, що створений комплекс повністю автоматизований з використанням сучасної виміральної та обчислювальної техніки.

Розроблений експериментально-розрахунковий комплекс також може бути пристосований для прогнозування динамічної стійкості трубних пучків пароконденсаторів та теплообмінників атомних електростанцій.

ЛІТЕРАТУРА

1. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.
2. Цимбалюк В.А., Зиньковский А.П., Побережников А.В. Экспериментально-расчетная оценка динамической устойчивости лопаточных венцов рабочих колес компрессоров газотурбинных двигателей // Пробл. прочности. — 2001. — № 6. — С. 15—28.
3. Терещенко Ю.М. Аэродинамика компрессорных решеток. — М.: Машиностроение, 1979. — 118 с.
4. Лампер Р.Е. Введение в теорию флаттера. — М.: Машиностроение, 1990. — 144 с.
5. Абрамович Г.Н., Курзин В.Б., Сарен В.Э. Прикладная газовая динамика. — М.: Наука, 1976. — 888 с.
6. Горелов Д.Н. Аэродинамика решеток в нестационарном потоке. — Новосибирск: Наука, 1971. — 272 с.
7. Tymbalyuk V. Flutter of dynamically dissimilar compressor blading in a separating flow // Engineering aero-hydroelasticity. 2nd Int. Conf. EANE. Pilsen-Czech Republic June 6—10. — 1994. — P. 182—187.
8. Цимбалюк В.А. Методика измерения нестационарных аэродинамических сил и моментов на вибрирующих профилях решетки // Пробл. прочности. — 1996. — № 2. — С. 100—109.

А.П. Зиньковский, В.А. Цимбалюк

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНЫЙ
КОМПЛЕКС ПО ПРОГНОЗИРОВАНИЮ
УСТОЙЧИВОСТИ К ДОЗВУКОВОМУ
ФЛАТТЕРУ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ

Изложены основные положения экспериментально-расчетного комплекса по прогнозированию устойчивости к дозвуковому флаттеру лопаточных венцов компрессоров авиационных газотурбинных двигателей. На основе подходов физического моделирования явлений, которые наблюдаются в натуральных условиях, определены критерии

подобия для моделирования поведения лопаточных венцов при их взаимодействии с потоком. Описаны: методология экспериментального определения нестационарных аэродинамических сил и моментов, которые действуют на лопатки при их колебаниях в потоке; расчет динамической устойчивости венца к флаттеру; конструкция аэродинамического стенда та особенности его составляющих для проведения испытаний решеток лопаточных профилей. Приведены результаты апробации разработанного экспериментально-расчетного комплекса.

Ключевые слова: лопаточный венец, моделирование, дозвуковой флаттер, динамическая устойчивость, прогнозирование.

A.P. Zinkovskii, V.A. Tymbalyuk

AN EXPERIMENTAL-AND-COMPUTATIONAL
COMPLEX FOR PREDICTING THE STABILITY
OF BLADE ASSEMBLIES AGAINST SUBSONIC
FLUTTER

The basic principles of the experimental-and-computational complex for predicting the subsonic flutter stability of aircraft gas turbine compressor blading are stated. Based on the approaches of physical modeling of phenomena observed under full-scale conditions, the similarity criteria are defined, which allow modeling the behavior of blade assemblies at their interaction with flow. The methodology for the experimental determination of non-stationary aerodynamic forces and moments acting on blades during their in-flow vibrations; the calculation of the dynamic stability of a blade assembly against flutter; the aerodynamic rig design and peculiar features of its components to perform testing of airfoil cascades are described. The results of testing of the developed experimental-and-computational complex are presented.

Key words: blade assembly, modeling, subsonic flutter, aerodynamic stability, prediction.

Стаття надійшла до редакції 02.04.12