

## ОБСЛУГОВУВАННЯ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

УДК 629.735.03.004.2:621.43.031.3

М.С. Кулик, В.В. Панін, В.В. Ратинський, Б.М. Моїсєєв

### МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЦІ ПОМПАЖУ НА ЗМІНЕНИХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ КОМПРЕСОРА ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГУНА

*Наведено методику визначення змінених характеристик і границі помпажу компресора турбореактивного двигуна при зміні його технічного стану, а також результати експериментальних досліджень зміни характеристик компресора однофазного турбореактивного двигуна РУ19А-300.*

У процесі експлуатації на проточну частину газотурбінного двигуна діють різні експлуатаційні фактори, під впливом яких відбувається зміна характеристик його основних вузлів. Важливою експлуатаційною характеристикою авіаційного газотурбінного двигуна, що суттєво впливає на безпеку експлуатації повітряних суден, є запас газодинамічної стійкості компресорів [1; 2]. Зниження запасу газодинамічної стійкості компресора в системі двигуна нижче допустимого значення призводить до виникнення таких нестійких режимів роботи, як обертальний зрив й помпаж, що викликають інтенсивні коливання тиску повітря в проточній частині.

Для підвищення рівня безпеки польотів необхідно завчасно передбачати та попереджати нестійку роботу компресора, що, в свою чергу, вимагає розробки і впровадження методик перетворення характеристик компресора при зміні його технічного стану під впливом таких несправностей, як шорсткість поверхні лопаток, забруднення компресора, зміна радіального зазору тощо [1; 3].

Характеристики компресорів описуються трьома параметрами, що пов'язані між собою (ступінь підвищення тиску  $\pi_k^*$ , ККД  $\eta_k^*$  та зведена витрата повітря  $G_{п.пр}$ ) і мають найбільш суттєвий вплив на функціональні параметри двигуна [4; 5].

Вказані пошкодження проточної частини компресора призводять до зміни характеристик компресора, які описуються для напірних ліній функціями

$$\pi_k^* = f(G_{п.пр}, n_{пр}), \eta_k^* = f(G_{п.пр}, n_{пр}), l_i = f(G_{п.пр}, n_{пр}),$$

для границі помпажу функціями

$$\pi_{к.г}^* = \varphi(G_{п.пр}), \eta_{к.г}^* = \varphi(G_{п.пр}), n_{пр.г} = \varphi(G_{п.пр}).$$

Для визначення коефіцієнта корисної дії компресора необхідно знати коефіцієнти гідравлічних втрат, які, в свою чергу, залежать від режиму течії

$$\eta_k^* = f(\xi, C, U, \alpha, \beta),$$

де  $\xi$  – коефіцієнт втрат;  $C, U$  – абсолютна та колова швидкості потоку;  $\alpha, \beta$  – кути набігання потоку за абсолютною і відносною швидкостями.

Всі ці параметри залежать від стану проточної частини компресора. Тому для визначення змінених характеристик компресора необхідно отримати залежність, що дозволяє розрахувати значення  $\pi_k^*$  внаслідок зміни ККД.

Якщо зробити ряд припущень, основним з яких є те, що зміни величини роботи всіх ступенів в багатоступінчастому компресорі однакові і такі, що визначаються по середньому ступеню, зазначена залежність буде мати вигляд:

$$\pi_k^* = \left\{ 1 + \frac{zU_{\text{ср}}}{\bar{c}_p T_{\text{в}}^*} \left[ \frac{1}{1 + A_k (\pi_k^*)^{\frac{1}{n_k}}} \left( 1 - \frac{(l_k)_{\text{вих}}}{zU_{\text{ср}}} \right) \right] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (1)$$

де  $z$  – кількість ступенів компресора;  $U_{\text{ср}}$  – середня колова швидкість;  $\bar{c}_p$  – теплоємність;  $T_{\text{в}}^*$  – температура на вході в компресор;  $A$  – відношення площини на вході в компресор  $F_{\text{в}}$  до площини на виході з нього  $F_{\text{к}}$ ;  $n_k$  – показники політропи при вихідному та поточному технічному стані;  $(l_k)_{\text{вих}}$ ,  $l_k$  – робота компресора при вихідному та поточному технічному стані;  $k$  – показник адіабати.

Величину  $\pi_k^*$  визначають методом нев'язок лівої і правої частин рівняння (1) до заданої точності, задаючи в першому наближенні величину  $\pi_k^* = (\pi_k^*)_{\text{вих}}$  в правій частині рівняння.

Отримані змінені характеристики подаються в графічному вигляді (рис. 1), або у вигляді рівнянь, що апроксимують залежності

$$(\pi_k^*)_{\text{зм}} = \varphi_1(G_{\text{п.пр}}, n_{\text{пр}}); \quad (\eta_k^*)_{\text{зм}} = \varphi_2(G_{\text{п.пр}}, n_{\text{пр}}).$$

Визначення границі помпажу на змінених характеристиках компресора турбореактивного двигуна проводиться за наступною методикою:

– якщо  $n_{\text{пр}} \leq (n_{\text{пр}})_{\text{розр}}$ , приймаємо величину зведеної витрати повітря на зміненій межі помпажу  $G_{\text{п.пр.1}} = (G_{\text{п.пр.1}})_{\text{вих}}$  (рис. 1),

– якщо  $n_{\text{пр}} > (n_{\text{пр}})_{\text{розр}}$ , будуємо на вихідній характеристиці лінію А-С (рис. 1), що являє собою вихідну межу помпажу компресора;

– за вихідною величиною зведеної витрати повітря на границі помпажу  $(G_{\text{п.пр}})_{\text{г.вих}}$  знаходимо відповідне значення зведеної швидкості  $(\lambda_{\text{в}})_{\text{г.вих}}$  з рівняння витрати повітря

$$(G_{\text{п.пр}})_{\text{г.вих}} \frac{\sqrt{T_{\text{к}}^*}}{m_{\text{к}}^* F_{\text{к}}} = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} (\lambda_{\text{в}})_{\text{г.вих}} \left[ 1 - \frac{k-1}{k+1} ((\lambda_{\text{в}})_{\text{г.вих}})^2 \right]^{\frac{1}{k-1}},$$

та швидкість на вході в компресор

$$(c_{\text{п}})_{\text{г.вих}} = (\lambda_{\text{в}})_{\text{г.вих}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R_{\text{п}} T_{\text{п}}^*}.$$

В точці перетину зміненої характеристики з вихідною границею помпажу знаходимо значення зведеної витрати повітря  $(G_{\text{п.пр}})_{\text{г}}$ . Задаємося значеннями  $(G_{\text{п.пр}})_{\text{г}}$  в діапазоні від  $(G_{\text{п.пр}})_{\text{г}}$  до  $(G_{\text{п.пр}})_{\text{г.вих}}$ . Для кожного заданого значення  $(G_{\text{п.пр}})_{\text{г}}$  знаходимо відповідне значення ступеня підвищення тиску  $(\pi_{\text{к}}^*)_{\text{г}}$  і ККД  $(\eta_{\text{к}}^*)_{\text{г}}$ . За знайденим значенням показника політропи  $(n_{\text{к}})_{\text{г}}$ , швидкості на вході в компресор  $(c_{\text{в}})_{\text{г}}$  та величинами  $(\lambda_{\text{в}})_{\text{г}}$  і  $q(\lambda_{\text{в}})_{\text{г}}$  знаходимо зведену витрату повітря, при якій помпаж виникає на останньому ступеню:

$$(G_{\text{п.пр}})_{\text{г}} = m \frac{P_{\text{к}}^*}{\sqrt{T_{\text{к}}^*}} F_{\text{к}} q(\lambda_{\text{в}})_{\text{г}}.$$

У разі виконання умови

$$\delta(G_{п.пр})_г = \left| \frac{(G_{п.пр})'_г - (G_{п.пр})_г}{(G_{п.пр})'_г} \right| \leq 0,001$$

отримуємо параметри  $(G_{п.пр})_г$  і  $(\pi_k^*)_г$ , при яких помпаж виникає на останньому ступеню.

Якщо

$$\delta(G_{п.пр})_г > 0,001,$$

то розрахунки необхідно продовжити за наведеною методикою до виконання умови

$$\delta(G_{п.пр})_г \leq 0,001.$$

З метою перевірки працездатності розробленої методики були проведені експериментальні дослідження щодо впливу характерних несправностей проточної частини компресора на запас газодинамічної стійкості. Дослідження проводилися на автоматизованому експериментальному стенді [6; 7] на базі турбореактивного двигуна РУ19А-300. Крім двигуна та систем життєзабезпечення до складу стенда входив керуючий обчислювальний комплекс, основними призначеннями якого були забезпечення процесу керування режимами роботи двигуна, дросельною заслінкою вихідного пристрою, введення і аналіз параметричної інформації. Використання керуючого обчислювального комплексу на базі АЦП-ЦАП А-826РГ і ПЕОМ типу ІВМ РС/АТ забезпечило достовірність одержуваних в автоматизованому режимі експериментальних даних.

Для проведення досліджень щодо впливу забоїв лопаток компресора газотурбінного двигуна на зміну його характеристики були підібрані робочі лопатки першого ступеня компресора двигуна РУ19А-300 із глибокими одиничними забоїнами, розташованими на передній кромці і на кінці пера лопатки. Аналіз одержаних даних показує, що при даному виді пошкодження на номінальному режимі роботи двигуна відбувається зсув напірної лінії  $n_{пр}=16\ 000$  у бік менших витрат повітря (рис.2,а). При цьому відбувається зсув робочої точки з положення А (при вихідному стані) в положення А<sub>1</sub>. Як видно з рисунка, при даному виді пошкодження зменшується ступінь підвищення тиску і ККД компресора.

Також були проведені дослідження впливу шорсткості поверхні лопаток компресора практично у всьому діапазоні експлуатаційних частот обертання ротора  $n_{пр}$  (рис. 2,б). У результаті проведеного експерименту одержані значення робочих точок при вихідному стані (точки А', А'', А''') та при збільшенні шорсткості лопаток компресора (точки А<sub>2</sub>, А<sub>3</sub>, А<sub>4</sub>).

Проведений порівняльний аналіз одержаних даних свідчить про аналогічні тенденції зміни ступеня підвищення тиску і ККД компресора що й у випадку із забоїнами.

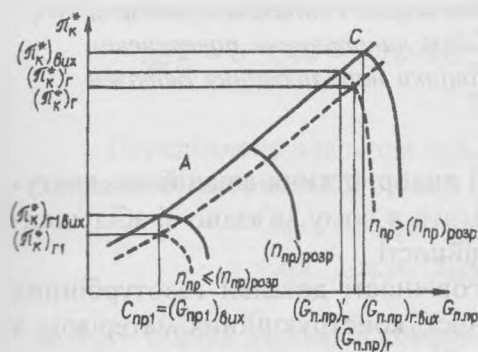


Рис. 1. Вихідна (—) та змінена (----) характеристики компресора

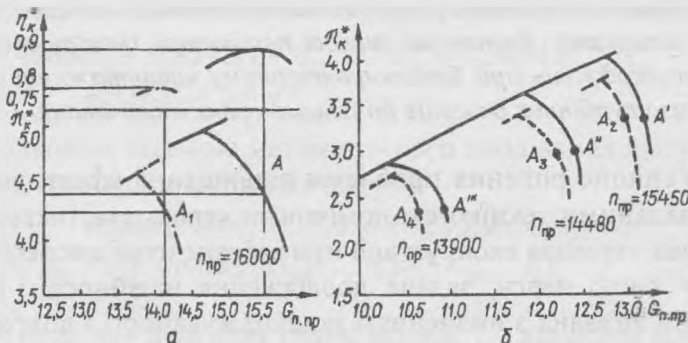


Рис 2. Характеристика компресора турбореактивного двигуна РУ19А-300:  
 а – при забоїнах робочого колеса першого ступеня;  
 б – при збільшенні шорсткості лопаток компресора;  
 — — характеристика справного компресора;  
 - - - характеристика компресора із забоїнами на РК першого ступеня; — · — характеристика компресора при збільшенні шорсткості лопаток компресора

Аналіз експериментальних даних показав, що при наявності забоїн та збільшенні шорсткості лопаток компресора виникає значне звуження поля характеристик за рахунок зміщення напірних кривих у бік менших значень зведеної витрати повітря, а також зміни границі помпажу, що підтверджує дані, отримані під час моделювання за допомогою розробленої методики визначення границі помпажу.

#### Список літератури

1. *К теории возникновения помпажа и срыва характеристик компрессора*// Изв. вузов. –М.: Энергетика. –1969. – № 4. – С. 44–49.
2. *Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах.* – М.: Машиностроение, 1974. – 264 с.
3. *Баммерт Б., Воелк А. Влияние шероховатости поверхности лопаток на аэродинамические и рабочие характеристики осевого компрессора* //Тр. амер. об-ва инж.-мех. Сер. Энергетические машины и установки. –М.: Мир, 1990. – № 2.– С. 59–65.
4. *Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин.* –М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
5. *Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных двигателей. Ч.1.* –М.: Машиностроение, 1977. –311 с.
6. *Дмитриев С.А., Лукьяненко О.Е., Моисеев Б.М., Ратынский В.В. Автоматизированный испытательный стенд для отработки методов диагностирования ГТД*// Тез.доп.звітів наук.-техн. конф. наук. кол. ун-ту за 1994 р., 12–14 квіт. 1995 р. –К.: КМУГА, 1995. –С. 15.
7. *Дмитриев С.А., Березлев В.Ф., Моисеев Б.М. Газодинамический стенд для исследования переходных процессов газотурбинных двигателей* // Проблемы управления технической эксплуатацией авиационной техники: Сб. науч. тр.– К.: КМУГА, 1995. – С. 32–36.

Стаття надійшла до редакції 12.03.01.

УДК 629.735.01.03(043.3)

С.І. Йовенко, С.Р. Ігнатович, В.Є. Мільцов

### ОЦІНКА КОМПЛЕКСНОГО ВПЛИВУ ЦИКЛІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ І ТЕМПЕРАТУР НА ПОШКОДЖУВАНІСТЬ І ДОВГОВІЧНІСТЬ МАТЕРІАЛІВ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

*Розглянуто результати експериментальної перевірки адекватності теоретичних досліджень в області розробки математичних моделей довговічності і пошкоджуваності матеріалів. Визначено числові параметри імовірнісної моделі накопичення поверхневих пошкоджень при багатофакторному навантаженні для оцінки напрацювання деталей газотурбінних двигунів до їхнього граничного стану.*

Успішне рішення проблеми підвищення ефективності використання авіаційних двигунів із заданими техніко-економічними характеристиками багато в чому зв'язано зі збільшенням їхніх термінів експлуатації при забезпеченні високої надійності.

У свою чергу, задача дослідження надійності і довговічності деталей газотурбінних двигунів зв'язана з вивченням пошкоджуваності і довговічності конструкційних матеріалів в умовах комплексної дії найбільш характерних для цих деталей навантажень.

Для створення достовірних методів розрахунку на міцність теплонапружених деталей газотурбінних двигунів необхідно мати адекватні моделі пошкоджуваності і довговічності, що дозволяють проводити оцінку спільного впливу взаємодіючих навантажень [1].

За об'єкт моделювання були обрані робочі і соплові лопатки авіаційних газотурбінних двигунів, як найбільш навантажені конструктивні елементи двигуна.