

ФЛАТТЕР С ПРЕДЕЛЬНЫМ ЦИКЛОМ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА

© 2012 г. Академик Р. Ф. Ганиев, О. Б. Балакшин, Б. Г. Кухаренко

Поступило 11.04.2012 г.

Известно, что стабилизация частоты вращения ротора компрессора не ограничивает рост амплитуды флаттера лопаток ротора [1]. Работа посвящена анализу экспериментальных данных для обоснования возможности стабилизации амплитуды флаттера лопаток ротора в аксиальных турбокомпрессорах. Флаттер в компрессоре — это рабочий режим, при котором аэродинамическое демпфирование становится отрицательным и большим, чем демпфирование самой структуры лопатки—ротор. Технический прогресс обеспечил изготовление конструкции, в которой лопатки и ротор изготовлены из одного куска металла (блиск — от английского blisk — integrally bladed disc). Для блиска структурное демпфирование мало, что облегчает возникновение флаттера лопаток. Возникает вопрос об условиях стабилизации амплитуды флаттера при стабилизации частоты вращения ротора. Рассматривается флаттер лопаток ротора конструкции типа блиска при бифуркации траектории резонанса, связанный с изменением сдвига фаз между колебаниями лопаток ротора [2]. Последующее развитие флаттера происходит по короткому временному сценарию, поскольку амплитуда флаттера лопаток ограничивается преимущественно квадратичным трением потока воздуха, возрастающим с ростом давления в аксиальном турбокомпрессоре.

В [2] приведены временные зависимости для частоты вращения ротора f_R , ее второй и третьей гармоник. Она ответственна за резонанс, предшествующий флаттеру. Частота вращения f_R стабилизируется при $t = 80$ с. В записи крутильных колебаний лопатки ротора $x = x(t)$ (рис. 1) при $t = 60$ с становится заметным резонанс, а при $t = 80$ с начинает развиваться флаттер лопаток, амплитуда которого стабилизируется при $t = 100$ с. Исследуем условия и механизм стабилизации. На рис. 2 показаны временные зависимости крутильной частоты f_T лопатки и ее второй и третьей гармоник, опре-

деленные по методу Прони [1]. Для $t \in [86, 200]$ с частота f_T монотонно убывает от 666.3 до 665.3 Гц, частота $2f_T$ также убывает от 1333 до 1330 Гц, а частота $3f_T$ — от 2000 до 1995 Гц. На рис. 3 показано изменение амплитуды для крутильной частоты f_T лопатки и ее второй и третьей гармоник. Из анализа данных рис. 2 и 3 следует, что лопатки ротора при флаттере совершают периодические колебания с частотой $f_T \approx 666$ Гц, т.е. для $t > 100$ с после удаления аддитивного шума из записи колебания на рис. 1 формула для $x = x(t)$ имеет вид

$$x(t) \approx a_1 \sin(2\pi f_T t) + a_2 \sin(4\pi f_T t) + a_3 \sin(6\pi f_T t) + \dots, \quad (1)$$

где $a_1 \gg a_2, a_3$ и $a_2 > a_3$ (рис. 3). Предположение о постоянстве амплитуд в (1) законно, поскольку величина логарифмического декремента мала и амплитуды медленно меняются по сравнению с периодом колебаний.

После синхронизации колебаний каскада лопаток ротора стабилизация амплитуды колебаний учитывается добавлением нелинейных членов в

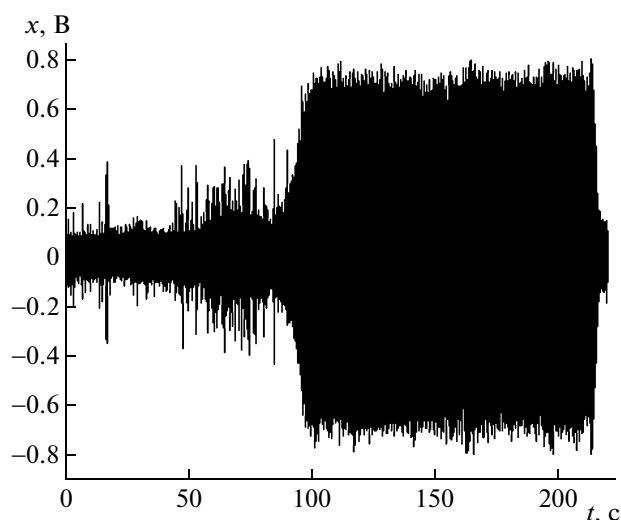


Рис. 1. Запись крутильных колебаний лопатки при флаттере.

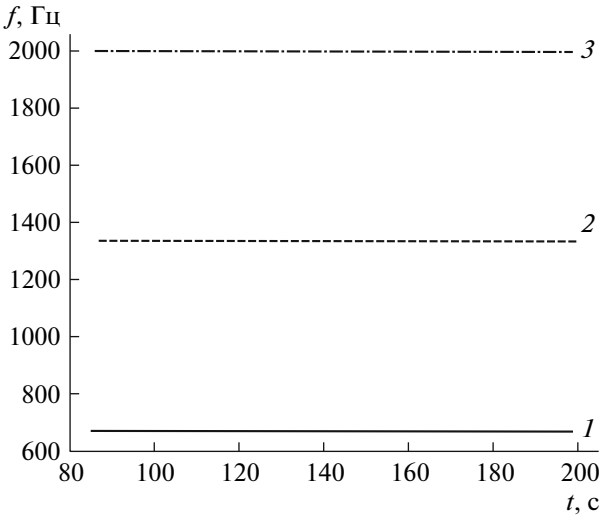


Рис. 2. Зависимость от времени частоты f_T (1); $2f_T$ (2); $3f_T$ (3).

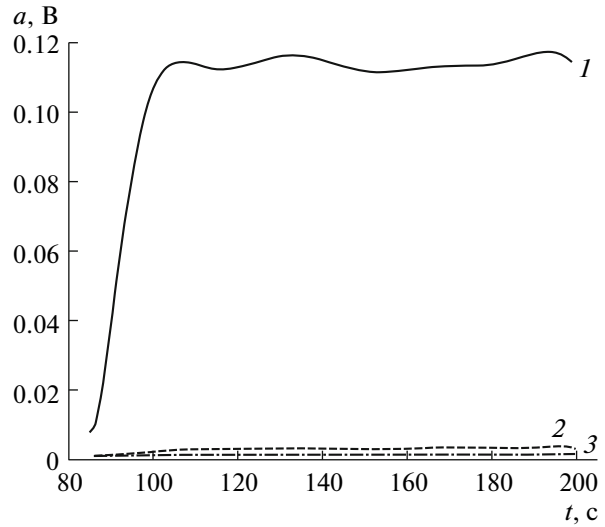


Рис. 3. Зависимости амплитуды от времени: 1 – частота f_T ; 2 – $2f_T$; 3 – $3f_T$.

правую часть сосредоточенной модели крутильных колебаний лопатки:

$$J \frac{d^2x}{dt^2} + c_T \frac{dx}{dt} + k_T x = -M_1(x, f_R) - M_2\left(\frac{dx}{dt}, f_R\right), \quad (2)$$

где J , c_T , k_T характеризуют момент, коэффициент линейного демпфирования и крутильную упругость лопатки ротора, а $M_1(x, f_R)$, $M_2\left(\frac{dx}{dt}, f_R\right)$ – аэроупругий момент и демпфирование встречного потока воздуха соответственно [3, 4]. Для рассматриваемого аксиального турбокомпрессора в уравнении движения (2) должно присутствовать нелинейное демпфирование:

$$\begin{aligned} M_1(x, f_R) &= k_A(f_R)x + J\eta_1(f_R)x^2 + J\eta_2(f_R)x^3, \\ M_2\left(\frac{dx}{dt}, f_R\right) &= c_A(f_R)\frac{dx}{dt} + \\ &+ J\beta_1(f_R)\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 \operatorname{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) + J\beta_2(f_R)\left(\frac{dx}{dt}\right)^3. \end{aligned} \quad (3)$$

В (3) коэффициент $k_A(f_R)$ при линейной аэроупругости считается положительным, а коэффициенты $\eta_1(f_R)$ и $\eta_2(f_R)$ при квадратичной и кубической – отрицательными. При этом коэффициент линейного демпфирования встречного потока $c_A(f_R) < 0$, а коэффициенты квадратичного и кубического демпфирования $\beta_1(f_R) > 0$ и $\beta_2(f_R) > 0$. Более того, $c_T + c_A(f_R) = -2J\delta(f_R)$, где $\delta(f_R)$ – фактор демпфирования (логарифмический декремент с обратным знаком), и для колебаний лопаток ротора рассматриваемого турбокомпрессора $\delta(f_R) > 0$ (неустойчивость) [2]. Покажем что квадратичного демпфирования в (3) достаточно

для стабилизации колебаний лопатки, описываемых уравнением (2).

В [5] показано, что работа, выполняемая встречным потоком над лопаткой за один период крутильных колебаний, имеет вид

$$W = - \int_0^{f_R^{-1}} \left(M_1(x, f_R) + M_2\left(\frac{dx}{dt}, f_R\right) \right) \frac{dx}{dt} dt. \quad (4)$$

Поскольку работа консервативных сил за период крутильных колебаний равна нулю, то выражение для работы (4) с учетом квадратичного демпфирования имеет вид

$$\begin{aligned} W &= \\ &= - \int_0^{f_R^{-1}} \left(-2J\delta(f_R)\frac{dx}{dt} + J\beta_1(f_R)\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 \operatorname{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) \right) \frac{dx}{dt} dt. \end{aligned} \quad (5)$$

При анализе динамики распределенных систем под воздействием аэроупругих моментов (3) обычно учитывается только кубическое демпфирование потока [6, 7]. Используя (1) и учитывая, что для колебаний лопаток турбокомпрессора $a_1 \gg a_2, a_3$ (рис. 4), и пренебрегая в выражении (5) членами порядка a_2^2, a_3^2 по сравнению с членами порядка a_1^2 , получаем выражение для работы

$$W = -2\pi^2 f_T \left(-2J\delta a_1^2 + \frac{16}{3} f_T J \beta_1 a_1^3 \right). \quad (6)$$

В (6) для краткости зависимости δ и β_1 от частоты вращения ротора f_R опущены. Положительное значение работы W означает, что энергия потока передается крутильным колебаниям лопатки, а отрицательное – что энергия крутильных колеба-

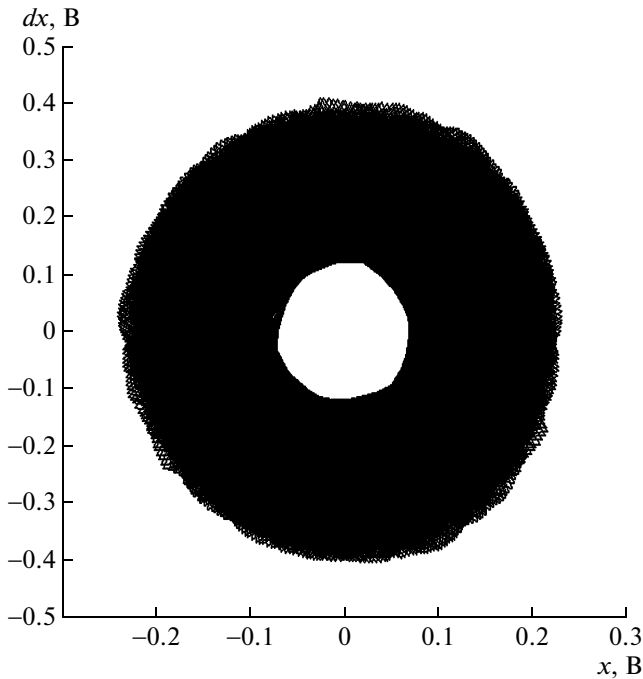


Рис. 4. Предельный цикл для колебаний лопатки на частоте f_T .

ний рассеивается в поток. Работа $W = 0$ при $a_1 = a_{10}$, где

$$a_{10} = \frac{3\delta}{8f_T\beta_1}. \quad (7)$$

При $W = 0$ (т.е. $a_1 = a_{10}$) производная

$$\frac{\partial W}{\partial a_1} = -\frac{3\pi^2\delta^2 \cdot J}{2\beta_1} < 0 \quad (8)$$

и состояние $a_1 = a_{10}$ является устойчивым. В фазовом пространстве $\left(x, \frac{dx}{dt}\right)$ условие (8) порождает предельный цикл крутильных колебаний лопаток на собственной частоте f_T (рис.4). Переменная dx – это первая разность временного ряда x , т.е.

$$dx = x[2, \text{length}(x)] - x[1, \text{length}(x) - 1].$$

Для $t > 100$ с фактор демпфирования $\delta \approx 0.02 \text{ с}^{-1}$ [2]. По данным рис. 2 и $3f_T \sim 666 \text{ с}^{-1}$ и $a_{10} \sim 0.24 \text{ В}$.

На рис. 3 представлены амплитуды комплексных составляющих, поэтому они в два раза меньше амплитуд в (1). Формула (7) оценивает величину коэффициента $\beta_1 \approx 5 \cdot 10^{-5} \text{ В}^{-1}$ в (3). Рассмотренный механизм квадратичного демпфирования показывает, что достижение стабилизации амплитуды колебаний флаттера лопаток ротора аксиального турбокомпрессора связано с необходимостью увеличения квадратичного демпфирования потоком с ростом давления в проточной камере турбокомпрессора.

В настоящее время в рамках Европейского исследовательского проекта FUTURE (акроним для Flutter-Free Turbomachinery Blades) проводится теоретический анализ возможности ограничения амплитуды флаттера лопаток роторов авиационных компрессоров с целью определения области устойчивой работы [8, 9].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балакшин О.Б., Кухаренко Б.Г. // ДАН. 2007. Т. 417. № 5. С. 627–630.
2. Ганиев Р.Ф., Балакшин О.Б., Кухаренко Б.Г. // ДАН. 2012. Т. 444. № 1. С. 35–37.
3. Ганиев Р.Ф., Ковальчук П.С. Динамика систем твердых и упругих тел. М.: Машиностроение, 1980. 208 с.
4. Bendiksen O.O., Friedmann P.P. // Trans. ASME. 1982. V.104. № 3. P. 617–623.
5. Whitehead D.S. Force and Moment Coefficients for Vibrating Airfoils in Cascade. Repts and Memoranda. L.: Brit. Aeronaut. Res. Council., 1960. № 3254.
6. Meskell C. // ISRN Mech. Eng. 2011. V. 2011. Art. ID 659484. 7 p.
7. Meskell C., Eret P. // J. Sound and Vibration. 2008. V. 310. Iss. 4/5. P. 829–844.
8. Martensson H.E., Ostlund J., Bladh R., Gruber B. Design and Analysis of a Transonic Flutter Research Compressor Fanny. In: MTU Aero Engines Engineering news (Development). Munchen, 2011. P. 1–16.
9. May M., Maurey Y., Sicot F. Numerical Flutter Analysis of Turbomachinery Bladings Based on Time-Linearized, Time-Spectral and Time-Accumulate Simulations. In: Proc. Intern. Forum on Aeroelasticity and Structural Dynamics IFASD-2011-080. Paris, France: Council Europ. Aerospace Soc., 2011. P. 1–13.