

УДК 621.431.75

А.И. БЕЛОУСОВ, А.В. ВОЕВОДИН*Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева «СГАУ», Россия***ЯВЛЕНИЕ НЕУСТОЙЧИВОСТИ
В ПРОТОЧНЫХ ПОЛОСТЯХ КОМПРЕССОРА,
ОГРАНИЧЕННЫХ ЛАБИРИНТНЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ**

Рассмотрена проблема автоколебаний в проточных полостях компрессора ГТД. Предложены методы отстройки от автоколебаний путем изменения параметров лабиринтных уплотнений или величины осевого зазора, ограничивающих проточную полость. Разработана методика расчета области устойчивости ступени компрессора в диапазоне рабочих параметров.

надежность, вибропрочность, автоколебания, отстройка, резонансная частота, лабиринтное уплотнение, проточная полость, зазор, устойчивость

Введение

В двигателях летательных аппаратов очень остро стоят вопросы обеспечения вибрационной надежности, как отдельных элементов, так и двигателя в целом. Эти вопросы особенно актуальны для двигателей пятого и шестого поколений из-за ажурности конструкций и увеличившегося уровня динамических нагрузок.

Научная ценность работы базируется на достижениях оригинальной Самарской научной школы виброзащиты изделий и определяется ее развитием в направлении создания новых подходов к решению проблемы автоколебаний лабиринтных уплотнений.

Практическая ценность результатов исследований заключается в разработке методов и средств устранения опасной вибрации роторных систем, определяемой лабиринтными уплотнениями

ляется лишь при определенных сочетаниях зазоров в лабиринтах δ_L и осевых зазоров δ_{OC} между рабочим колесом и направляющим аппаратом (рис. 1).

Были высказаны предложения о резонансной природе самовозбуждающейся вибрации вследствие акустических колебаний в газовой полости между роторной и статорной частями двигателя.

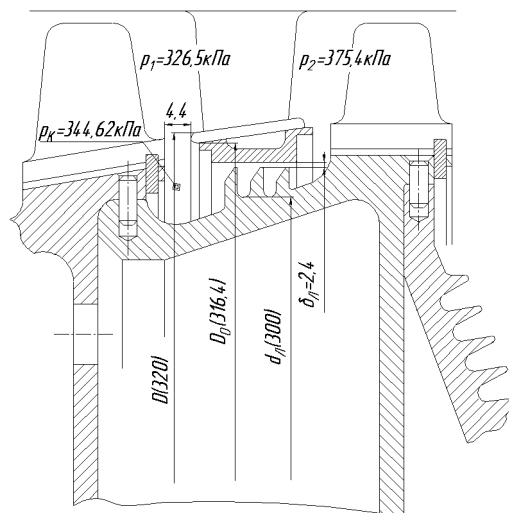


Рис. 1. Ступень компрессора РУ19А-300

1. Формулирование проблемы

На некоторых конструкциях ГТД наблюдаются изломы в межпазовых выступах рабочих колес одной из ступеней компрессора. Дефекты носят усталостный характер вследствие возникновения самовозбуждающихся колебаний диска. Вибрация появ-

Для отстройки от резонансных частот предложены различные методы. Например, в ГТД «General Electric Co» на диске установлено разрезное металлическое кольцо, рассеивающее колебательную энергию за счет трения между диском и кольцом [1].

Однако одной из причин возникновения вибрации может быть потеря устойчивости системы, включающей диск рабочего колеса и проточную полость ступени компрессора. Тогда такие меры борьбы с самовозбуждающимися колебаниями, как введение новых элементов в конструкции, например, разрезных колец, могут быть неэффективными. Достаточно изменить параметры лабиринтных уплотнений (z , δ_L) или величину осевого зазора δ_{OC} , чтобы отстроиться от неустойчивости и вибраций диска.

2. Решение проблемы. Отстройка от неустойчивости и вибрации диска

Рассмотрим последнюю ступень компрессора РУ19А-300 (рис. 1). Ступень компрессора можно рассматривать как упорный газостатический подпятник. Газ высокого давления p_2 через входной дросселирующий элемент (лабиринтное уплотнение) поступает в рабочую камеру (воздушную полость между дисками рабочего колеса и направляющего аппарата), а через выходной дросселирующий элемент (кольцевую щель) выходит в полость перед направляющим аппаратом с давлением p_1 . Из теории газостатических опор известно [2, 3], что если имеется значительный воздушный объем и дросселирующий элемент переменного сопротивления (выходная щель переменной величины), то при некоторых сочетаниях параметров входа и выхода, давлений p_2 и p_1 возможна потеря устойчивости такой опоры, приводящая к автоколебаниям диска.

Расчет параметров лабиринтов и осевых зазоров, при которых появляется неустойчивость, и конечные результаты зависят от принятой расчетной схемы для системы «подвижная масса – проточная полость». Рассмотрим схему свободно опертого на газовую полость диска. Такая модель обладает наименьшей устойчивостью, так как в конструкции ротора отсутствует внутреннее и внешнее демпфирование.

Динамические процессы в такой опоре описы-

ваются уравнениями баланса расходов через воздушную полость

$$M_L - M_{Щ} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{dp}{dt}, \quad (1)$$

где M_L , $M_{Щ}$ – расходы газа через лабиринтное уплотнение и торцовую щель;

V – объем газа в опоре;

P – давление в полости;

t – время,

и динамического равновесия диска, нагруженного газовыми силами

$$m \frac{d^2 \delta}{dt^2} + P_D - p_K F + W_{OC} = 0, \quad (2)$$

где m – масса диска;

δ – зазор в лабиринтном уплотнении;

P_D – добавочное демпфирующее усилие, возникающее при вытеснении газа из зазора;

P_K – давление в газовой полости;

F – площадь, образуемая зазором ЛУ;

W_{OC} – осевое усилие, приложенное к диску.

Поскольку перепад давления на лабиринтном уплотнении невелик, то входной расход M_L может быть рассчитан по формуле Стодолы, которая при $p_1/p_2 \approx 1$ на 8 – 10% завышает расход по сравнению с действительным

$$M_L = \pi \alpha_L d_L \delta_L p_2 \sqrt{\frac{1 - \bar{p}_K^2}{gRTz}}, \quad (3)$$

где P_1 , P_2 – давления газового потока после рабочего колеса и направляющего аппарата;

α_L – коэффициент расхода газа через лабиринтное уплотнение;

d_L – диаметр гребешков лабиринтного уплотнения;

T – температура в газовой полости;

z – число гребешков;

δ_L – зазор в лабиринтном уплотнении;

$\bar{p}_K = p_K / p_2$ – относительное давление в газовой полости.

Процесс изотермический: $T_2 = T_K = T_1 = T$.

Расход через узкую выходную щель для турбулентного режима течения определяется по формуле

$$M_{щ} = \pi \alpha_{щ} \frac{D + D_0}{2} \delta_{л} p_2 \sqrt{\frac{\bar{p}_K^2 - \bar{p}_a^2}{gRTz}}, \quad (4)$$

где $\alpha_{щ}$ – коэффициент расхода газа через торцовую щель;

D, D_0 – внутренний и наружный диаметр перемычки между рабочим колесом и направляющим аппаратом;

$\bar{p}_a = p_1/p_2$ – степень падения давления в газовой полости.

Объем газа в опоре V равен объему воздушной полости V_0 и объему газа в щели $V_{щ}$:

$$V = V_0 + \frac{\pi(D^2 - d_{л}^2)}{4} \delta, \quad (5)$$

где $d_{л}$ – диаметр вала компрессора.

Здесь $V_0 \gg V_{щ}$. Для нахождения плотности газа

ρ и $\frac{dp}{dt}$ воспользуемся уравнением состояния

$$\frac{p_K}{\rho} = gRT. \quad (6)$$

С учетом равенств (3) – (6) уравнение (1) примет вид

$$\frac{d\bar{p}_K}{dt} = a_1 \sqrt{1 - \bar{p}_K^2} - a_2 \delta \sqrt{\bar{p}_K^2 - \bar{p}_a^2} - a_3 \bar{p}_K \frac{d\delta}{dt}, \quad (7)$$

где $a_1 = \frac{\pi \alpha_{л} d_{л} \delta_{л} \sqrt{gRT}}{V_0}$;

$$a_2 = \frac{\pi \alpha_{щ} (D + D_0) l_0 \sqrt{gRT}}{2V_0};$$

$$a_3 = \frac{\pi(D^2 - d_{л}^2)}{4V_0};$$

$$l_0 = \frac{4V_0}{\pi(D_0^2 - d_{л}^2)}.$$

В уравнении (2) $P_{д}$ – добавочное демпфирующее усилие, возникающее при вытеснении газа из зазора

$$P_{д} = 2\pi \int_{\frac{D_0}{2}}^{\frac{D}{2}} p^* r dr, \quad (8)$$

где r – текущее значение радиуса перемычки;

p^* – добавочное давление в смазочном слое, возникающее вследствие изменения зазора δ , которое определяется из уравнения Рейнольдса

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dp^*}{dr} \right) = \frac{12\mu r}{\delta^3} \frac{d\delta}{dt},$$

где μ – динамический коэффициент вязкости газа.

Используя граничные условия $p^* = 0$ при $r = \frac{D_0}{2}$ и

$r = \frac{D}{2}$, имеем

$$p^* = \frac{3\mu}{\delta^3} \left[\left(r^2 - \frac{D^2}{4} \right) - \ln \frac{2r}{D_0} \cdot \frac{D^2 - D_0^2}{4 \ln \frac{D}{D_0}} \right] \frac{d\delta}{dt}. \quad (9)$$

Подставляя равенство (9) в (8), получаем

$$P_{д} = \frac{b}{\delta^3} \frac{d\delta}{dt}, \quad (10)$$

где $b = 3\pi\mu \left[\frac{(D^2 - D_0^2)}{16 \ln \frac{D}{D_0}} - \frac{D^4 - D_0^4}{16} \right]$ – коэффициент

демпфирования.

С учетом выражения (10) уравнение динамического равновесия (2) примет вид

$$ml_0 \frac{d^2 \bar{\delta}}{dt^2} + \frac{b}{\delta^3 l_0} \frac{d\bar{\delta}}{dt} - p_2 F \bar{p}_K + W_{OC} = 0, \quad (11)$$

где $\bar{\delta} = \frac{\delta}{l_0}$ – безразмерное перемещение.

Динамическая система, описываемая уравнениями (7) и (11), имеет одно положение статического равновесия, определяемое параметрами

$$\bar{p}_{K_0} = \frac{W_{OC}}{p_2 F}, \quad \bar{\delta}_{OC} = \frac{\sqrt{1 - \bar{p}_{K_0}^2}}{\sqrt{\bar{p}_{K_0}^2 - \bar{p}_0^2}} \bar{A},$$

где $\bar{A} = \frac{a_1}{a_2} = \frac{\alpha_{л} d_{л} \delta_{л}}{\alpha_{щ} D_{щ} l_0}$ – параметр, учитывающий

сопротивление лабиринтного уплотнения и щели между рабочим колесом и направляющим аппаратом;

$$D_{\text{ш}} = \frac{D + D_0}{2} \quad \text{— средний диаметр перемычки}$$

между рабочим колесом и направляющим аппаратом.

Записывая перемещение и давление в виде

$$\bar{\delta} = \bar{\delta}_{OC} + x_1, \quad \frac{d\bar{\delta}}{dt} = x_2, \quad \bar{p}_K = \bar{p}_{K_0} + x_3$$

и подставляя их в выражения (7) и (11), получаем уравнения возмущенного движения, которые при исследовании на устойчивость в малом удобнее представить как систему трех уравнений

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2; \\ \dot{x}_2 = -a_4 x_2 (\bar{\delta}_{OC} + x_1)^3 + a_5 x_3; \\ \dot{x}_3 = a_1 \sqrt{1 - (\bar{p}_{K_0} + x_3)^2} - a (\bar{\delta}_{OC} + x_1) \times \\ \times \sqrt{(\bar{p}_{K_0} + x_3) - \bar{p}_a^2} - a_3 (\bar{p}_{K_0} + x_3) x_2, \end{cases} \quad (13)$$

$$\text{где } a_4 = \frac{b}{ml_0^3};$$

$$a_5 = \frac{p_2 F}{ml_0^3}.$$

Для устойчивости системы (13) в малом необходимо, чтобы корни уравнения

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} - \lambda, & \frac{\partial f_1}{\partial x_2}, & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1}, & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} - \lambda, & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1}, & \frac{\partial f_3}{\partial x_2}, & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} - \lambda \end{vmatrix}_{x_1=x_2=x_3=0} = 0$$

имели отрицательные действительные части или чтобы выполнялись неравенства

$$d_1 > 0, \quad d_1 d_2 - d_3 > 0, \quad d_3 > 0, \quad (14)$$

$$\text{где } d_1 = - \left(\frac{\partial f_1}{\partial x_1} + \frac{\partial f_2}{\partial x_2} + \frac{\partial f_3}{\partial x_3} \right)_{x_1=x_2=x_3=0},$$

$$d_2 = \begin{vmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1}, & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1}, & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \frac{\partial f_2}{\partial x_2}, & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_2}, & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1}, & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1}, & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} \end{vmatrix}_{x_1=x_2=x_3=0},$$

$$d_3 = - \begin{vmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1}, & \frac{\partial f_1}{\partial x_2}, & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1}, & \frac{\partial f_2}{\partial x_2}, & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1}, & \frac{\partial f_3}{\partial x_2}, & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} \end{vmatrix}_{x_1=x_2=x_3=0} = 0.$$

Дифференцируя правые части системы уравнений (13), получаем:

$$\frac{\partial f_1}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial f_1}{\partial x_2} = 1; \quad \frac{\partial f_1}{\partial x_3} = 0;$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial f_2}{\partial x_2} = -\frac{a_4}{\bar{\delta}_{OC}^3}; \quad \frac{\partial f_2}{\partial x_3} = a_5;$$

$$\frac{\partial f_3}{\partial x_1} = -a_2 \sqrt{\bar{p}_{K_0}^2 - \bar{p}_a^2}; \quad \frac{\partial f_3}{\partial x_2} = -a_3 \bar{p}_{K_0};$$

$$\frac{\partial f_3}{\partial x_3} = -\frac{a_1 \bar{p}_{K_0}}{\sqrt{1 - \bar{p}_a^2}} - \frac{a_2 \bar{\delta}_{OC} \bar{p}_{K_0}}{\sqrt{\bar{p}_{K_0}^2 - \bar{p}_a^2}}.$$

Подставляя в выражение (14) значения этих производных, получаем условие устойчивости газостатической пьюты:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\bar{A} \bar{p}_{K_0}}{\sqrt{1 - \bar{p}_{K_0}^2}} + b_1 + \frac{\bar{p}_{K_0}}{\sqrt{\bar{p}_{K_0}^2 - \bar{p}_a^2}} \right) \times \\ & \times \left[\left(\frac{\bar{p}_{K_0}}{\sqrt{\bar{p}_{K_0}^2 - \bar{p}_a^2}} + \frac{\bar{A} \bar{p}_{K_0}}{\sqrt{1 - \bar{p}_{K_0}^2}} \right) \frac{b_2}{\bar{\delta}_{OC}^3} + b_3 \right] - \\ & - \sqrt{\bar{p}_{K_0}^2 - \bar{p}_a^2} > 0, \end{aligned} \quad (15)$$

$$\text{где } b_1 = \frac{a_4}{a_2};$$

$$b_2 = \frac{a_4 a_2}{a_5};$$

$$b_3 = \frac{D^2 - d_{\text{ш}}^2}{D_0^2 - d_{\text{ш}}^2}.$$

Неравенство (15) определяет область устойчивости ступени компрессора в пространстве рабочих параметров $\bar{\delta}_{OC}$, $\bar{A}$ (рис. 2).

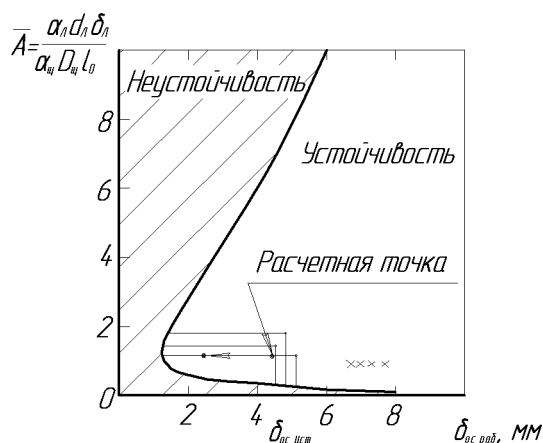


Рис. 2. Области устойчивых и неустойчивых положений равновесия диска ГТД в плоскости параметров $\delta_{OC,раб}$, A

Здесь же приведены результаты исследований дефектных (точки) и бездефектных (крестики) компрессоров. Данные об их действительных рабочих осевых зазорах $\delta_{OC,раб}$, отсутствуют. Однако видно, что компрессоры с большими установочными осевыми зазорами $\delta_{OC,уст}$ (бездефектные) при неизменных размерах лабиринтов имеют большой запас устойчивости, по сравнению с теми, у которых δ_{OC} , не превышает 5 мм (дефектных) [3]. Поскольку осевые зазоры в процессе работы уменьшаются, то можно предположить, что рабочие зазоры $\delta_{OC,раб}$, для дефектных изделий лежат в неустойчивой области, что приводит к вибрации диска и усталостному излому. Для отстройки от самовозбуждающихся колебаний достаточно изменить зазоры δ_L и δ_{OC} , объем V_0 или число зубьев лабиринта z таким образом, чтобы точка с координатами $(\delta_{OC}, \bar{A}(\delta_L, z))$ лежала в устойчивой области.

Заключение

Рассмотрен один из механизмов возникновения пульсаций давления воздуха в полостях между дис-

ками компрессоров, ограниченных проставками, лабиринтными уплотнениями и торцовыми щелями. Применена разработанная математическая модель для описания процесса автоколебаний в гидростатических устройствах. Это определяет новизну полученных результатов. Представленная методика расчета области устойчивости проточной полости, ограниченной лабиринтными уплотнениями, позволяет отстроиться от автоколебаний путем изменения параметров лабиринтных уплотнений или величины осевого зазора, ограничивающих полость.

В результате решения проблемы автоколебаний лабиринтных уплотнений, используемых в транспортных, энергетических и технологических машинах эти изделия будут более конкурентоспособными и высокоэффективными с точки зрения экономичности, технологичности конструкции и обеспечения требуемого уровня безопасности.

Литература

1. Alford Joseph S. Vibration damping means [General Electric Co]. Пат. США, кл. 188-1в, (F 16 f 7/10), № 3589475. // *Авиационные и ракетные двигатели*. – 1974. – № 7.
2. Константиnescу В.Н. Газовая смазка. – М.: Машиностроение, 1968. – 718 с.
3. Белоусов А.И., Токарев И.П., Чегодаев Д.Е. Явление неустойчивости в проточных полостях ГТД // *Авиационная техника (Изв. высш. учеб. заведений)*. – 1976. – № 3. – С. 43 – 49.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Фалалеев, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева «СГАУ», Самара.