

文章编号: 1000-8055(2002)03-0344-05

篦齿式封严装置气动弹性稳定性研究

李 辉, 李其汉, 晏砺堂

(北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘要: 随着航空发动机对高性能、高推重比的要求, 发动机上零部件的工作环境愈发恶劣, 此时篦齿封严装置的稳定性问题则显得非常突出。该装置沿周向作节径型振动, 在某些模态时, 密封气体的气动阻尼可能为负值, 使整个系统稳定性下降, 甚至出现不稳定状态。本文采用双控制体模型计算篦齿封严装置的气动刚度和气动阻尼, 然后应用有限元软件对篦齿式封严装置的稳定性进行了分析, 获得了比较满意的结果。

关键词: 篦齿封严; 气动弹性; 稳定性; 复特征值

中图分类号: V 231. 92

文献标识码: A

Stability Analysis of the Labyrinth Gas Seals

L I hui, L I Q i-han, YAN-L i-tang

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Aeroelastic stability of the labyrinth gas seals is important. Labyrinth seal vibrates as nodal diameter along the circumference, the reducing of aerodynamics damping in some mode makes the stability of the system reduced, even makes the system unstable. We used the double control volume model to calculate the aerodynamics damper and aerodynamics stiffness of the labyrinth seals under nodal diameter vibration, and analyzed the stability of the labyrinth seals according to the complex values which was calculated by the finite element software.

Key words: aeroelastic; seals; stability; complex value

1 前 言

在分析复杂结构的振动时, 经常采用离散化方法, 建立结构的离散力学模型, 即将一个无限多个自由度的系统, 通过离散方法将其描述为有限多个自由度的系统。这个系统的振动可以描述为:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

在阻尼为瑞雷阻尼(比例阻尼), 即满足:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2)$$

的情况下, 可以对阻尼阵进行解耦, 用实特征值方法能够获得较好的结果。

对于结构的气动弹性稳定性问题, 或者说结构的颤振预测问题, 通常采用的特征值法是将结

构的动力特性和气动力结合起来形成统一的方程, 即:

$$[M]\{\ddot{u}\} + ([C_G] + [C_S])\{\dot{u}\} + ([K_G] + [K_S])\{u\} = 0 \quad (3)$$

其中: $[G_s]$, $[K_s]$ 为结构阻尼矩阵和结构刚度矩阵; $[G_G]$, $[K_G]$ 为气动阻尼矩阵和气动刚度矩阵。

对于(3)式所描述的系统, 阻尼很难满足(2)式的解耦条件, 这样的系统就不能用实特征值的方法进行求解, 而必须采用复特征值的方法进行求解。这时矩阵 K 和 C 可以是任意的实数或者复数矩阵, 不再限于正定、对称或半正定, 求解方程(3)的复特征值, 并根据特征值实部的正负来判定系统的稳定性。

收稿日期: 2001- 06- 28; 修订日期: 2001- 10- 15

作者简介: 李辉(1967-), 男, 北京航空航天大学动力系博士生

2 线性系统的稳定性准则和复特征值问题的求解

2.1 线性系统的稳定性准则

对于可以描述为下式的线性系统:

$$\dot{\{x\}} = [A]\{x\} \tag{4}$$

根据略普诺夫稳定性定义, 可以证明(4)式零值解渐进稳定的充要条件是矩阵[A]的特征值具有负的实部。

2.2 阻尼系统的稳定性判据

带阻尼系统的振动方程通常如(1)式描述的微分方程, 只是这里的 K 和 C 应是(3)式中集成了气动刚度和气动阻尼的合成刚度矩阵和合成阻尼矩阵, 可以是常数矩阵, 也可以是复数矩阵。

为了使(1)式与(4)式具有相同的形式, 对(1)式进行变换, 得:

$$\ddot{\{u\}} + [M]^{-1}[C]\dot{\{u\}} + [M]^{-1}[K]\{u\} = 0 \tag{5}$$

如果定义: $\{x\} = \begin{Bmatrix} u \\ \dot{u} \end{Bmatrix}$

$$[A] = \begin{bmatrix} -M^{-1}C & -M^{-1}K \\ I & 0 \end{bmatrix} \tag{6}$$

则方程(1)和方程(4)等价, 此时关于线性系统(4)的稳定性判定准则完全可以应用到系统(1)式中。这样求解系统(1)式的稳定性问题的关键就是求解矩阵[A]的复特征值。

矩阵[A]的复特征值有2n 个, 去除因虚部小于零而不符合物理意义那一部分, 剩余 n 个复特征值如下形式:

$$\lambda_j = \gamma_j + i\omega_j \quad (j = 1, 2, \cdots, n) \tag{7}$$

根据线性系统稳定性准则, 可以判定: $\gamma_j < 0$, 系统稳定; $\gamma_j = 0$, 失稳边界; $\gamma_j > 0$, 系统失稳。

3 气动参数的计算

3.1 气动模型

无论是分析叶片的颤振问题, 还是分析篦齿封严装置的稳定性问题, 关键是气动刚度和气动阻尼的求解。本文采用双控制体模型计算了封严装置在节径型振动情况下的气动刚度和气动阻尼。双控制模型是在实验的基础上, 经进一步抽象而成。实验表明, 密封气体在密封腔内主要由2个流动区域组成: 一部分附着在静子上, 厚度为封严间隙, 充满气体, 这部分气体一边向低压方向泄

漏, 一边随着转子转动作周向流动, 即所谓的“控制体1”; 另一部分是在腔道中的循环流, 这部分气体主要作周向流动, 同时由于泄漏气体的拖动在轴向形成回转流动, 即所谓的“控制体2”。

3.2 基本方程

图1所示的双控制体模型主要有下面几个基本方程, 方程中各变量的物理意义见图1。

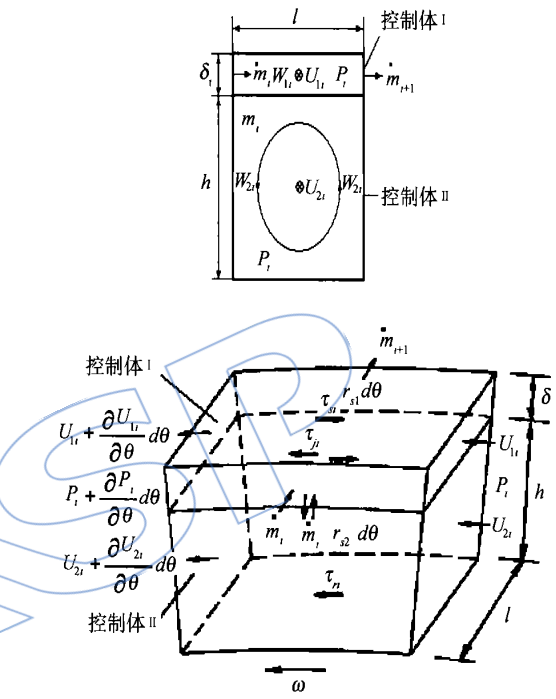


图1 双控制体模型

3.2.1 连续方程

根据质量守恒原理, 可以得出封严装置单元体的连续方程:

$$\frac{1}{RT} \frac{\partial(P_i \delta)}{\partial t} + C_1 \frac{h l}{RT} \frac{\partial P_i}{\partial t} + \frac{1}{RT} \frac{\partial(P U_{i1} \delta)}{\partial r_{s1}} + \frac{1}{RT} \frac{\partial(P U_{i2} \delta)}{\partial r_{s1}} + \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i = 0 \tag{8}$$

3.2.2 动量矩方程

对于控制体1有

$$-\frac{\partial(P A_{i1})}{\partial \theta} r_{s1} d\theta + \tau_{ji} r_{s1}^2 d\theta \cdot l - \tau_{si} \cdot (r_{s1} + \delta)^2 d\theta \cdot l = \frac{\partial(\rho V_{i1} U_{i1})}{\partial t} r_{s1} + \frac{\partial(P U_{i1}^2 A_{i1})}{\partial \theta} r_{s1} d\theta + \dot{m}_{i+1} U_{i1} r_{s1}^2 d\theta - \dot{m}_i U_{i1-1} r_{s1}^2 d\theta + \dot{m}_i U_{oi} r_{s1}^2 d\theta \tag{9}$$

对于控制体2有

- \frac{A_2 \partial p_i}{\partial \theta} \left(r_{s1} - \frac{h}{2} \right) d\theta - \tau_{ji} r_{s1}^2 d\theta \cdot l -

\tau_r C_2 d\theta \cdot l = \frac{\partial (\rho V_2 U_2)}{\partial t} \left(r_{s1} - \frac{h}{2} \right) +

\frac{A_2 \partial (P U_2^2)}{\partial \theta} \left(r_{s1} - \frac{h}{2} \right) d\theta - m \cdot U_{0i} r_{s1}^2 d\theta \quad (10)

3 2 3 摩擦力方程

摩擦力计算采用下面公式

\tau = (\lambda/2) \rho U_r^2 \quad (11)

其中: U_r 为相对于表面的速度, λ 为与雷诺数 Re 相关的参数。

3 2 4 漏气量方程

根据实验研究, 漏气量计算可以采用下面方程近似:

m_i = \mu_{1i} \mu_{2i} \delta_i \sqrt{\frac{p_{k-1}^2 - p_i^2}{RT}} \quad (12)

其中: μ_{1i} 为齿形系数, μ_{2i} 为流量系数。

求解上述基本方程, 则可以获得篦齿封严装置中密封气体的气动刚度和气动阻尼。

4 计算实例及结果

如图2所示的篦齿封严装置, 该篦齿式封严装置的工作温度为室温, 材料为45# 钢。进口压力为0.2 MPa, 出口压力为0.1 MPa, 转子转速为12000 r/min。

4 1 封严装置固有振动特性分析

为了对篦齿封严装置进行稳定性分析, 首先要对其进行固有振动特性分析, 分析采用有限元法(图3), 结果见表1和图4~ 图5。

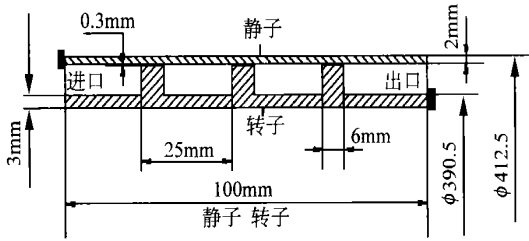


图2 封严装置示意图

表1 封严装置固有频率 (单位: Hz)

节径数	转子	静子	节径数	转子	静子
1	1926.5	1892	6	1100.7	1059.0
2	1738.1	1738	7	1059.9	947.7
3	1525.1	1546.5	8	1072.2	860.5
4	1337.4	1360	9	1134.6	796.1
5	1194.2	1196.2	10	1241.2	753.1

由篦齿封严装置的固有模态分析结果可以看出, 篦齿式封严装置的主要振动形式为沿周向的节径型振动。

4 2 封严装置气动参数的计算

用双控制体方法计算篦齿封严装置在节径振动下密封气体的气动刚度和气动阻尼, 结果见图6~ 图7。由图7可以看出, 当节径数超过10时, 篦齿封严装置的气动阻尼为负值, 在此时系统的稳定性将会下降, 甚至产生失稳。

4 3 篦齿封严装置的稳定性分析

将计算的气动刚度和气动阻尼施加到整个篦

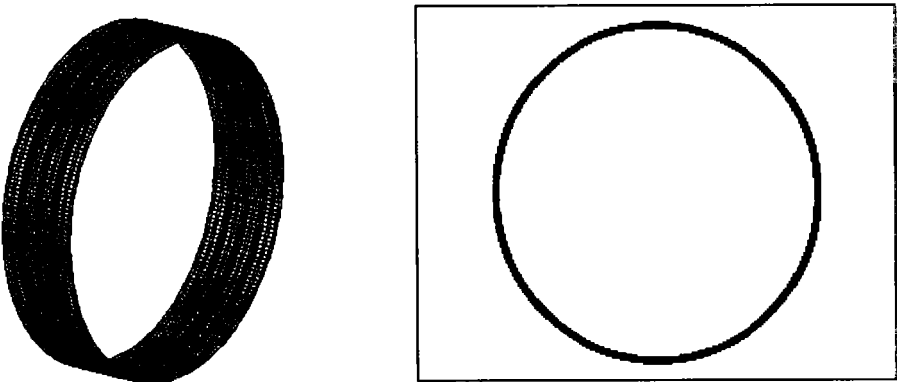


图3 篦齿封严装置有限元划分情况

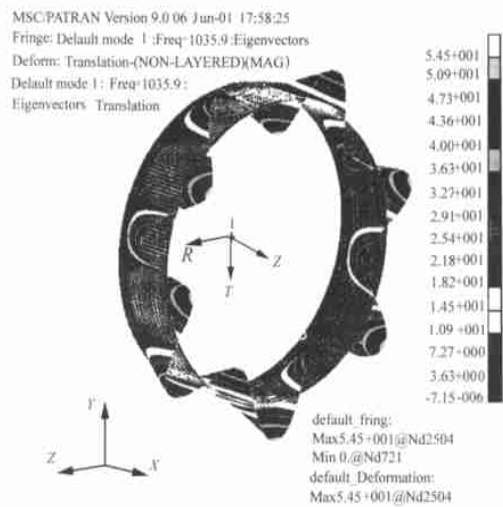


图4 静子7节径振型

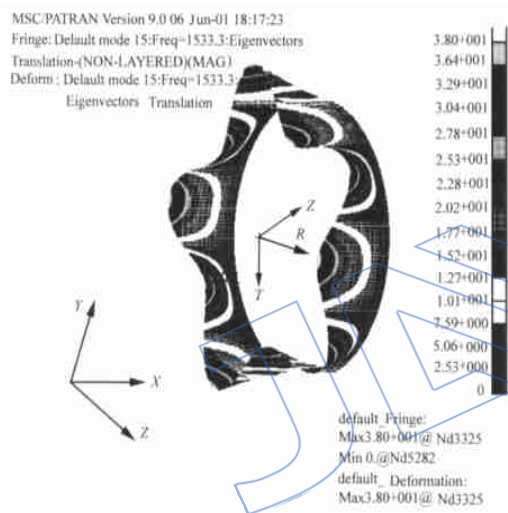


图5 转子5节径振型

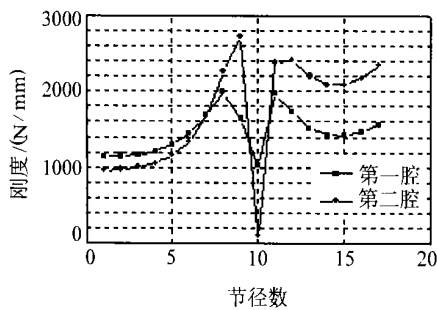


图6 气动刚度随节径变化

齿封严装置的有限元模型中,应用有限元软件的复特征值求解序列,即可以求出篦齿封严装置在节径振动情况下的复特征值,并使用对数衰减系数 $\frac{\delta}{\pi} = -\frac{2\gamma}{\omega}$ 来评估篦齿封严装置的稳定性。

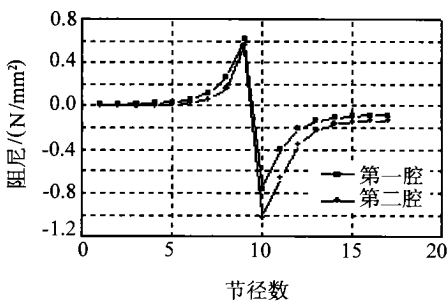


图7 气动阻尼随节径变化

4 3 1 篦齿封严装置稳定性与节径数的关系

根据复特征值的虚部与正规模态分析进行比较,可以发现由于气动力非常小,所以复特征值的虚部与正规模态分析得出的系统固有频率相当接近,如果某复特征值的圆频率和静子的某阶圆频率十分相近,则可以断定其主要表现的是静子的振动,因而该复特征值表现的是静子的稳定性;反之则表现的是转子的稳定性。结果见图8~图9。

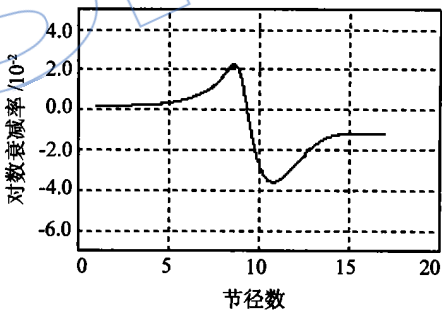


图8 静子对数衰减率和节径数的关系

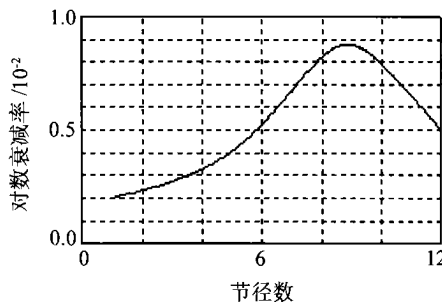


图9 转子对数衰减率和节径数的关系

由图8和图9可以看出,静子件在节径数超过10时可能出现失稳,而转子件在节径数小于12时不会出现失稳。

4.3.2 篦齿封严装置稳定性与进出口压差的关系

图10为静子件在不同的压比下节径数等于10的对数衰减率的变化情况,由结果可以看出,压比越大,封严装置越倾向于不稳定。

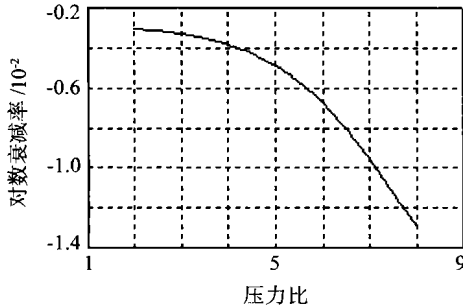


图10 对数衰减率与压比的关系

4.3.3 篦齿封严装置稳定性与进口预旋速度的关系

图11为静子件在不同的进口顺向预旋速度下节径数等于9的对数衰减率的变化情况,由结果可以看出,顺向预旋速度越大,封严装置越倾向于不稳定;而反向的预旋速度可以提高封严装置的稳定性。

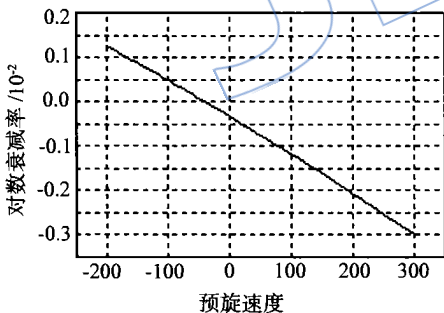


图11 对数衰减率与进口预旋速度的关系

5 结 论

通过上述分析可以看出,该方法能够有效地判定篦齿封严装置气动弹性失稳的发生。能过分析可以得出如下结论:

(1) 篦齿封严装置在某些节径振型下,可能出现失稳。

(2) 篦齿封严装置的进出口压差越大,失稳的倾向越大。

(3) 篦齿封严装置的进口气流预旋速度的越大,失稳的倾向越大,而反向预旋的气流能改善封严装置的稳定性。

参考文献

- [1] 库克 R D, 程耿东 有限元分析的概念和应用[M]. 北京: 科学出版社, 1989
- [2] 黄琳 稳定性理论[M]. 北京: 北京大学出版社, 1992
- [3] 侯赛因 K 多参数系统的振动和稳定性[M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1985
- [4] MSC. NASTRAN USER'S MANUAL [Z]. MSC. Software Co.
- [5] Childs D W, Ramsey C J, Pelletti J M. Rotordynamic Coefficient Test Results for the SSM E HPOTP Turbine Interstage Seal for the Current and an Improved Swirl Brake[R]. ASME 90-TRB-12, OCT 21, 1990
- [6] 晏砺堂 高速旋转机械振动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994
- [7] 晏砺堂, 李其汉, 朱梓根, 等 结构系统动力特性分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989
- [8] Child D W. Fractional Frequency Rotor Motion Due to Non-symmetric Clearance Effects[R]. ASME 81GT-145
- [9] 航空工业部 高效节能发动机文集[C]. 1991
- [10] Alford J S. Protecting Turbomachinery from Self-Excited Rotor Whirl[R]. ASME, Oct 1965
- [11] Benckerl H. Flow Induced Spring Coefficients of Labyrinth Seal in Turbines of Compressors[R]. ASME 80-GT-89, May 03, 1980
- [12] Abbott D R. Advances in Labyrinth Seal Aeroelastic Instability Prediction and Prevention[R]. ASME 80-GT-151, May 01, 1980

(责任编辑 杨再荣)