

弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理研究

北京航空航天大学 周 明** 李其汉 晏砺堂

【摘要】 研究了弹性环式挤压油膜阻尼器(ERSFD)减振机理,以ERSFD和转子轴颈的受力和运动分析为基础,从广义不可压Reynolds方程出发建立ERSFD减振机理模型,推导出了描述ERSFD减振机理模型的微分方程,并由ERSFD与SFD的减振机理模型分析了它们各自的特点,指出了SFD仅是ERSFD的特殊情形。ERSFD既有优良的减振特性又有很好的调频功能。

主题词: 油膜 阻尼器 弹性支承 减振 机理

分类号: V233

1 前 言

弹性环有单层环、多层环等形式,在转子系统中作为弹性支承调整转子系统的临界转速已应用多年。而既作为弹性支承,又作为挤压油膜阻尼器,则是一种创新。其显著特点是,支承系统中要专门设置油路,给弹性环内、外腔内提供滑油,在转子油膜轴颈涡动作用下,形成挤压油膜压力场,产生阻尼作用。与常用的弹性支承(鼠笼式或拉杆式)加挤压油膜阻尼器不同,弹性环式挤压油膜阻尼器(Elastic Ring Squeeze Film Damper 缩写ERSFD),可以集调频(临界转速)和减振功能于一体,将两者有机地结合在一起。

ERSFD减振机理为:给弹性环供给充分的滑油,弹性环将整个圆周的挤压油膜区域分隔成几个分段的挤压油膜区,在不平衡力的作用下,转子油膜轴颈偏离中心涡动(轴颈只有涡动而无转动,与SFD的轴颈类似),产生周向剪切流动,形成分段挤压油膜。其流场的分布和大小既取决于流体动压作用,又取决于弹性环的变形,是复杂的流—固耦合作用的结果。

正是分段挤压油膜和复杂的流—固耦合作用,能改善整个圆周油膜压力场的分布和大小,从而改善油膜刚度的非线性,扩大油膜刚度的线性区域,获得相对更大的油膜阻尼。

ERSFD不仅具备SFD的一系列优点,而且改善了其油膜刚度的高度非线性,并且具有弹性器件的调频功能。ERSFD集减振、调频诸多优点于一体,表明ERSFD有广阔的应用前景。

2 ERSFD减振机理模型

不可压流体极坐标形式的广义Reynolds方程^[1,2]:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{R \partial \theta} + 12\mu(V_1 - V_2) + 12\mu v_d \quad (1)$$

式中: v_d 是上下两表面向外流的流体净流速,它可以是小孔、缝隙、多孔质等向外的渗漏。

SFD减振机理模型之瞬态和稳态Reynolds方程及间隙函数分别为^[1]:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -12\mu\Omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial z} \quad (2)$$

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -12\mu\Omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (3)$$

$$h = c + e \cos \theta \quad (4)$$

2.1 带 ERSFD 转子轴颈运动模型

参考图 1 分析 ERSFD 受力运动情况, 可得 ERSFD 的运动微分方程:

$$m \frac{d^2 \bar{r}}{dt^2} = \sum \bar{F} \quad (5)$$

其中: $\sum \bar{F} = \bar{W} + \sum \bar{T}_i + \sum \iint p_1$; 弹性支承反力 $\bar{T}_i = K\delta_i$; 不平衡力 $\bar{W} = m\Omega^2 U_c$, 同步涡动时, 轴颈涡动角速度 Ω 与转子转动角速度 ω 相等, 则 $\bar{W} = m\omega^2 U_c$; p_1 内油腔油膜压力; p_2 外油腔油膜压力。

内或外油腔之油膜压力 $\bar{p}$: 当轴颈未偏离中心时, $\bar{p}$ 就是供油压力, 沿周向均布, 其合力为 0; 而当转子涡动 (设为同步涡动), 轴颈偏离中心, 则油膜压力 $\bar{p} = P(r, \theta, z, t)$ 。可见油膜压力 $\bar{p}$ 是求解问题的关键。

2.2 ERSFD 流体控制方程

2.2.1 内油腔的油膜压力场控制方程

参考图 2, 设内油腔间隙函数为 $h_1(\theta)$, 弹性环段受力产生径向变形位移为 $r(\theta)$, 不考虑切向变形位移和轴向变形位移, 油膜轴颈中心 O_j 对油膜环中心 O_b 的偏心距为 e , 则有: $h_{11} = h_1 \cos \beta$

$$h_{11} + R_j = (R_b + r) \cos \beta + e \cos(\theta - \beta)$$

定义内油腔油膜半径间隙 $c_1 = R_b - R_0$ 。考虑到 β 很小, $\cos \beta \approx 1$, 则 ERSFD 的内油腔油膜间隙函数为:

$$h_1(\theta) = c_1 + r(\theta) + e \cos \theta \quad (6)$$

$$\frac{\partial h_1}{\partial \theta} = \frac{\partial r}{\partial \theta} - e \sin \theta \quad (7)$$

$$\frac{\partial h_1}{\partial z} = \frac{\partial r}{\partial z} + \left(\frac{\partial e}{\partial z} \right) \cos \theta \quad (8)$$

参见图 3, 设轴颈不能转动可以涡动, 同步涡动角速度为 Ω , 可得:

$$V_1 = \frac{\partial}{\partial z} \quad , \quad V_2 = - \left(\frac{\partial e}{\partial z} \right) \cos \theta - e \Omega \sin \theta$$

$$U_1 = 0 \quad , \quad U_2 = \left(\frac{\partial e}{\partial z} \right) \sin \theta - e \Omega \cos \theta$$

$$U_1 + U_2 = \left(\frac{\partial e}{\partial z} \right) \sin \theta - e \Omega \cos \theta \quad (9)$$

$$V_1 - V_2 = \frac{\partial}{\partial z} + \left(\frac{\partial e}{\partial z} \right) \cos \theta + e \Omega \sin \theta \quad (10)$$

将(7)和(8)式代入(10)式得:

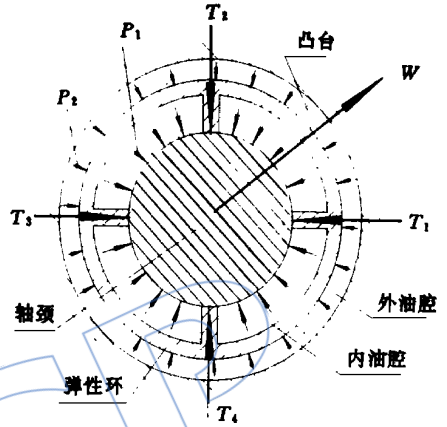


图 1 转子轴颈受力示意图

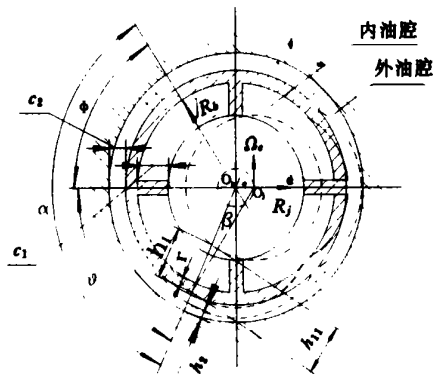


图 2 间隙函数几何关系示意图

$$V_1 - V_2 = (\partial h_1 / \partial t) + \Omega[(\partial / \partial \theta) - (\partial / \partial \theta)] \quad (11)$$

将(9)和(11)式代入(1)式中,整理并略去微小量,可得 ERSFD 内油腔瞬态油膜压力场控制微分方程:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[h_1^3 \frac{\partial p_1}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h_1^3 \frac{\partial p_1}{\partial z} \right] = -12\mu\Omega \left[\frac{\partial h_1}{\partial \theta} - \frac{\partial r}{\partial \theta} \right] + 12\mu \frac{\partial h_1}{\partial t} + 12\mu v_d \quad (12)$$

其稳态方程(去掉 h 和 p 的下脚标 1)为:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right] \\ &= -12\mu\Omega \left[\frac{\partial h}{\partial \theta} - \frac{\partial r}{\partial \theta} \right] + 12\mu v_d \end{aligned} \quad (13)$$

由上述可见,ERSFD 内油腔由于存在油膜轴颈的涡动, $U_1 + U_2$ 不为零,即存在周向剪切流动;方程(13)与 SFD 的油膜力方程类似,只是间隙函数加入了弹性环的变形影响,而 $\partial h / \partial \theta - \partial r / \partial \theta$ 一般不为零,因此,内油腔一定会产生油膜阻尼。

2.2.2 外油腔的油膜压力场控制方程

由图 2 和图 3 可知:

$$h_2 = c_2 - r(\theta) \quad (14)$$

$$U_1 = 0, U_2 = 0, V_1 = 0, V_2 = -(\partial r / \partial t)$$

将上述各式代入(1)式得 ERSFD 外油腔油膜压力场之瞬态方程:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[h_2^3 \frac{\partial p_2}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h_2^3 \frac{\partial p_2}{\partial z} \right] = 12\mu \frac{\partial r}{\partial t} + 12\mu v_d \quad (15)$$

其稳态方程(去掉 h 和 p 的下脚标 2)为:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 12\mu v_d \quad (16)$$

可见,外油腔的 $U_1 + U_2$ 为零,几乎不存在周向剪切流动;从方程(16)可知,外油腔产生的主要是油膜刚度。

3 对 ERSFD 减振机理的分析

对 ERSFD 来说,式(12)、(13)和(15)、(16)即分别为弹性环内、外油腔瞬态和稳态流体控制方程,方程(6)和(14)是其间隙函数,即是 ERSFD 减振机理模型的数学描述。它不仅适用于单层式,也适用于多层式 ERSFD。方程既考虑了弹性变形位移,也考虑了具有小孔或毛细小孔而有渗漏的情况。

从 ERSFD 内、外油腔的稳态数学模型式(13)和(16)可知,ERSFD 的内油腔存在周向剪切流动,致使内油腔油膜压力场的分布是不对称的(算例计算出的油膜压力场分布图 5 和图 6(a)也表明了内油腔油膜压力场分布的不对称),所以内油腔产生油膜阻尼力;而外油腔不存在周向剪切流动,仅有几乎对称的弹性环段变形的挤压油膜压力场,由于该油膜压力场的对称分布(图 5 和图 6(b)表明其对称分布),因此外油腔不产生油膜阻尼,而仅有油膜刚度。

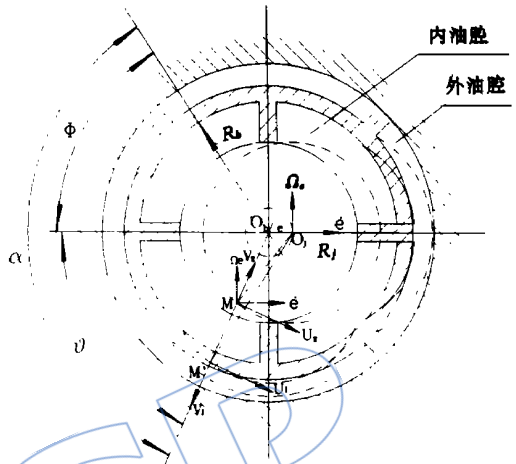


图 3 弹性环与轴颈运动状况图

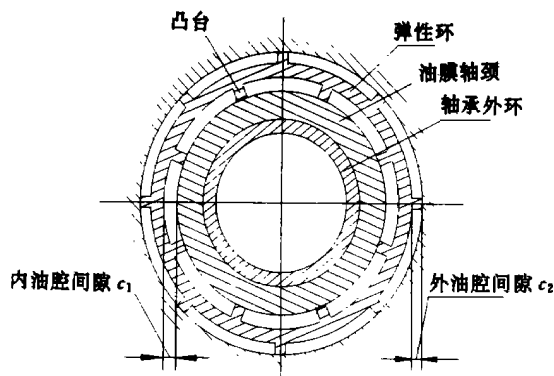


图4 单层式ERSFD结构示意图

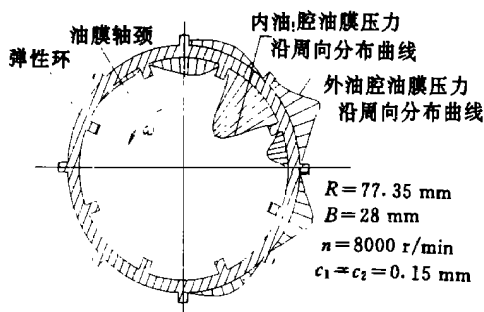
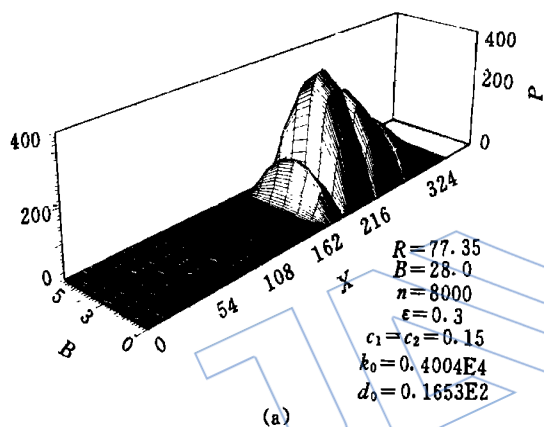
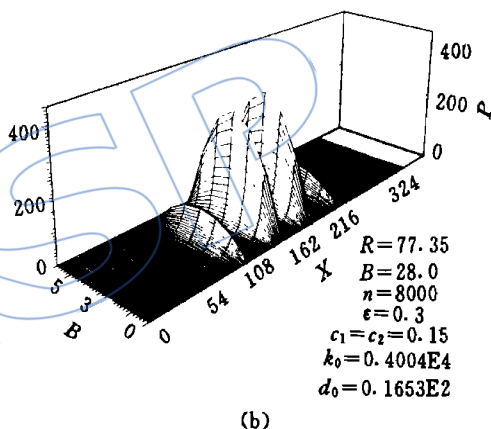


图5 内外油腔油膜压力场沿周向分布图



(a)



(b)

图6 内、外油腔油膜压力场之三维(a)内油腔(b)外油腔

在整个圆周上即 $0 \sim 2\pi$ 上, 由于有台阶等突变的存在, 致使间隙函数 h 在整个解域上不连续, 但却分段连续, 即方程 (13) 和 (16) 不适于整个圆周, 但却分段适用。弹性环受力作用产生变形, 间隙函数 h 与变形有关, 而变形又与油膜压力耦合, 因而求解油膜力时, 必须将油膜压力方程和弹性环弹性变形方程联合迭代求解 (有关不计及和计及拉伸作用的弹性环变形微分方程参见文献 [2])。在不平衡力的作用下, 转子轴颈涡动偏离中心挤压弹性环, 在多个分段油膜区形成周向剪切流动、挤压油膜, 随着不平衡力的增大, 油膜压力升高, 作用在弹性环上的力增大, 弹性环变形位移增大 (相当于从动地增大了油膜间隙), 从而降低了油膜压力的升高; 反之, 不平衡力和油膜压力减小, 作用在弹性环上的力变小, 则弹性环的变形位移减小 (相当于油膜间隙从动地减小), 油膜压力就增大。正是这种分段油膜和复杂的流—固耦合作用改善了整个圆周油膜压力场的分布和大小, 从而改善了因不平衡力的增大而导致的油膜刚度的高度非线性, 扩大油膜刚度的线性区域, 获得相对更大的油膜阻尼 [2]。

与 SFD 相比较, SFD 其油膜环不产生变形, 即: $r = 0$, $\partial/\partial\theta = 0$, 并且没有滑油的渗漏, 即: $v_d = 0$, 轴颈只有涡动 Ω 在整个圆周上解域连续, 因而方程 (13) 和 (16) 两个方程退化为一个

SFD 的稳态方程(3), 间隙函数(6)和(14)退化为 SFD 的间隙函数(4)。可见, SFD 只是 ERSFD 的一特例。

4 ERSFD 油膜力的求解

求解方程(13)和(16)的解析解很困难, 为了简化问题而又能满足工程实际需要, 故用数值方法求解。数值方法有多种, 最常用的是有限元法和有限差分法, 有限元法从物理上作离散近似处理, 将解域离散, 其数学处理严密, 精度高, 适合于各种复杂的边界情况, 但是编制程序困难, 占用计算机存储空间多。有限差分法是从数学上作近似处理, 将微分方程离散, 以差分方程代替微分方程, 其概念清晰简单, 适合边界比较规则的情况, 编制计算程序较方便。采用合适的差分迭代格式, 既可以避免解大型矩阵需要的大量计算机存储空间, 又可以加速收敛减少计算机时。ERSFD 的几何结构和边界比较规则, 因此, 采用有限差分法求解其油膜压力场, 采用超松弛差分迭代格式^[2], 而不直接求解大型线性代数方程组。

5 算 例

本文将上述求解 ERSFD 油膜压力场超松弛差分迭代格式与 ERSFD 的弹性变形算法(见参考文献[2])相结合, 编制了计算 ERSFD 稳态油膜力特性的计算机程序, 用该程序计算分析了既用于实验室也用于某中推核机上作减振调频实验的单层环式 ERSFD, 其结构示意图参见图 4。图 5 是采用上述程序计算得出的稳态油膜压力场沿周向分布图, 图 6(a) 是其内油腔油膜压力场的三维分布图, 图 6(b) 是其外油腔油膜压力场的三维分布图, 其 ERSFD 的参数和油膜阻尼与油膜刚度参见图上说明。

上述单层式 ERSFD 内、外油腔油膜压力场的周向分布和三维分布图, 清楚表明了弹性环将整个圆周的挤压油膜区域分隔成几个分段的挤压油膜区, 形成分段挤压油膜压力场的分布形态, 这与 SFD 的挤压油膜压力场的分布形态是显著不同的, 数值计算结果与 ERSFD 理论分析是一致的^[2]。

6 结束语

研究表明, ERSFD 减振机理为: 弹性环将整个圆周的挤压油膜区域分隔成几个分段的挤压油膜区, 在不平衡力的作用下, 转子轴颈偏离中心涡动, 内油腔形成周向剪切流动, 产生分段挤压油膜, 其油膜压力场的分布和大小既取决于流体动压作用, 又取决于弹性环的变形, 是分段挤压油膜和复杂的流—固耦合作用的结果。分段挤压油膜和复杂流—固耦合作用可以改善油膜刚度的非线性。ERSFD 既有优良的油膜力特性, 又能调频。

参 考 文 献

- 1 晏砺堂等著. 结构系统动力特性分析. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989
- 2 周明. 弹性环式挤压油膜阻尼器理论与实验研究: [博士学位论文]. 北京航空航天大学, 1996

(责任编辑 杨再荣)

COMBINED FATIGUE LOAD AND LIFE CONVERSION FROM EXPERIMENTS TO SERVICE CONDITIONS

Wang Rongqiao and Nie Jingxu

(2nd Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

ABSTRACT

A contrast test investigation on the combined fatigue lives of slightly and heavily corroded turbine disc slots has been carried out at high temperature under two vibration frequencies 50 Hz and 100 Hz. In order to estimate the service life from the test life, a new two-frequency-ratio method is proposed to convert the tested combined fatigue loads and life into service ones in the field. The conversion results can be taken as criteria for discarding the corroded turbine disc.

Key Words Discs Loads Fatigue life Corrosion High temperature

APPLICATION OF FLEXIBLE- POROUS SQUEEZE FILM DAMPED SUPPORT TO A CORE ENGINE

Zhou Ming, Li Qihan, Zhao Fuan

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

A porous Squeeze Film Damper (PSFD) had been developed by BUAA on the basis of the normal Squeeze Film Damper (SFD). The investigation on its application indicates that the nonlinear vibration characteristics of rotor system with SFD, such as bistable jump, nonsynchronous response and "lock-up" at rotor pin-pin critical speeds under quite high unbalance level are greatly improved or avoided with the PSFD system. In conformity with the calculation and analysis of the dynamic characteristics of the rotor system in a core engine, a new flexible-porous squeeze film damped support has been designed and used in the rotor system of this core engine for adjusting its critical speeds and controlling its vibration. It is shown that the data of the engine cell tests have a good agreement with the calculation results.

Key Words Rotors Elastic supports Oil film Damper

STUDY ON VIBRATION DAMPING MECHANISM OF AN ELASTIC RING SQUEEZE FILM DAMPER

Zhou Ming, Li Qihai, Yan Litang

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

The vibration reduction mechanism of the Elastic Ring Squeeze Film Damper (ERSFD) is investigated. Based on the analyses of forces and motions acting on the journal of a rotor-support system with ERSFD and generalized incompressible Reynolds Equation, the model and differential equations of the vibration reduction mechanism of an ERSFD are set up. The features of the vibration reduction for both ERSFD and SFD are considered and compared. It is found out that SFD is only the special example of ERSFD. Theoretical analysis reveals that ERSFD has a very good dynamic characteristics and can be used for both reducing vibration and retuning the frequencies (critical speeds) of the rotor-support system.