基于有限元素法的挤压油膜动力特性研究

邓 吟 林 力

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083) (民航上海中等专业学校, 上海 200232)

史亚杰 洪 杰

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 挤压油膜阻尼器(SFD,Squeeze Film Dumpers)因减振效果显著,目前广泛应用于航空发动机等高速旋转机械中.在基于雷诺方程的短轴承近似解或长轴承近似解基础上,提出了求解带挤压油膜阻尼器的转子支承系统稳态动力特性的有限元挤压油膜计算方法,该方法能有效地模拟转子系统在各种工作条件下的油膜力模型.为了验证上述理论分析结果,用有限元法计算了带挤压油膜阻尼器转子系统的油膜压力分布和油膜阻尼,分析中还考虑了油膜惯性力的影响.通过对某发动机转子支承系统的模拟计算,并与试验结果进行对比分析,证明给出的系统动力特性计算方法及性能分析结果可用于工程实际.

关 键 词: 挤压油膜阻尼器; 有限元法; 油膜惯性力; 压力分布; 等效油膜阻尼

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2006)05-0531-05

Dynamic characteristic of squeeze film based on finite element method

Deng Yin

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Lin Li

(Shanghai Vocational School of CAAC, Shanghai 200232, China)

Shi Yajie Hong Jie

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: SFD(squeeze film dampers) designed to provide proper amounts of damping and stiffness to alleviate the problem of vibration are used extensively in almost all high-speed rotating machines, such as aero-engine. A squeeze film analysis based on finite element method was proposed for solving the steady state dynamic characteristic of the rotor system supported on squeeze film damper and elastic supports, but most closed form solutions of Reynolds' equation assumed either a short bearing approximation or a long bearing approximation generally. The finite element model of damper was simulated by the variation of geometry within the flow path. In order to validate the results of theoretic analysis, the pressure distribution and equivalent film damping of typical SFD were calculated by using the finite element method. The effects of film inertia forces were also calculated. Comparison of calculational and experimental results show that the analysis and calculation methods and results of the rotor system dynamic characteristic can be used in engineering practice.

Key words: squeeze film damper; finite element method; film inertia force; pressure distribution; equivalent film damping

收稿日期: 2005-06-24

作者简介: 邓 吟(1979-), 女, 湖南武冈人, 硕士生, dengyin212@163.com.

挤压油膜阻尼器轴承(SFDB, Squeeze Film Damper Bearing)是一种新型减振阻尼器,具有结构简单、占用空间少、制造容易、减振效果显著等特点,已成为航空发动机的典型设计. 目前分析挤压油膜阻尼器(SFD)油膜力特性的近似解法和数值解法有短轴承近似解、长轴承近似解、变分有限元解等,通常是在给定条件下通过求解雷诺方程确定系统静平衡位置时的油膜压力场,并由此求得油膜力[1]. 精确的数值法对几何形状复杂的结构难于使用,近似分析方法虽然可以得出 SFD 的油膜刚度与油膜阻尼,但必须基于全油膜或半油膜的假设,而实际上挤压油膜阻尼器的工作情况往往是界于全油膜与半油膜之间. 实验研究是通过实验数据寻找实际结构的数理模型,通过改变供油情况和阻尼器轴承油膜间隙,观察各种情况下阻尼系数的变化. 但由于实验存在人为观察、设备误差及测试点数的限制,规律性较差;而运用有限元素法采用大型通用有限元程序 ANSYS 软件,能准确地模拟转子系统在各种工作情形下的油膜力计算模型,不仅精度高而且适合各种复杂的边界条件,并且能考虑油膜惯性力的影响,给求解带来了方便,因此用有限元素法挤压油膜理论分析挤压油膜阻尼器的动力特性就有重要的意义.

1 ANSYS 油膜单元特性及理论基础

1.1 油膜的可压和不可压理论

ANSYS 挤压油膜理论模拟分析的是固定面与相对其垂直运动结构中间隙内流体的效应,油膜通过增加系统的阻尼和刚度来改变结构的响应. 油膜相对间隙的法向运动产生了挤压油膜效果,而油膜相对间隙的切向运动导致了滑动油膜效果.

工作过程中,油膜会增加系统的刚度和阻尼,且挤压油膜的阻尼和刚度系数与振动频率有密切的关系. 低频时,流体在压缩之前已经流走,为不可压流,油膜仅能增加系统的阻尼;高频时,流体在流走之前就已经开始被压缩,为可压流,这时油膜既能增加系统的阻尼又能增加系统的刚度.

对于低频振动的情况,ANSYS 中用静力分析模块来计算油膜压力分布,并利用求得的油膜压力总和进一步求得挤压油膜的阻尼系数. 低频振动时,挤压油膜的阻尼系数(刚度不计)计算公式为

$$C = \frac{F}{V_z} \tag{1}$$

其中,F 是油膜表面压力的总和; V_z 是运动刚体的法向速度.

对于高频振动的情况,ANSYS 中用谐响应分析模块计算挤压油膜的复压力分布. 其中,压力的实部与系统的阻尼有关,压力的虚部与系统的刚度有关. 高频振动时,挤压油膜的阻尼和刚度系数计算公式[2]分别为 $C=\frac{F^{\mathrm{Re}}}{V_z}$, $K=\frac{F^{\mathrm{Im}}\omega}{V_z}$. 其中, F^{Re}是压力的实部;F^{Im}是压力的虚部;$\omega=2\pi f$ 为振动圆频率,rad/s,f 为转速的激振频率,Hz.

图 1、图 2 分别为某油膜结构的挤压油膜阻尼系数和刚度系数随振动频率的变化曲线. 图中可见,挤压油膜的油膜阻尼和油膜刚度随频率的变化都具有很强的非线性特征. 频率在较低时(0 ~10^4 Hz),挤压油膜的阻尼特性比较明显,阻尼值基本保持不变,基本不表现刚度特性;频率在 10^4 ~10^5 Hz 的范围内,挤压油膜阻尼系数随频率的增加而急剧下降,刚度系数随频率的增加而急剧升高;频率大于 10^5 Hz 时,刚度特性比较明显,刚度值基本保持不变,而挤压油膜阻尼特性非常弱.

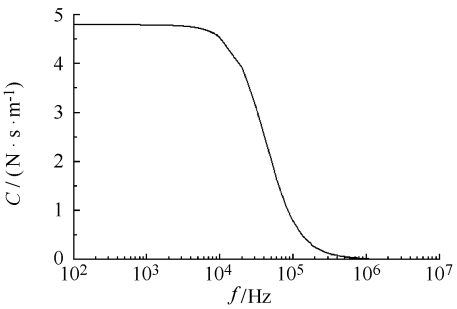


图 1 油膜阻尼随振动频率的变化曲线

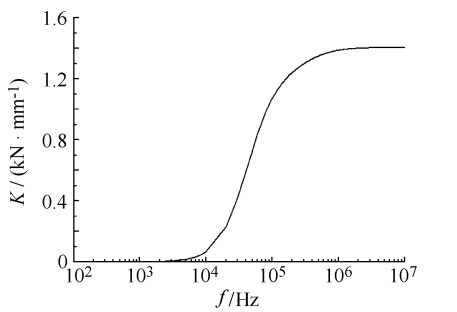


图 2 油膜刚度随振动频率的变化曲线

1.2 油膜单元的理论基础

ANSYS 软件提供的 FLUID136 和 FLUID138 单元是用于计算挤压油膜结构油膜压力分布的专用单元,分别用来模拟平面间和孔区域的油膜压力,其理论基础如下.

1.2.1 平面间的流动理论

FLUID136 单元用于两平面间油膜的建模和

分析,它以润滑油理论的线性雷诺挤压油膜方程为基础.

$$\frac{d^3}{12\eta}\left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 p}{\partial y^2}\right)=\frac{d}{p_0}\frac{\partial p}{\partial t}+v_z \tag{2}$$

其中,油膜平面为 xy 平面,z 轴垂直于油膜平面;p 是压力;η 是动态粘滞度;d 是局部间隙分量;p_0 是环境压力;v_z 是运动平板的法向速度.

1.1.2　*孔中的流动理论*

FLUID138 单元用于孔区域流体流动时刚度和阻尼效应的建模与分析. 这个单元假设在低雷诺数时等温粘滞流动,孔的长度小于声波的波长,且与环境压力相比压力下降小得多. 该单元允许孔的尺寸比平均自由行程还小,也适用于真空系统,而且能够很好地考虑孔的进口和出口处的边界效应.

当利用连续介质理论时,圆形孔中的流动率 Q 通过 Hagen-Poiseuille 方程来确定:

$$Q=\frac{r^2}{8\eta}\frac{A}{l}\Delta p \tag{3}$$

其中 Q 是单位体积/时间的流动率;r 是圆孔半径;l 是孔的深度;A 是孔的截面积;Δp 是沿孔深度方向的压力差.

2　挤压油膜阻尼器算例

以文献[3]中的挤压油膜阻尼器实验结构为例,用有限元挤压油膜理论静力分析模块计算油膜阻尼器的动力特性,并将计算得到的油膜压力场和等效油膜阻尼与实验结果进行对比分析,来说明该方法的可行性. 该阻尼器属于传统的挤压油膜阻尼器,油膜外环固定在机匣上不运动,而轴颈由于转子不平衡力作用和其它因素的影响会产生偏心进动,即轴颈在油膜环中可以涡动[1],其运动情况和结构参数如图 3 所示. 其中 Ω 为进动角速度.

2.1　油膜有限元模型及边界条件

挤压油膜静力分析是在大型有限元软件 ANSYS 平台下采用 FLUID136 单元对挤压油膜结构进行划网建模的. 针对图 3 所示的 SFD π 油膜结构,有限元计算中需要将油膜假设成平面油膜. π 油膜的有限元模型如图 4 所示,共划分 590 个油膜单元,714 个节点.

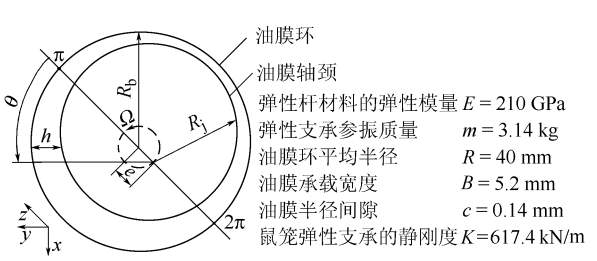


图 3　挤压油膜阻尼器的运动情况

根据 SFD 的结构特点以及工作条件,SFD 有限元计算模型的边界条件如下:油膜两端处的压力为工作环境压力,如图 4 所示.

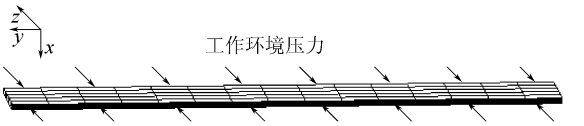


图 4　挤压油膜的有限元模型和边界条件

2.2　油膜厚度的确定

根据图 3 可以找出 h,e,θ 的几何关系[1]. 设 R_b,R_j 分别表示油膜环和油膜轴颈的半径,则

$$h=R_b-R_j+e\cos\theta=c+e\cos\theta \tag{4}$$

其中,(R_b-R_j) 即为油膜半径间隙 c;θ 为由最大油膜厚度处算起的周向角度,e 为油膜轴颈 o_j 相对于外环中心 o_b 的偏心距. 令轴颈中心 o_j 相对于外环中心 o_b 的偏心率 $\varepsilon_j=\frac{e}{c}$,则油膜在任一点的实际厚度 h 随 θ 角的变化关系可简化为

$$h=c(1+\varepsilon_j\cos\theta) \tag{5}$$

根据公式(5)求出不同偏心率时挤压油膜 π ~ 2π 范围内任一点的油膜厚度,再根据 π 油膜油膜厚度的分布规律,按照等弧长的原则将 π 油膜离散成 20 个不同厚度的区域,然后用 ANSYS 静力分析求解 π 油膜的压力分布和油膜阻尼. 计算结果的准确性随着离散精度的提高而提高.

2.3　挤压油膜压缩面的速度

定义挤压油膜压缩面的速度为一个转动周期内 SFD 油膜厚度的变化/转动周期. 由于挤压油膜分析是线性的,在仅需计算油膜阻尼时压缩面速度可以是任意的,但为了大概估算各个转速下的油膜压力分布,定义挤压油膜压缩面的速度为 $e\times f$.

2.4　计算结果及实验比较

由于 SFD 在整个油膜环的圆周上油膜压力分布是不均匀的,而且相对于振动方向也是非对称的,它的油膜压力主要集中在 π ~ 2π 的油腔,形成非均匀非对称的正压力区,所以本文仅研究 π ~ 2π 范围的油膜压力场.

采用半油膜建模,用有限元素法计算得到 SFD 在 π ~ 2π 油膜环上油膜压力场分布,如图 5 所示,图中 X 是油膜的周长,B 是油膜宽度,再由油膜表面压力总和与油膜压缩速度用公式(1)计

算得到 SFD 的油膜阻尼系数:$C=1\ 145.42$ N·s/m.

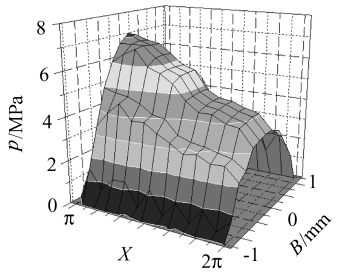


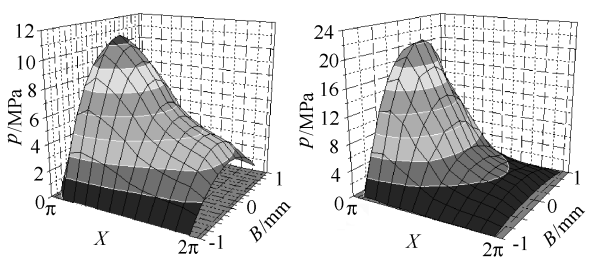
图 5 π 油膜压力场的三维分布图

文献[3]中用双向正弦稳态激励测试(保持偏心率 $\varepsilon=0.1$,滑油动力粘度 $\mu=0.2$ Pa·s)得到的此挤压油膜阻尼器的阻尼系数 $C=1\ 252$ N·s/m.

与实验结果相比,半油膜有限元法的计算结果比实验值低 8.5%,此误差在工程允许范围内,证明有限元法可以给出较精确的油膜阻尼计算结果. 因此,用有限元挤压油膜理论静力分析是可行的.

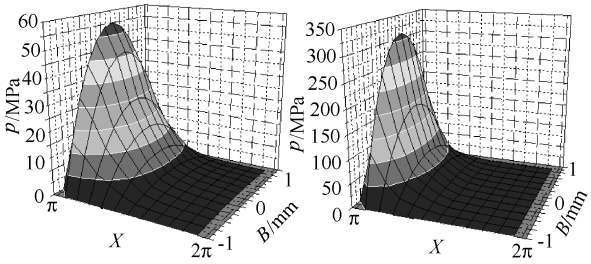
3 SFD 的油膜力特性

图 6 是转子支承系统在各种转速及相应轴颈偏心率 ε 下稳定运转时油膜压力场的三维分布图. 此油膜压力场的分布是根据 ANSYS 挤压油膜理论静力分析模块计算得到的 SFD 在 π~2π 油膜环上各点油膜压力值拟合而成的. 其中阻尼器半径 $R=40$ mm,油膜间隙 $c=0.15$ mm,阻尼器长径比 $L/D=0.25$,集中在弹支油膜阻尼器处的转子当量质量为 7.3 kg,弹支刚度 $K=2\ 432$ kN/m,滑油工作温度为 16℃,供油压力为环境压力 0.1 MPa,滑油粘度 $\mu=1.844e-2$(Pa·s). 图 7 是 SFD 油膜压力场周向分布随轴颈偏心率 ε_j 的变化情况,图中虚线为未产生振动时轴颈的初始位置. 图 8 是用公式(1)计算得到的 SFD 等效油膜阻尼 C 随轴颈偏心率 ε_j 的变化情况.



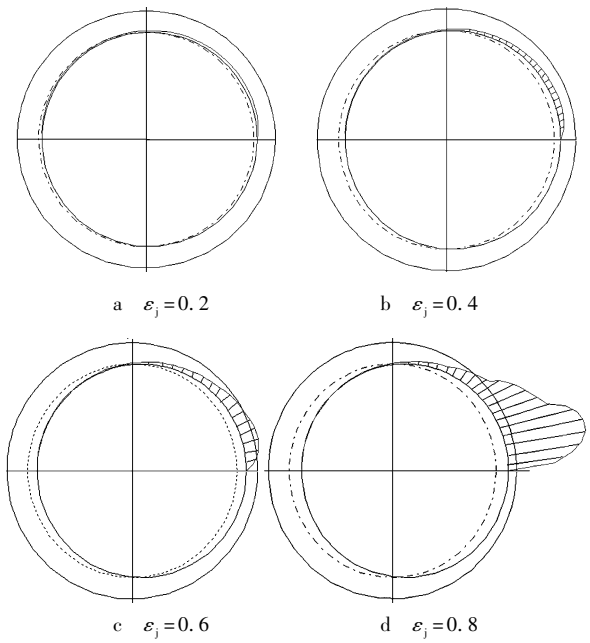
a $\varepsilon_j=0.2$ b $\varepsilon_j=0.4$

从图 6 和图 8 可以看出,随着轴颈偏心率的增加,SFD 的油膜压力和油膜阻尼都随之增大. 在



c $\varepsilon_j=0.6$ d $\varepsilon_j=0.8$

图 6 SFD 油膜压力场在油膜环上的三维分布图



a $\varepsilon_j=0.2$ b $\varepsilon_j=0.4$

c $\varepsilon_j=0.6$ d $\varepsilon_j=0.8$

图 7 SFD 的油膜压力场周向分布随轴颈偏心率 ε_j 的变化情况

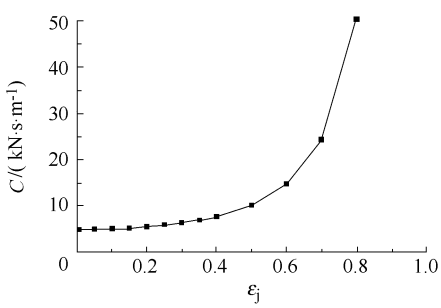


图 8 SFD 的油膜阻尼 C 随轴颈偏心率 ε_j 的变化曲线

轴颈偏心率 $\varepsilon_j<0.4$ 时,油膜阻尼可以认为呈线性缓慢增长;但当轴颈偏心率 $\varepsilon_j>0.4$ 时,油膜阻尼呈非线性快速增长.

从图 7 可以看出,当 $\varepsilon_j<0.4$ 时,油膜压力沿周向分布较均匀,随着轴颈偏心率 ε_j 的增大,油膜压力曲线与内环外边界线所围成的面积的增加比较缓和;当 $\varepsilon_j>0.4$ 时,油膜压力沿周向分布很不均匀,随着轴颈偏心率 ε_j 的增大,油膜压力曲

线的前端面越来越陡,油膜压力曲线与内环外边界线所围成的面积的增加很急剧,表现出了 SFD 的油膜力随轴颈偏心率增大而呈高度非线性增大的特性.

根据 SFD 稳态雷诺方程的短轴承近似解,编程计算 SFD 在各个工作转速和不平衡量下稳定运转时的油膜压力场分布,等效油膜阻尼 $C=-\frac{F_t}{e\Omega}$[4],其中 F_t 为切向阻尼力. 图 9 是用短轴承近似理论计算得到的 SFD 油膜阻尼 C 随轴颈偏心率 ε_j 的变化曲线. 用短轴承近似理论计算得到的 SFD 油膜压力场周向分布随轴颈偏心率 ε_j 的变化情况与图 7 的变化趋势基本一致,见参考文献[4].

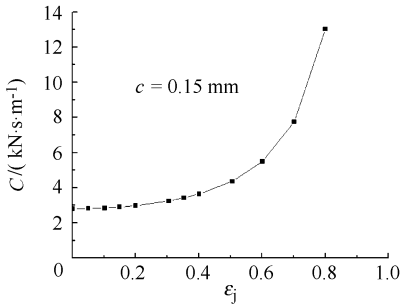


图 9　SFD 的油膜阻尼 C 随轴颈偏心率 ε_j 的变化曲线

4　结　论

1) 采用该有限元挤压油膜理论静力分析对某实际 SFD 模型进行了动力特性分析,由计算结果可知,用有限元法计算得到的 SFD π 油膜除了在数值上有差别,油膜压力场沿周向的分布曲线、油膜压力场的三维分布图与用短轴承近似解法得到的 π~2π 油腔内油膜压力分布变化趋势是一致的;

2) 2 种计算方法在数值上的主要差别在于:利用短轴承近似理论计算油膜压力时忽略了油膜惯性力的影响;而有限元法计算油膜压力时考虑了油膜惯性力的影响. 近几年的有关理论和实验研究认为随着转速的提高,油膜惯性力的影响是不能忽视的[5]. 从有限元法计算结果看出,当转速增大时,考虑惯性力后阻尼器的油膜压力和等效油膜阻尼 C 增大了,阻尼器的减振性能和稳定性比不考虑惯性力影响时的分析结果要好得多. 这很好地说明了用有限元挤压油膜理论计算分析挤压油膜阻尼器的动力特性是合理的.

参考文献 (**References**)

[1] 晏砺堂,朱梓根,宋兆泓,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
Yan Litang, Zhu Zigen, Song Zhaohong, et al. Dynamical characteristic analyse of configuration system[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 1989(in Chinese)

[2] ANSYS fluids analysis guide[CP/CD]. The ANSYS Corporation, 2005

[3] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学[M]. 北京:机械工业出版社, 1999:270-272
Wen Bangchun, Gu Jialiu, Xia Songbo, et al. Advanced rotor dynamics[M]. Beijing: China Machine Press, 1999: 270-272 (in Chinese)

[4] 马艳红,洪杰,赵福安. 自适应挤压油膜阻尼器减振机理理论研究[J]. 北京航空航天大学学报,2004,30(1):5-8
Ma Yanhong, Hong Jie, Zhao Fuan. Theoretical investigation of vibration attenuation mechanism of a adaptive squeeze film damper[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004,30(1):5-8(in Chinese)

[5] 郭银朝,孟光,戈立春,惯性力对挤压油膜阻尼器支承转子的响应的影响[J]. 西北工业大学学报,1997,15(2):294-299
Guo Yinchao, MengGuang, Ge Lichun. Effects of fluid inertia forces on bistable and nonsynchronous responses of squeeze film damper supported flexible rotor[J]. Journal of North Western Polytechnical University, 1997,15(2):294-299(in Chinese)

[6] EI-Shafei A. Modeling finite squeeze film dampers[C]// ASME Int Gas Turbine Inst Publ IGTI. Amsterdam: ASME, 2002,4B: 1175-1186

(责任编辑:文丽芳)