弹性环式挤压油膜阻尼器动力设计方法

洪 杰 邓 吟 张大义

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 弹性环式挤压油膜阻尼器(ERSFD)与传统挤压油膜阻尼器(SFD)相比,在动力特性方面具有一定的特色. 以燃气涡轮发动机用 ERSFD 为对象,基于有限元挤压油膜理论对 ERSFD 的弹性环支承刚度、油膜压力场分布和油膜阻尼等特性进行了研究. 根据 ERSFD 的结构特点,利用有限元法分析其动力特性不仅具有模型简单、计算量小的优点,而且能考虑到各种复杂的边界条件及封严装置. 研究结果表明,本计算方法和结果可以作为 ERSFD 结构优化的依据. 与 SFD(Squeeze Film Damper)相比,ERSFD 具有分段式油膜间隙,可利用弹性环的弹性变形来调整油膜间隙,将油膜间隙控制在一个合适的范围内,从而有效地避免传统 SFD 在一定工作条件下的非线性振动现象的发生.

关 键 词: 挤压油膜阻尼器; 弹性环; 支承刚度; 流动阻尼; 流固耦合

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2006)06-0649-05

Dynamic design method of elastic ring squeeze film damper

Hong Jie Deng Yin Zhang Dayi

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

Abstract: A high efficient oil film damper which is known as elastic ring squeeze film damper (ERSFD) has special dynamical characteristics based on the conventional squeeze film damper (SFD). The characteristics of a gas turbine engine with ERSFD including the supporting stiffness of the elastic ring, the distribution of pressure field and oil film damping were investigated by taking advantage of the elastic deformation of the elastic ring. For ERSFD, finite element method not only has the advantages of simple modeling and small computation work, but also can be used in appropriate boundary conditions, for various damper sealing configurations. It was indicated that the calculative methods and results were put forward contributing to the preliminary design modification of the current body structure. Compared with SFD, the oil film clearance of ERSFD is divided into several parts. It can automatically adjust the oil film clearance by taking advantage of the elastic deformation of the elastic ring, which controls the oil film clearance in a suitable range. ERSFD has optimal effect on reducing nonlinear vibration markedly.

Key words: squeeze oil film damper; elastic ring; supporting stiffness; flow damper; fluid-solid coupling

弹性环式挤压油膜阻尼器 ERSFD(Elastic Ring Squeeze Film Damper)是一种能提供弹性支承,并且通过油膜挤压和弹性环形变的耦合作用产生油膜阻尼以减小转子系统本身和外传振动的阻尼器. ERSFD 的显著特点是比其他弹性支承加 SFD(Squeeze Film Damper)结构更为紧凑,占用空间小,结构可靠性高,在支承系统中专门设置油路,给弹性环内、外腔提供滑油,充分发挥了 SFD

收稿日期: 2005-07-06

基金项目: 国家部委基金资助项目

作者简介: 洪 杰(1965-),男, 北京人, 教授, hongjie@buaa.edu.cn.

的优点,并且改善了其油膜刚度的高度非线性,有更好的减振性能,能适合更大的不平衡量范围,在РД33、АЛ31Ф 发动机已获得应用[1,2]. ERSFD 将调频(临界转速)和减振功融合为一体,有很好的应用前景. 目前由于弹性环加工和间隙设计的困难,对其性能研究仅停留在测绘仿制阶段. ERSFD 的弹性环将整个圆周分隔成分段的挤压油膜区,工作时转子油膜轴颈偏离中心涡动形成分段挤压油膜,其流场的分布和大小取决于流体动压作用和弹性环的变形. 因此,这种复杂的流固耦合作用用数值法计算其油膜力特性是相当复杂的[3]. 本文以某发动机之 ERSFD 为例,探讨了有限元建模技术及结果分析方法,通过不同设计工况下的性能校核,提出对该 ERSFD 进行结构优化的设计方案.

1 弹性环阻尼器结构

ERSFD 是用带有多个凸台的弹性环将整个圆周的 2π 挤压油膜区域分隔成几个分段的挤压油膜区,供给弹性环充分的滑油,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. 下面以某具体的弹性环式挤压油膜阻尼器为例来说明用有限元法计算 ERSFD 油膜力特性的方法.

弹性环式挤压油膜阻尼器的基本设计参数为内、外凸台数 $m=8$;弹性环宽度 $b=15.7$ mm;内径 $D_1=65$ mm;外径 $D_2=68$ mm;壁厚 $h=0.95$ mm;外油腔油膜厚度 $l_1=0.15$ mm;内油腔油膜厚度 $l_2=0.4$ mm;共有 16 对渗油孔,渗油孔半径 $r=0.4$ mm;凸台宽度 $b_1=5$ mm;倒圆 $R=10$ mm. 弹性环式挤压油膜阻尼器安装在高压转子上,转子的转速为 50 000 r/min,滑油的动力粘度系数 $\mu=1.884\times10^{-2}$ Pa·s,不平衡量为 10 g·mm.

基本设计参数和渗油孔的结构示意图如图 1 所示.

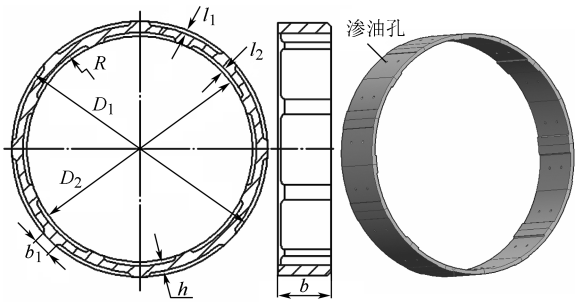


图 1 弹性环和渗油孔的结构设计图

2 弹性环支承刚度

弹性环的刚度参数是转子支承系统中一个重要的设计常数,其数值大小将直接影响到转子系统的临界转速,常用的求解弹性环刚度有近似的解析方法和精确的数值法等. 但近似解析法不能精确地确定弹性环系统的刚度数值,也不能对弹性环的应力分布等强度特性进行计算;而精确的数值法对几何形状复杂的结构难以使用,不能充分考虑凸台高度、凸台宽度、过渡圆角等结构参数的影响. 因此对其刚度的精确计算方法进行研究是非常必要的[4].

本文采用有限元法计算弹性环的刚度,在计算中,需要根据具体弹性环的结构特点来建立有限元模型,施加合理的边界条件,并采用非线性的接触方法对刚性环在径向力下的位移进行求解. 线刚度的计算公式为

$$K_r = F_r/\delta_r \tag{1}$$

式中,K_r 为径向刚度;F_r 为径向加载力;δ_r 为径向位移.

由式(1)即可以方便地求出弹性环的径向支承刚度.

2.1 有限元模型

由于弹性环内侧凸台与轴承外环相接触,受力分布比较复杂,因此可以在弹性环有限元模型的内侧建立一个与其相邻的刚性环,刚性环外侧与弹性环内侧建立接触单元,图 2 中给出了弹性环与刚性环的一个扇区的有限元模型,计算中需要建立整个弹性环和刚性环的模型.

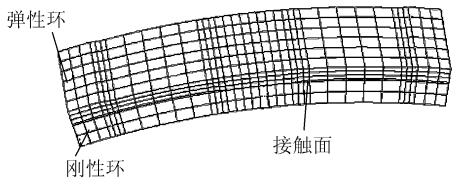


图 2 弹性环一个扇区的有限元模型

对算例中弹性环及刚性环在 ANSYS 平台下采用 solid95 单元建立有限元模型,弹性环部分共划分 3 780 个单元,22 950 个节点;刚性环部分共划分 2 268 个单元,13 770 个节点. 对于接触部分,可以直接应用 ANSYS 中提供的三维面接触单元 CONTA174 和 TRAGE170. 在此模型中,共建立了 8 个接触对,336 个 CONTA174 单元对应于 868 个节点和 336 个 TRAGE170 单元对应于 868 个节点.

此弹性环使用的材料及材料属性如表 1 所示.

表 1 弹性环使用材料及材料属性表

材料	密度/(t·mm^{-3})	模量/MPa	泊松比
1Cr11Ni2W2MoA	7.85×10^{-9}	1.96×10^{5}	0.3

2.2　边界条件

为了在设计弹性环支承刚度时模拟真实的边界条件,所以在计算径向支承刚度时,根据弹性环式挤压油膜阻尼器的结构特点,在刚环的一排 8 个节点上均施加 100 N 的径向力,并对施加径向力处的节点加周向和轴向位移约束. 同时在弹性环的外凸台施加径向约束,由于在径向力的作用下,弹性环的一侧将会与机匣出现间隙,因此,只在弹性环的单侧外凸台处施加径向约束. 计算弹性环刚度的边界条件如图 3 所示.

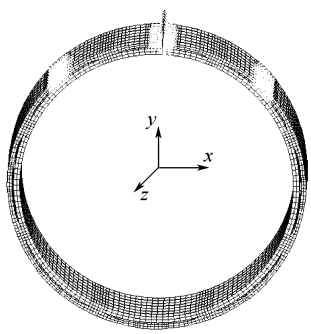


图 3　弹性环刚度计算的边界条件

2.3　计算结果

计算得到的弹性环和刚性环系统在施力方向的位移如图 4 所示.

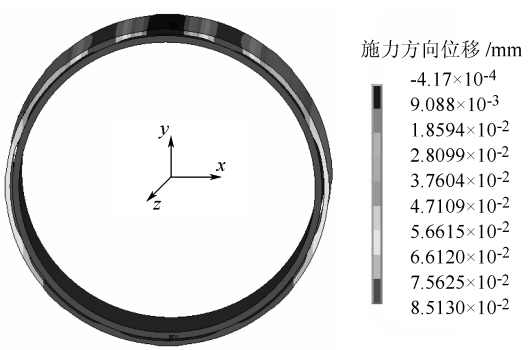


图 4　弹性环及刚性环在施力方向的位移分布图

由有限元计算得到刚性环在施力方向的位移为 0.085 13 mm,由刚度计算公式得到弹性环刚度为

$$K_r = F_r/\delta_r = 800\ \text{N}/0.085\ 13\ \text{mm} = 9.40\times10^{3}\ \text{N/mm}$$

为验证计算结果的准确性,对此算例的模型进行实验测试其径向支承刚度. 实验在 WDW3100 微机控制电子试验机上进行. 实验中在弹性环内的刚性轴上施加径向载荷,加载范围 100 ~ 500 N(轴的自重未记在其中). 由拟和直线的斜率求得此弹性环的径向支承刚度为 8.5×10^{3} N/mm. 计算值相对实验值的误差为 10.5%,故采用有限元法来计算弹性环的支承刚度是一种可行方法.

3　挤压油膜阻尼

本节用有限元法研究 ERSFD 挤压油膜的稳态动力特性. 根据弹性环在不平衡激振力下的径向位移计算得出每个扇区内弹性环变形后的油膜厚度,再用 ANSYS 挤压油膜理论静力分析计算得到每个扇区的油膜压力分布和等效油膜阻尼(低频时油膜刚度与转子支承刚度相比可忽略不计),力求得到最佳的设计方案.

3.1　油膜边界条件

带渗油孔的挤压油膜有限元计算是在 ANSYS 平台下采用 FLUID136 单元和 FLUID138 单元对油膜结构进行划网建模的. 挤压油膜区域用 FLUID136 单元建模;考虑到要精确计算孔区域流体压力的下降,渗油孔中心采用 FLUID138 单元建模计算. 根据弹性环式挤压油膜阻尼器的结构特点以及挤压油膜要模拟的真实边界条件,阻尼器的边界条件为两端处的压力,即工作环境压力 0.1 MPa,渗油孔中心的压力与孔周围压力相同,所有油膜单元受相同速率的法向压缩[5].

3.2　油膜间隙的确定

对于转子系统,由于加工、安装等原因总会存在一定的不平衡量. 转子系统在工作时不平衡量会作为一种激振力,引起转子的振动,其激振频率等于转子转速.

用有限元法计算油膜力特性除要确定弹支阻尼器转子系统的结构参数外,还须知道此时内、外油腔的油膜间隙. ERSFD 的弹性环段在不平衡力的作用下产生变形,间隙函数 h 与弹性环变形有关,而变形又与油膜压力耦合,因此要由 ERSFD 的轴颈偏心率和弹性环径向形变求得内、外油腔油膜沿周向的厚度.

在 ERSFD 中,油膜轴颈和弹性环都是可以移动的,因而油膜力的大小不仅与轴颈偏心率 ε_j 有关,还与弹性环的变形有关. 此时可以利用计算弹性环刚度的方法,假设油膜轴颈为刚性环. 用刚性环模拟油膜轴颈在不平衡力下仅产生平动,没有变形,计算得到弹性环在各个 ε_j 下的形变位移,从而确定 ERSFD 的动力特性.

设 $\varepsilon_j = e_j/c$,其中,e_j 为轴颈偏心距. 利用式(1)可求得稳定工作时的当量不平衡力(此时的 e_j 等效为 δ_r),计算得到油膜内环和外环在此不平

衡力下的油膜间隙. 此时的不平衡力相当于与转速同步旋转的径向作用力,作用于油膜刚性环上. 由于阻尼器的外环为刚性,弹性环内侧凸台与轴承外环相接触,在刚性环的一排节点上均施加径向不平衡力,并对施加径向力处的节点加周向和轴向位移约束,在弹性环的一侧外凸台上施加径向约束.

在此不平衡力和径向位移约束条件下,采用非线性的接触计算方法对弹性环在径向不平衡力下的位移进行求解.

图5是计算得到的 $\varepsilon_j=0.3$ 时弹性环的径向位移.

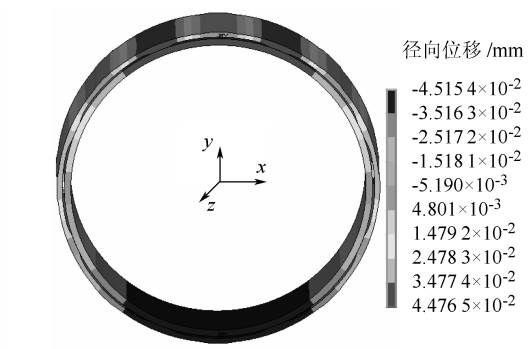


图5 $\varepsilon_j=0.3$ 时弹性环的径向位移

根据弹性环各段的径向形变位移,求得各个内、外油腔油膜沿周向的不同厚度.

3.3 稳态油膜压力场的求解

根据稳态条件下内、外油腔油膜沿周向的不同厚度,将每个油腔内的油膜离散成不同厚度的区域,用挤压油膜理论静力分析计算得到整个ERSFD的油膜压力场分布与油膜压力总和,由式(2):

$$C=\frac{F}{V_z} \tag{2}$$

可求得ERSFD各个油腔的等效阻尼 C.

由于在转子转动频率范围内(≤50 000 r/min)油膜属于不可压的,油膜刚度相对弹性环刚度小得多,其影响可以忽略. 本算例ERSFD的内油腔油膜间隙为0.4 mm,而油膜间隙一般为0.1~0.3 mm[6],由转子在稳定运转时的轴颈偏心率和弹性环变形可知内油腔的油膜在任一点的厚度都大于0.3 mm,所以此时可以不考虑内油腔油膜力特性,仅研究外油腔的油膜压力分布和等效油膜阻尼.

由式(2)求得外油腔的等效油膜阻尼为 $C=F/V_z=1\,562.8(\mathrm{N\cdot s})/\mathrm{m}$.

图6是ERSFD外油腔油膜压力场在整个油膜环上的三维分布图,其中,P 为压力,x 为沿圆周方向的弧度,B 为油膜宽.

图7是ERSFD外油腔油膜压力场沿周向分布图.

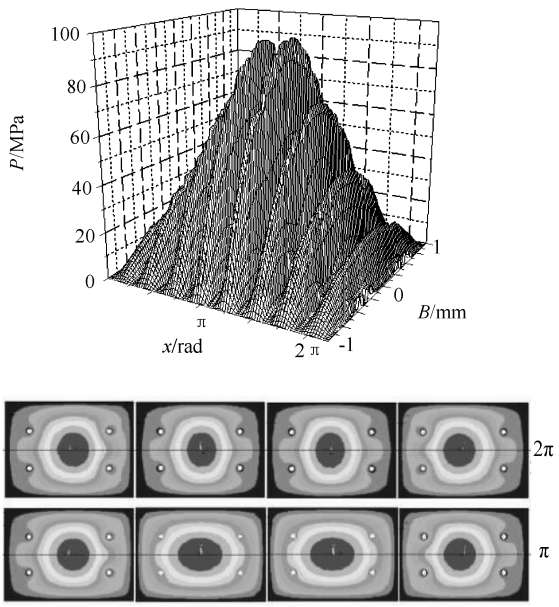


图6 ERSFD外油腔压力场三维分布图($\varepsilon_j=0.3$)

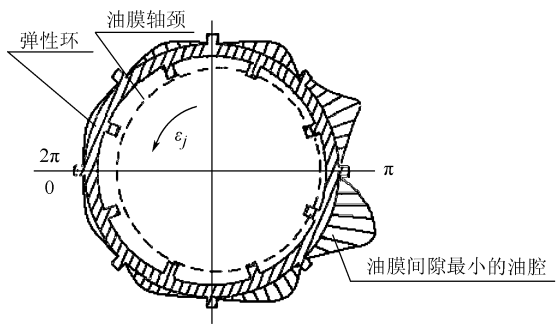


图7 ERSFD外油腔压力场沿周向分布图($\varepsilon_j=0.3$)

3.4 计算结果分析

从三维分布图上可以看出,ERSFD的油膜压力场分布曲线的前沿陡度与SFD相比显著不同,其油膜压力沿周向分布的非线性程度没有SFD强烈. ERSFD之所以会改善油膜力特性是因为弹性环分段后将油膜压力场也分隔成了几部分,这就减弱了 ε_j 对ERSFD油膜压力场分布的影响;更重要的是随着 ε_j 的增加,油膜压力增大,弹性环的形变位移也增大,相当于油膜间隙增大;当 ε_j 增加越多油膜压力越大时,弹性环的形变位移也越大,这是一个 ε_j 与油膜压力和弹性环变形相互耦合的复杂流固耦合过程. 这相当于抵消了 ε_j 的部分增加值,减弱了油膜力增加的非线性趋势,从

而改善了油膜力特性.

4　结　论

1）ERSFD 凸台数目对弹性环刚度有较大的影响. 凸台数目越多,相当于弹性环刚度越大,弹性环越不易变形,其结果是对油膜压力的升高或降低的影响减小. 凸台数目越少,相当于弹性环刚度越小,越容易变形,有利于改变油膜力特性. 但凸台数目太少会造成弹性环周向支承刚度不均匀. 因此弹性环凸台数目应根据轴颈直径大小,特别是考虑到转子支承系统临界转速要求值进行选择,即凸台数目对应的刚度值应既满足支承刚度要求,又能最大限度地满足改善油膜力特性的需要.

2）弹性环的内、外油膜间隙有一最佳匹配值,以内油膜间隙不小于外油膜间隙为宜,且内油膜间隙较大时能适应更大的不平衡量范围和更高的转速,获得更大的油膜阻尼.

3）采用有限元法在计算机上进行弹性环支承刚度、挤压油膜设计的有限元计算, 不仅可以考虑弹性环在不平衡力下的形变位移,还能考虑凸台、过渡圆角及油膜环上渗油孔等结构参数的影响,实现多方案的比较, 发现设计结构的薄弱环节,有利于设计结构不断改进和优化,为设计方案的评定和 ERSFD 结构的改进提供有效依据.

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,1989:256-257
Yan Litang ,Zhu Zigen ,Song Zhaohong, et al. Dynamical characteristic analyse of configuration system[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 1989:256-257 (in Chinese)

[2] 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)

[3] Yin Xianjun, Wang Xiu, Qualitative study on multiplicity of largely deformed elastic half rings[J]. European Journal of Mechanics A/Solids, 2003,22:463-474

[4] 张大义,母国新,洪杰. 航空发动机转子支承系统刚度计算中的几个问题[J]. 战术导弹技术, 2005(2):20-23
Zhang Dayi, Mu Guoxin, Hong Jie. Rigidity calculation methods for rotor supporting system in gas engine[J]. Tactical Missile Technology, 2005(2):20-23

[5] 周明. 弹性环式挤压油膜阻尼器理论与实验研究[D]. 北京:北京航空航天大学动力系, 1996
Zhou Ming. Theoretical and experimental investigation on the elastic ring squeeze film damper[D]. Beijing: Dept of Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1996

(责任编辑:陈　琛)