

基于整机振动响应模型的转子 支承阻尼分析与试验

林学森¹, 李本威², 黄 帅³, 张 赞²

(1. 中国人民解放军 海军研究院, 北京 100161;

2. 海军航空大学 航空基础学院, 山东 烟台 264001;

3. 中国人民解放军 海军装备部 驻常州地区军事代表室, 江苏 常州 213022)

摘 要: 以某型航空发动机为例,建立了该发动机整机振动系统模型,对影响整机振动响应的不同结构挤压油膜阻尼器(SFD)建模方法进行重点分析,并通过多位置-多传感器稳定工况振动响应试验验证了模型的准确性。利用整机振动系统模型计算及对该型发动机的滑油中断试验,讨论了燃气发生器前支点(No. 1 支点)与自由涡轮后支点(No. 3 支点)处挤压油膜阻尼值对发动机稳定工况振动响应的影响,得出了该发动机整机振动响应随 No. 1 支点油膜阻尼值增大而先减小后增大,随 No. 3 支点油膜阻尼值增大而减小,并且可以通过适当减小 No. 1 支点处挤压油膜阻尼值,实现发动机在最大连续工况下整机振动总量减小 43.4%。

关 键 词: 振动响应; 阻尼; 整机建模; 挤压油膜阻尼器(SFD); 滑油中断试验

中图分类号: V232; TH17

文献标志码: A

Analysis and test of rotor support damping based on vibration response model of whole engine

LIN Xuesen¹, LI Benwei², HUANG Shuai³, ZHANG Yun²

(1. Naval Research Institute,

the Chinese People's Liberation Army, Beijing 100161, China;

2. Aviation Foundation Institute,

Naval Aviation University, Yantai Shandong 264001, China;

3. Naval Equipment Department in Changzhou Regional Military Representative Office,
the Chinese People's Liberation Army, Changzhou Jiangsu 213022, China)

Abstract: An aviation engine was taken as an example to establish the engine vibration simulation system, and the different structural squeeze film damper (SFD) modeling methods affecting the vibration response of the whole engine were analyzed. Meanwhile, the multi-position and multi-sensor vibration response test of the steady working condition was adopted to verify the accuracy of the model. Based on the calculation of the whole machine vibration system model and the oil interruption test of this engine, the effects of the squeeze oil film damping value at the front fulcrum of the gas generator (No. 1 fulcrum) and the rear fulcrum of the free turbine (No. 3 fulcrum) on the engine were discussed. Under the stable condition, the result showed that the engine vibration response first decreased and then in-

收稿日期: 2020-04-05

基金项目: 国家自然科学基金(51505492); 泰山学者建设工程专项经费

作者简介: 林学森(1990—),男,助理研究员,博士,主要研究方向为航空发动机测试及健康管理技术。E-mail: lxs60@163.com

引用格式: 林学森,李本威,黄帅,等. 基于整机振动响应模型的转子支承阻尼分析与试验[J]. 航空动力学报, 2021, 36(6): 1273-1285. LIN Xuesen, LI Benwei, HUANG Shuai, et al. Analysis and test of rotor support damping based on vibration response model of whole engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(6): 1273-1285.

creased as the No. 1 fulcrum oil film damping value increased, and decreased as the No. 3 fulcrum oil film damping value increased. By reducing the squeeze oil film damping value at the No. 1 fulcrum appropriately, the total vibration response of the engine could be reduced by 43.4% under the maximum continuous working condition.

Key words: vibration response; damping; whole engine modeling; squeeze film damper (SFD); lubricating oil interruption test

航空发动机整机振动响应不仅是发动机设计与制造的重要考量指标,也对发动机健康监测及外转载荷分析等具有重要意义。由于转子系统是发动机最主要的工作部件与激振源,因此整机振动响应的研究重点为转子系统的振动特征与机匣振动传感器安装位置及发动机安装节处振动特征的对应关系。研究转子系统在发动机运行时的振动响应,一方面需要建立准确的发动机转子-支承-机匣模型;另一方面需要设置合理的振动传递路径阻尼值。

为建立准确的发动机转子-支承-机匣动力学模型,国内外学者分别运用传递矩阵法和有限元法开展了大量研究,特别是随着各种商用有限元软件的迅速发展,越来越多的研究借助于有限元软件开展。Hong 等^[1]、张大义等^[2-3]利用 ANSYS 通用有限元程序建立了某涡扇发动机整机模型,并对其临界转速、转子系统应变能等进行了分析。Qu 等^[4]利用通用有限元软件对某发动机试验器的整机模态及安装节刚度对整机耦合振动影响进行分析。陈萌等^[5]基于 NASTRAN 中实体单元对某单转子涡扇发动机进行整机动力学仿真分析。章健等^[6]利用实体单元建立了带有涡轮级间共用支承结构的某涡轴发动机转子-支承有限元模型,分析了无中介轴承连接的转子间的振动耦合现象。

在整机动力学建模的相关文献中,大部分讨论的重点是支承刚度对转子系统及整机模态频率和振型的影响,很少研究阻尼的影响。然而,要计算外机匣测振传感器安装处转子的响应幅值,还需考虑振动传递路径上的阻尼大小。在发动机中,特别是当发动机稳定运行时,油膜阻尼占整机阻尼系统的主导地位,使转子系统处于一种较理想状态^[7]。发动机提供油膜阻尼的主要机构为挤压油膜阻尼器(SFD),其具有结构简单、体积小、质量轻和减振效果好等显著优点^[8]。SFD 的作用主要是向转子系统输入阻尼,限制转子振动幅值,减小外传到机匣上的动态载荷^[9]。目前,对 SFD 减振性能的研究主要分为四个方面:一是

Lee、Wang、王震林和邓吟等^[10-13]通过对 SFD 油膜特征及油槽结构等进行流体仿真分析,研究了其力学机理和减振机理;二是 De Santiago、San Andrés、Zhang 和徐方程等^[14-17]通过 SFD 试验台试验及理论计算等方式研究了阻尼器在不同的轴颈偏心率、油膜半径间隙、阻尼器长度、油膜压力和弹性支承刚度等参数条件下过临界转速时的幅值响应及同步不平衡响应;三是祝长生、Heshmat、Heidari、马艳红、骆志明和任兴民等^[18-25]通过对 SFD 的改进及控制,拓宽了传统 SFD 的工作范围;四是研究 SFD 对故障转子系统的减振特性,如不对中故障^[26-28]和叶片飞脱故障^[29-30]等。

综上所述,在发动机整机建模过程中,很少进行 SFD 提供的阻尼值对整机动力学响应的讨论,并且针对 SFD 的研究也多集中在油膜参数对转子过临界转速时振动峰值和外转载荷的影响,其目的多为使转子系统能够平稳地通过共振区或双稳态区。但是对于发动机在正常工况下,即转子系统稳定工作时,SFD 提供的阻尼对转子系统振动响应的影响研究较少。考虑到发动机在稳定工况下运转时间长,过大的振动不仅影响发动机部分材料的疲劳寿命,而且影响航空器驾、乘人员的舒适性及机载设备正常运行,因此有必要对发动机主要工况下的阻尼-响应幅值特性进行研究。

本文利用经过整机临界转速等动力学验证的某型涡轴发动机整机有限元模型,通过长、短轴承近似理论估算了 SFD 阻尼值,并探讨了不同物理构造 SFD 在通用有限元软件中的建模方法,进行了整机振动响应计算及稳定工况下振动响应幅值-油膜阻尼特性研究,并通过基于多位置-多传感器振动响应试验和滑油中断试验,验证方法的有效性,最后对发动机稳定工况下转子系统阻尼配置提出设想。

1 某型涡轴发动机整机振动系统建模

1.1 发动机结构分析

如图 1 所示,某型涡轴发动机是第三代航空

涡轴发动机的代表之一,其转子部分由燃气发生器转子与自由涡轮转子组成。其中燃气发生器转子是离心压气机与燃气涡轮通过压气机轴连接成一体,自由涡轮转子由穿过压气机轴中心的细长自由涡轮轴与悬臂的涡轮盘通过拉紧螺栓相连,燃气发生器转子与自由涡轮转子反向旋转。燃气发生器转子支承方式为 1-0-1,自由涡轮转子支承方式为 2-1-0。No. 1~No. 5 轴承为发动机转子系统的主轴承,其中 No. 1 与 No. 3 轴承外配有带鼠笼定心弹性支承的 SFD, No. 2 和 No. 3 轴承通过共腔结构安装在同一轴承座上,轴承座安装在一段较柔性的静子支承上。发动机机匣主要分为减速器机匣与核心机机匣,其中核心机机匣为薄壁圆筒结构。发动机采用前、后安装节的安装方式:前安装节在发动机前端功率输出轴外侧,通过刚性套筒与车台紧固连接;后安装节在减速器机匣后下部,借助两个支架与飞机或试车台连接。

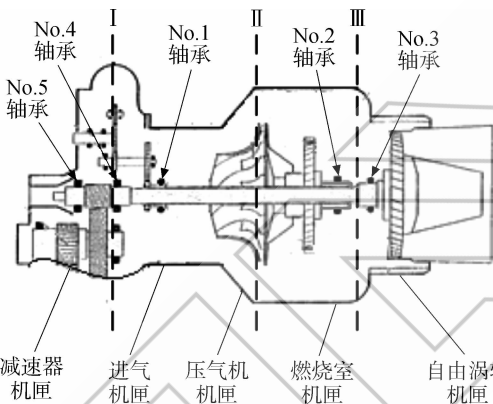


图 1 某型涡轴发动机结构简图
Fig. 1 Schematic diagram of a turboshaft engine structure

1.2 整机振动系统建模简述

鉴于发动机整机结构的复杂性,基于有限元的发动机振动仿真平台建模是一个极为繁琐的过程,主要包括模型简化、计算设置和模型验证三个环节,如图 2 所示。本文所采用的模型是分别经过主要部件模态试验和整机临界转速试验校验过的模型,为研究整机的转子不平衡量激振响应问题,本文的重点在于讨论各转子的阻尼配置情况,因此不再就建模过程进行赘述。

需要特别说明的是,为保证整机响应模型的精度,必须有足够的计算网格规模。网格规模与计算精度和计算时长密切相关,合理协调三者之

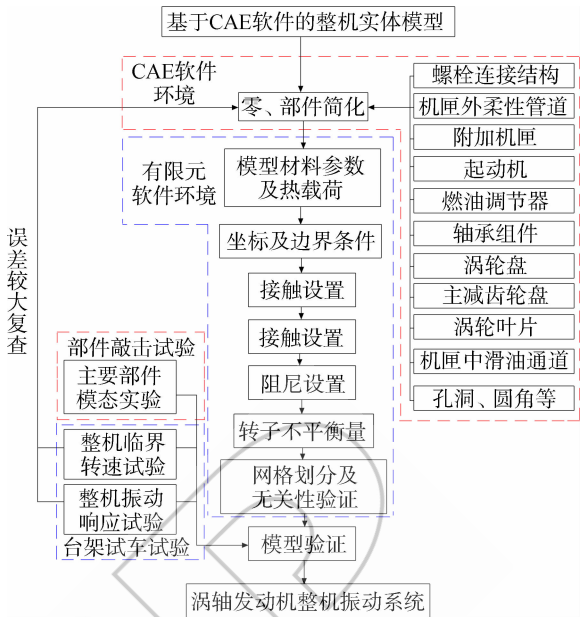


图 2 某型涡轴发动机整机振动系统建模
Fig. 2 Modeling of a whole engine vibration system for a turboshaft engine

间的关系是整机有限元仿真计算的关键。因此,本模型选用 SOLID185/186 混合单元进行网格划分,并通过简化模型结构、手动调节细微结构局部网格密度等方法提高网格质量来满足计算的收敛效果,分别选取网格数 1 450 863、1 979 521、2 511 598、2 830 015 和 3 265 941 进行试验。悬臂结构的自由涡轮是整机振动最剧烈的部位之一,将无挤压油膜阻尼的自由涡轮局部最大振幅和整机谐响应分析 CPU 计算时长作为指标,在保证计算精度的前提下,为不使计算时长激增,选取 2 511 598 个网格作为整机仿真时网格数量,如图 3 所示。此时整机模型总自由度数为 1 813 869,其中转子系统自由度数为 839 394。

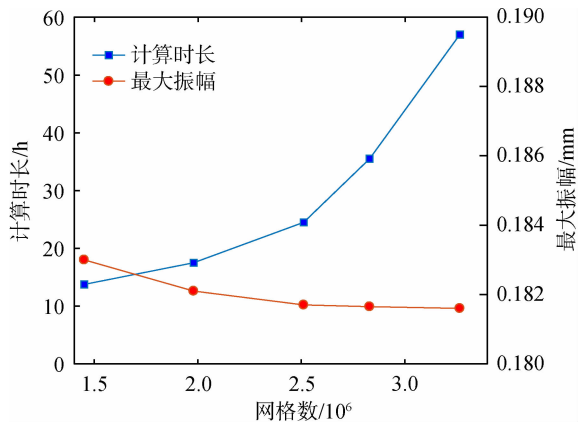


图 3 网格划分无关性检验
Fig. 3 Meshing independence test

2 整机模型阻尼设置

要计算转子在机匣连接处的响应,必须考虑转子支承的阻尼大小。影响该发动机整机振动的阻尼主要包括:转/静子材料自身的材料阻尼、螺栓连接结构的结构阻尼以及 SFD 提供的油膜阻尼。在发动机中,材料阻尼较小,一般不予考虑,综合设定结构阻尼比设定为 0.02,因此需要重点计算 SFD 的油膜阻尼大小。

2.1 SFD 的油膜阻尼计算

为吸收转子过临界转速时的振动能量、减小振动幅值和支承外转载荷,该型发动机在 No. 1 轴承和 No. 3 号轴承外采用与鼠笼弹性支承配合的定心式 SFD。目前,对于具有不同结构的 SFD 的动力学机理尚未有准确的描述,因此还不能根据其结构参数准确地确定其阻尼特性,通常采用经验公式与试验相结合的方法加以确定。文献[7]指出,较高的滑油压力将获得较大的油膜阻尼和较小的油膜刚度。另外,根据已测得的类似带密封阻尼器的挤压油膜动力特性和文献[13]等结果表明,发动机用 SFD 油膜刚度和阻尼随频率变化都具有较强的非线性,但是对于低频状态(0~10⁴ Hz),油膜阻尼值基本保持不变,油膜几乎无刚性。本文所研究发动机的转子激振频率在 10³ Hz 以下,因此,可以根据长、短轴承近似理论及油膜分布情况分别估算该发动机两个 SFD 提供的恒定阻尼值,忽略油膜的刚度值。

由《航空发动机设计手册(第 19 册)》可知,当 SFD 长度 L 与直径 D 之比 $L/D \leq 0.25$ 且两端不密封,转子轴颈中心绕轴承中心作同步正进动时,可按照短轴承近似理论求得阻尼器的等效阻尼系数。

当滑油系统供油压力较小时,油膜分布为半油膜情况,SFD 的阻尼 c_0 为

$$c_0 = \frac{\mu RL^3}{b^3} \cdot \frac{\pi}{2(1-\epsilon^2)^{3/2}} \tag{1}$$

式中 μ 为滑油动力黏度, R 为轴颈半径, b 为油膜半径间隙, ϵ 为偏心率。

当滑油系统供油压力较大时,油膜分布为全油膜情况,此时 c_0 为

$$c_0 = \frac{\mu RL^3}{b^3} \cdot \frac{\pi}{(1-\epsilon^2)^{3/2}} \tag{2}$$

当 SFD 长度 L 与直径 D 之比无限大,或阻尼器两端密封良好、无泄漏,转子轴颈中心绕轴承

中心作同步正进动时,可按照长轴承近似理论求得阻尼器的等效阻尼系数。

当滑油系统供油压力较小时,油膜分布为半油膜情况, c_0 为

$$c_0 = 12\mu L \left(\frac{R}{b}\right)^3 \frac{\pi}{(2+\epsilon^2)(1-\epsilon^2)^{1/2}} \tag{3}$$

当滑油系统供油压力较大时,油膜分布为全油膜情况, c_0 为

$$c_0 = 24\mu L \left(\frac{R}{b}\right)^3 \frac{\pi}{(2+\epsilon^2)(1-\epsilon^2)^{1/2}} \tag{4}$$

依据该型发动机 SFD 相关参数,分别根据上述公式计算不同假设下 No. 1 与 No. 3 支点处挤压油膜阻尼系数,如表 1 所示,可以看出不同假设条件计算结果相差较大,约为 10² (N·s)/mm 数量级。由图 4(a)该型发动机 No. 1 支点 SFD 局部结构可以发现,阻尼器两端均有涨圈密封结构,且该发动机滑油供油压力在 0.25~0.3 MPa 之间,因此估算该阻尼器阻尼值在长轴承近似理论的半油膜与全油膜计算值之间,且接近全油膜计算值。No. 3 支点阻尼器与 No. 1 支点阻尼器密封结构相似,因此阻尼值也在长轴承近似理论的半油膜与全油膜计算值之间,并接近全油膜计算值。

表 1 不同假设下 No. 1 与 No. 3 支点 SFD 阻尼
Table 1 No. 1 and No. 3 fulcrum SFD damping under different assumptions

假设	外挤压油膜阻尼系数/(N·s)/mm	
	No. 1 轴承	No. 3 轴承
短轴承理论半油膜	0.68	3.23
短轴承理论全油膜	1.36	6.46
长轴承理论半油膜	109.83	225.81
长轴承理论全油膜	219.66	403.39

2.2 挤压油膜阻尼模型设置

该型发动机在 No. 1 和 No. 3 支点处布置有 SFD,如图 4(a)和图 4(b)所示,其中图 4(a)已装配有轴承,图 4(b)未装配轴承。两支点处局部结构如图 4(c)和图 4(d)所示。对比图 4(c)和图 4(d)中可以看出,No. 1 支点处结构较 No. 3 支点处结构简捷,其主要原因是 No. 1 轴承外圈与鼠笼弹性支承结构为同一整体,挤压油膜位置位于 No. 1 轴承外圈与进气机匣内壁之间,也可以表述为,No. 1 轴承无单独的外圈结构,其装配时滚珠与保持架等部件直接配合于鼠笼弹性支承一端。

这种设计大幅减小了 SFD 截面的径向尺寸,保证了与其配合的进气机匣进气流道的径向面积。如图 4(d)所示,No. 3 支点处角接触球轴承与鼠笼弹性支承为两个不同部件,挤压油膜位置位于弹性支承外圈与静子机匣内壁之间。这种轴承与鼠笼弹性支承分开式的结构是当前 SFD 研究的重点^[9,31-32],但是对于前者一体式轴承与鼠笼弹性支承结构而言,对其动力学特性的研究非常少。

由于对不同结构的 SFD 的动力学特性掌握

和归纳不甚清晰,因此大多数通用有限元软件中没有单独的 SFD 单元,因此本文在将其油膜阻尼简化为线性黏性阻尼^[33]的基础上,采用二维轴承单元 COMBIN214 对其进行模拟,设置方法分为图 4(e)和图 4(f)两种形式。其中, k 与 c 分别为支点角接触球轴承的刚度与阻尼, k_j 与 c_j 分别为挤压油膜的刚度与阻尼。需要说明的是,图 4(e)和图 4(f)所示为转子支点在轴承与 SFD 截面的质量、刚度和阻尼示意图,不包括鼠笼弹性支承的

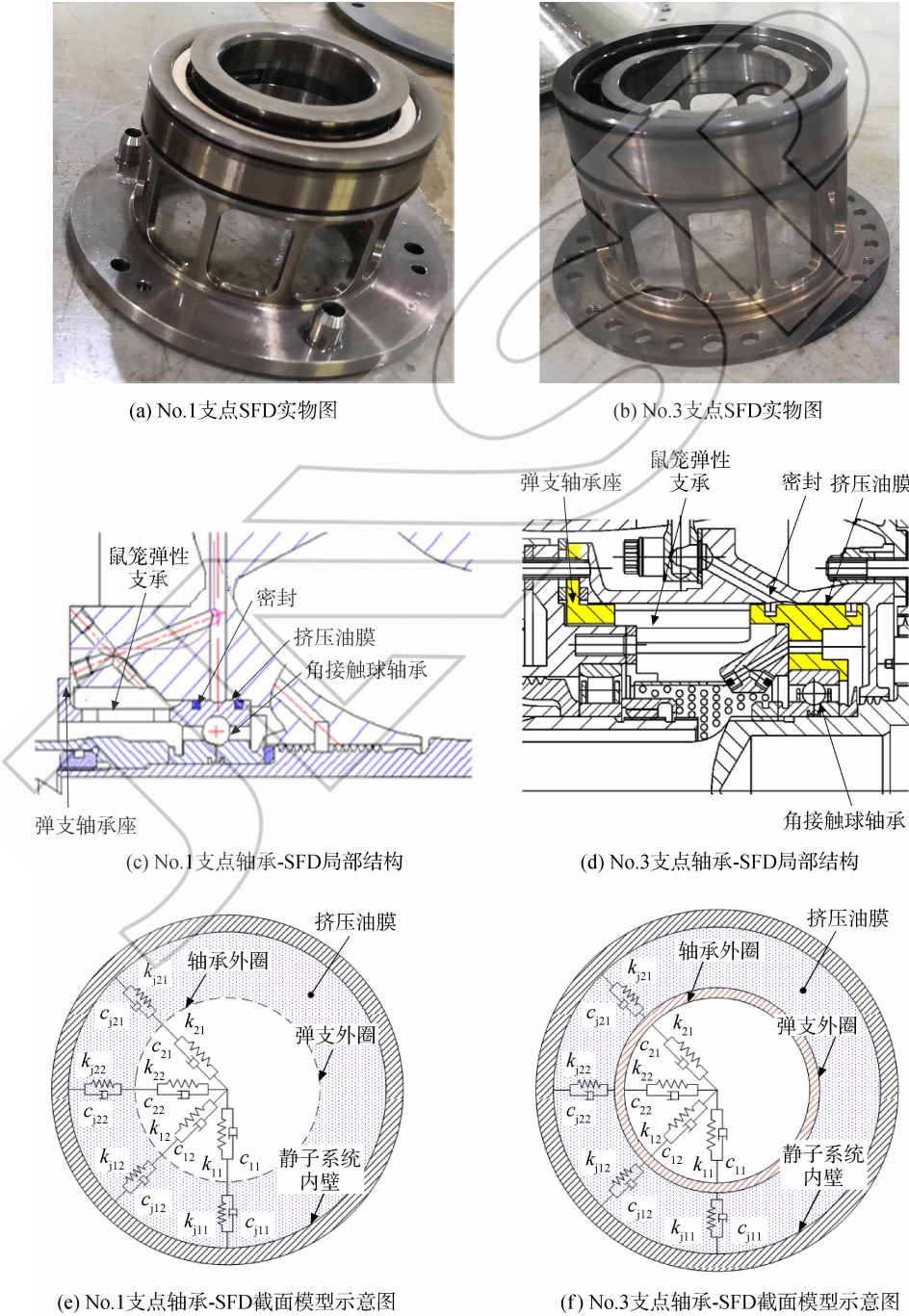


图 4 No. 1 与 No. 3 支点轴承-SFD 截面建模示意图

Fig. 4 Schematic diagram of No. 1 and No. 3 fulcrum bearing-SFD section modeling

鼠笼肋条部分,其鼠笼肋条部分在整机振动系统建模时已考虑其实体结构,并按照实体尺寸及材料属性进行建模。对比图 4(e)和图 4(f)两种建模方式可以看出, No. 3 支点轴承-SFD 局部结构在轴承外与挤压油膜之间还存在一段静子系统质量(红色阴影部分),即为图 4(d)所示的鼠笼弹性支承固定轴承的悬臂段(轴承外黄色阴影部分),这部分仍需采用与鼠笼肋条相同的实体建模方法,此时 SFD 刚度与鼠笼刚度为并联,再与轴承刚度串联。然而如图 4(c)所示, No. 1 支点轴承-SFD 局部结构的轴承外侧直接与挤压油膜相接,无与图 4(d)类似的静子系统质量间隔。

根据以上分析,在 No. 1 支点和 No. 3 支点处分别采用等效刚度阻尼 COMBIN 214 单元和嵌套双 COMBIN 214 单元方法进行轴承与 SFD 单元的设置。需要说明的是,图 4(e)和图 4(f)所示的轴承截面二维轴承单元模型仅是用以简化表示在商用有限元软件环境下的 SFD 结构单元设置方法,并不代表轴颈处真实的支承特性。其真实支承特性是轴承截面属性与鼠笼弹性支承等实体结构共同作用的综合效果。

3 整机响应模型的验证

3.1 机匣振动响应仿真

根据文中第 2 节的分析,考虑阻尼器密封的部分泄漏及供油、排油孔的影响^[34],近似选取轴承近似理论全油膜状态计算阻尼值的 90% 作为 No. 1 和 No. 3 轴承外 SFD 的阻尼值,即 200 (N·s)/mm 和 365 (N·s)/mm。根据此次装配时各叶盘初始不平衡量及组合转子动平衡时磨削去除材料的不平衡量及相位,分别设置离心压气

机叶盘、燃气涡轮叶盘和自由涡轮叶盘的不平衡量为 0.51、0.27、0.62 g·cm,其中离心压气机不平衡相位领先燃气涡轮 109°。为与文中第 3.2 节中试验对比验证,求解器采用完全阻尼算法进行求解,依次提取压气机机匣与燃烧室机匣螺栓连接面Ⅱ处振动响应测点 5~测点 8 在发动机不同工作状态的振动响应值。

3.2 多位置-多传感器稳定工况振动响应试验

受内部高温和空间局促等因素的限制,目前航空涡轴发动机的整机振动测试均是通过安装在机匣上的振动传感器进行的。为验证整机响应模型的准确性,排除整机试车时发动机气动状态对测振结果的影响,选取发动机稳定工况进行测振试车试验,测试系统如图 5(a)所示。由图 1 可知,机匣外侧可以加装径向加速度的截面有:减速器前后机匣螺栓连接面Ⅰ,压气机机匣与燃烧室机匣螺栓连接面Ⅱ,燃烧室机匣与自由涡轮机匣螺栓连接面Ⅲ。分别计算连接面Ⅰ~Ⅲ上垂直与水平方向的振动响应值,每个截面取四个响应测点,分别标为测点 1~12。

由于离心压气机机匣与燃烧室机匣螺栓连接面处于发动机转子前后支点中间位置,能够较有效反映发动机的整机振动状态,所以原机选择连接面Ⅱ作为测振截面。又因为发动机静子支承和整机安装节具有各项异性,为验证响应模型在不同方向的计算值的相对大小,因此在此截面布置四路同型号耐高温振动传感器,其位置分布为顺时针的 11 点钟、3 点钟、6 点钟和 9 点钟方向,分别对应计算模型中的测点 5~测点 8,如图 5(b)所示。由于 12 点钟方向加装振动传感器时有干涉,因此就近选择 11 点钟方向替代,并建立局部

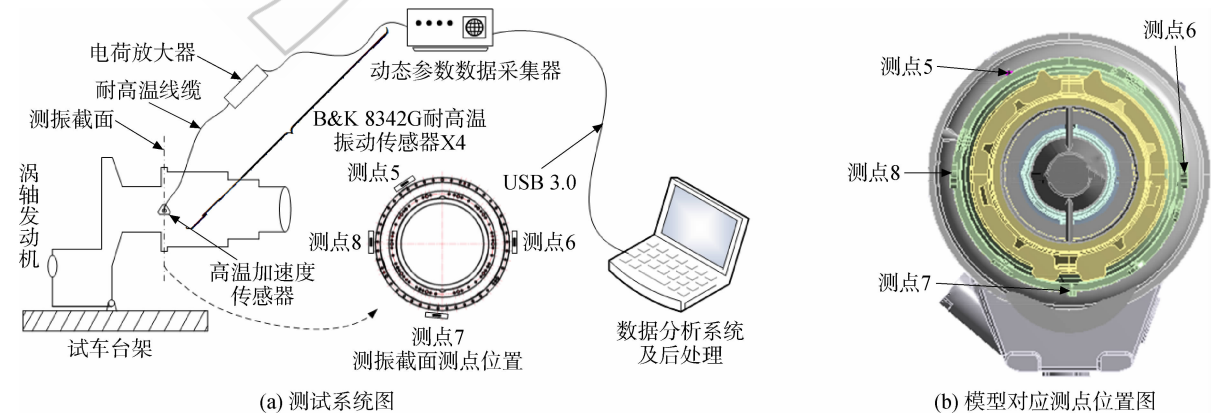


图 5 整机振动响应测试系统及测点位置图

Fig. 5 Diagram of the whole engine vibration response test system and measuring point positions

坐标系,选取振动值提取方向为发动机径向。为方便与试车台架自带测振数据相互校验,测振系统采样频率为设为 10 kHz,分析频宽设为 2 kHz,涵盖转子主要工况的 2~3 倍频范围。

根据发动机的使用工况,在地面慢车、空中慢车、巡航和最大连续工况稳定 5 min,间隔 30 s 分别记录各传感器在分析频带的振动响应总量,取所记录 10 组数据的均值如表 2 中测试值所示。

表 2 各测点振动响应测试值与计算值对比
Table 2 Comparison of vibration response test and calculated values of each measuring point

测点	振动总量/(mm/s)							
	地面慢车工况		空中慢车工况		巡航工况		最大连续工况	
	测试值	计算值	测试值	计算值	测试值	计算值	测试值	计算值
5	1.05	1.16	2.94	3.17	4.28	5.34	5.83	7.32
6	1.22	1.25	2.79	2.95	4.25	4.76	5.60	5.96
7	0.97	1.13	3.11	3.39	4.41	5.52	6.17	8.46
8	1.20	1.32	2.72	2.76	4.21	4.80	5.41	5.88

由表 2 中整机振动系统的计算值与稳定工况振动响应试验的测试值相比可以看出,首先,其量值处于同一数量级,且随着发动机工况增大,两者的值均呈增加趋势;其次,在发动机同一截面不同方向的测点上,计算值与测试值的相对大小关系吻合度高,即水平方向的测点 6 和测点 8 值相近,测点 7 的值普遍略大于测点 5;再者,在不同工况下,各测点间振动总量的相对大小关系不是一成不变的,如地面慢车工况时,水平方向测点 6 和测点 8 振动值略大于垂直方向测点 5 和 7 振动值,而最大连续工况时水平方向测点 6 和测点 8 振动值小于垂直方向测点 5 和测点 7 振动值;另外,计算值普遍大于测试值,这一方面与结构阻尼设定偏小有关;另一方面与振动测试时振动传感器及测振支座的附加质量有关,但是由于这些偏差为同向偏差,且偏差大小远远满足工程应用的误差范围,因此保留计算结果;最后,水平方向测点的计算值与测试值误差普遍小于垂直方向计算值与测试值的误差,因此在后续进行试验与仿真的对比验证时,此截面传感器位置优先选用水平测点。

4 挤压油膜阻尼对转子系统稳态响应的影响

通过文中第 3 节的计算与试验分析可知,所建立的整机振动系统可以满足整机振动响应计算的要求,为进一步深入分析 SFD 阻尼值对整机振动响应的影响,并且方便与后续验证试验相互对比,选取最大连续工况为研究背景,对 No. 1 和 No. 3 支点挤压油膜阻尼值进行讨论。

4.1 No. 1 支点挤压油膜阻尼影响

为研究燃气发生器前支点 No. 1 轴承外挤压油膜阻尼在发动机最大连续工况时对机匣测点振动响应的影响,设置燃气发生器转子转频 896 Hz 与自由涡轮转子转频 733 Hz 恒定,同时将自由涡轮前 No. 3 轴承外挤压油膜阻尼值设为零,分别计算 No. 1 支点处挤压油膜阻尼 0~500 (N·s)/mm 时,测点 5~测点 8 的响应值,如图 6 所示。

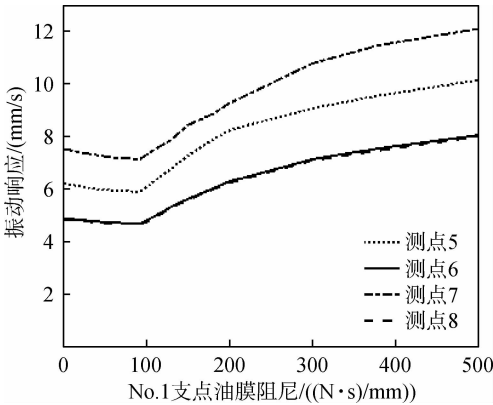


图 6 No. 1 支点阻尼变化对整机振动响应的影响
Fig. 6 Effect of No. 1 fulcrum damping change on vibration response of the whole engine

由图 6 可以看出,当发动机处于最大连续工况时,机匣Ⅱ截面各测点振动响应值随 No. 1 支点处挤压油膜阻尼的变化值趋势基本相同,均随阻尼增大而先减小后增大,约在 91 (N·s)/mm 处响应最小。垂向测点 7 和测点 5 的响应显著大于水平测点 6 与测点 8,这与文中第 3.2 节中试

验结论一致。水平测点 6 与测点 8 的计算值非常接近,这是因为该型发动机在水平方向的结构对称性较好。

4.2 No. 3 支点挤压油膜阻尼影响

为研究自由涡轮前支点 No. 3 轴承外挤压油膜阻尼在发动机最大连续工况时对机匣测点振动响应的影响,同样设置其转子转速恒定,同时将燃气发生器前支点 No. 3 轴承外挤压油膜阻尼值设为零,分别计算 No. 3 支点处挤压油膜阻尼 0~900 (N·s)/mm 时,测点 5~测点 8 的响应值,如图 7 所示。

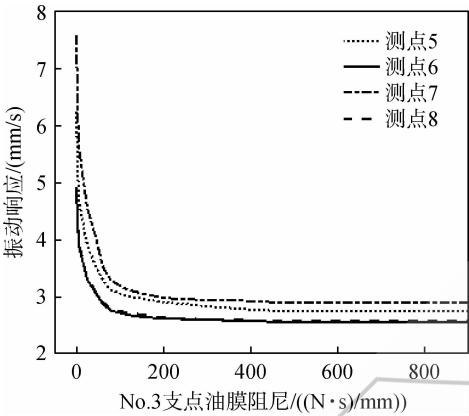


图 7 No. 3 支点阻尼变化对整机振动响应的影响
Fig. 7 Effect of No. 3 fulcrum damping change on vibration response of the whole machine

由图 7 可以看出,当发动机处于最大连续工况时,机匣Ⅱ截面各测点振动响应值随 No. 3 支点处挤压油膜阻尼的变化值趋势基本相同,均随阻尼增大而迅速减小后趋于稳定。图中水平与垂直方向各测点间大小相互关系与文中第 4.1 节中分析一致,说明模型添加在各支点处的线性挤压油膜阻尼值不改变发动机各个方向响应的相互关系。

4.3 两支点阻尼同时变化影响

文中第 4.1 和 4.2 节分析了单个转子油膜阻尼变化对整机机匣测点的影响,但是在发动机的使用过程中,由于 SFD 结构一般不可变,其阻尼值主要与供油压力有关,而各阻尼器供油压力变化同步,因此有必要研究 No. 1 和 No. 3 支点处挤压油膜阻尼值同时变化对机匣测点振动响应的影响。参考文中第 2.1 节中采用长、短轴承近似理论所得的两个支点的挤压油膜阻尼值的相对关系,采用插值和外推的方法,近似计算得 No. 1 支点挤压油膜阻尼值 0~500 (N·s)/mm 与 No. 3

支点处挤压油膜阻尼值 0~900 (N·s)/mm 的对应关系如图 8 横坐标所示。机匣测点在两支点阻尼器阻尼同步变化时的振动响应如图 8 所示。

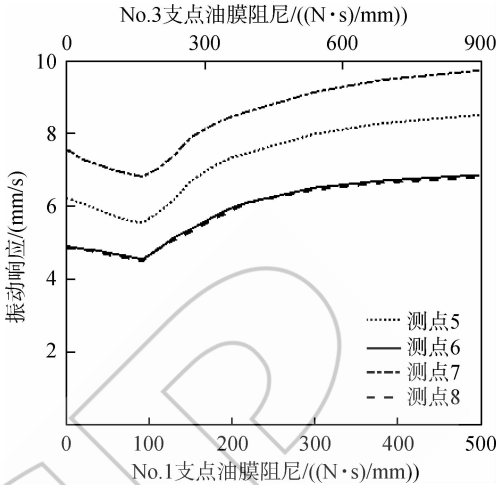


图 8 No. 1 和 No. 3 支点阻尼同时变化对整机振动响应的影响
Fig. 8 Effect of simultaneous change of No. 1 and No. 3 fulcrum dampings on vibration response of the whole engine

由图 8 可以看出,两支点挤压油膜阻尼同步变化时,机匣测点响应趋势与 No. 1 支点处阻尼变化趋势相近,机匣响应随阻尼增大呈先减小后增大且增速逐渐放缓的变化过程。各测点振动响应也均在 No. 1 支点挤压油膜阻尼 91 (N·s)/mm (No. 3 支点挤压油膜阻尼 165 (N·s)/mm) 处响应最小。

5 基于滑油中断试验的油膜阻尼影响验证

5.1 某型涡轴发动机滑油中断试验简介

航空涡轴发动机在正常工况下,由 SFD 对转子系统持续提供恒定的阻尼。本文所研究的某型涡轴发动机 SFD 与目前绝大多数发动机用阻尼器一样,为参数不可调结构,因此在整机试车试验中探究阻尼器阻尼效果对发动机振动响应的影响非常困难。为解决此问题,在尽可能不改变发动机零、部件结构的前提下,结合发动机研制过程中国军标的试验要求,提出通过对滑油中断试验的振动响应测试,研究有无挤压油膜阻尼对转子系统振动的影响。

根据 GJB 242A-2018《航空涡轮螺桨和涡轮轴发动机通用规范》和 GJB 241A-2010《航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范》中对发动机滑油中断稳定运行工作能力的要求,设计本试验系

统如图 9 所示。图 9 中所示电磁阀为常闭单向电磁阀,即在不通电的情况下(阀门关闭),外部空气无法按图示箭头方向进入机匣滑油腔内,只有在通电的情况下(阀门打开)外部空气才能进入滑油腔内;而按图示箭头反方向,无论通电与否,油腔与外界都是相通的,当油腔压力大于外界大气压时,油就会通过电磁阀泄漏到外部。

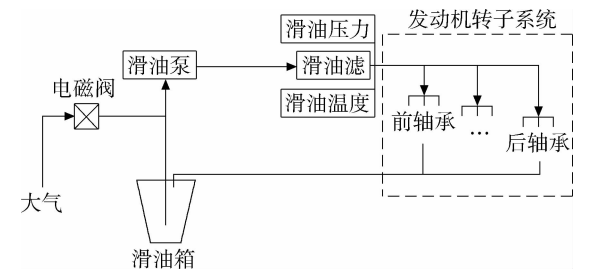


图 9 滑油中断试验系统简图

Fig. 9 Schematic diagram of the lubricating oil interruption test system

滑油中断试验过程:发动机保持在最大连续工况,切换断油电磁阀,终止滑油箱向发动机供滑油,此时滑油进油压力在 1.85 s 的时间内由 0.365 MPa 下降至 0.056 MPa,紧接着在 9.48 s 的时间内由 0.056 MPa 下降至约为 0 MPa。当停止向滑油泵供滑油后,同时向滑油泵进口供应空气,吹除滑油通道内的残余滑油,保持发动机工况稳定 30 s。此过程通过机匣测点对发动机整机振动进行监测,选取离心压气机机匣与燃烧室机匣连接面顺时针 3 点钟方向(测点 6)布置振动测点,测振系统采样频率为 10 kHz,分析频宽为 2 kHz。

5.2 试验数据分析

为准确反映滑油中断前后,即 SFD 失效前后,发动机稳定工况转子系统振动情况,对滑油中断前后 40 s 的振动数据进行时频分析,如图 10 所示,图中燃气发生器转子基频为 Ω_g ,自由涡轮基频为 Ω_f 。将其中转子稳定状态的滑油中断前①时刻和滑油中断后②时刻进行频谱分析,如图 11 所示,图中 a 为振动幅值, g 为重力加速度。对比图 11(a)和图 11(b)可以明显看出,滑油中断后,燃气发生器的基频与 2 倍频幅值均显著下降,自由涡轮的基频幅值增大,2 倍频幅值减小,其变化统计如表 3 所示。

通过文中第 5.2 节分析可以得出,在滑油中断后,随着供油压力趋近于 0 MPa,SFD 中油膜破裂至消失,阻尼器提供的油膜阻尼值也趋近于零,

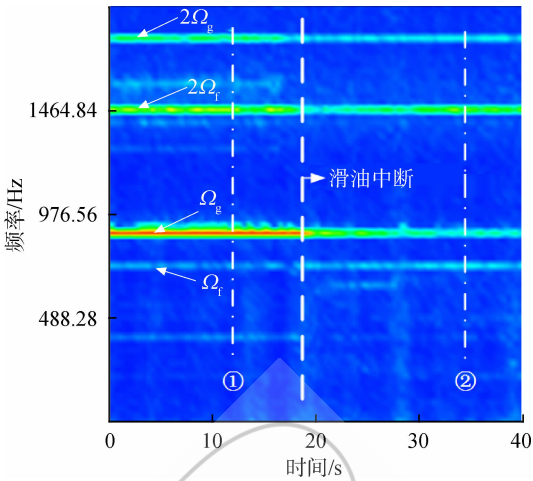
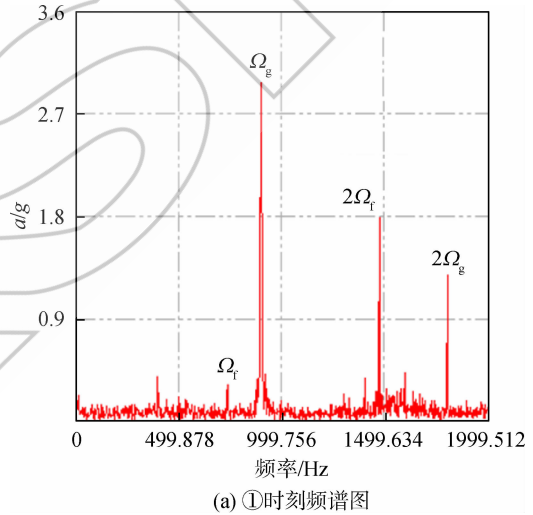
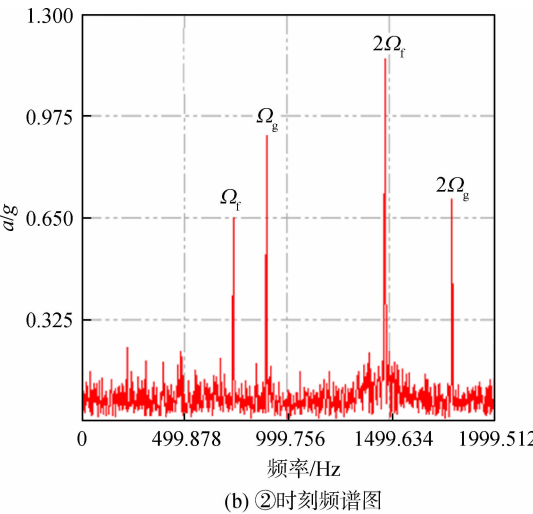


图 10 滑油中断试验前后振动时频图
Fig. 10 Vibration time-frequency diagram before and after the lubricating oil interruption test



(a) ①时刻频谱图



(b) ②时刻频谱图

图 11 滑油中断前后频谱图
Fig. 11 Spectrum before and after the lubricating oil interruption test

表 3 滑油中断前后振动响应变化

Table 3 Vibration response change before and after lubricating oil interruption

条件	响应值/(mm/s)				振动响应总量/ (mm/s)
	燃气发生器 转子基频	自由涡轮 转子基频	燃气发生器 转子 2 倍频	自由涡轮 转子 2 倍频	
滑油中断前	5.19	0.67	1.10	1.89	5.597
滑油中断后	1.58	1.37	0.61	1.23	3.168
中断前后变化率/%	−69.6	+104.5	−44.5	−34.9	−43.4

此时发动机整机振动总量下降 43.4%。其中,燃气发生器转子与自由涡轮转子的振动响应变化相反,即燃气发生器转子振动变小,自由涡轮转子振动增大。这说明在最大连续工况下,No.1 支点 SFD 的阻尼放大了燃气发生器转子的振动,No.3 支点 SFD 的阻尼值抑制了自由涡轮转子的振动。

5.3 试验结果与仿真值对比

选取与滑油中断试验测振位置相同的测点 6 的阻尼变化情况进行分析,如图 12 所示。图 12 中 No.1 与 No.3 支点阻尼单独变化以及同步变化的假设与第 4 节中一致。由图 12 中可以看出,当各支点阻尼值同时趋近于零时,燃气发生器转子支点阻尼贡献为主导的振动响应值减小,自由涡轮转子支点阻尼贡献为主导的振动响应值增大,双转子支点阻尼同时作用下的振动响应值减小。其变化关系如表 4 所示,表中分为三种情况考虑:燃气发生器主导 (No.1 支点阻尼为 200 (N·s)/mm, No.3 支点阻尼为零);自由涡轮主导 (No.1 支点阻尼为零, No.3 支点阻尼为 365 (N·s)/mm);共同作用 (No.1 支点阻尼为 200 (N·s)/mm, No.3 支点阻尼为 365 (N·s)/mm)。与文中第 5.2 节中表 3 对比可知,由于计算模型转子不存在不对中、碰摩等情况,因此燃气发生器支点阻尼主导的振动响应变化对应于试验中的燃气发生器转子基频响应变化,自由涡轮支点阻尼

主导的振动响应变化对应于试验中自由涡轮转子基频响应变化,双转子支点阻尼共同作用振动响应变化对应于试验中的振动总量变化。通过对比发现仿真计算的结果与试验值的趋势吻合度较高,一方面验证了整机仿真模型各参数设置的准确性,特别是 No.1 与 No.3 支点 SFD 建模方法的合理性;另一方面也解释了滑油中断后,燃气发生器转子与自由涡轮转子振动响应变化相反这一动力学特征的原因。

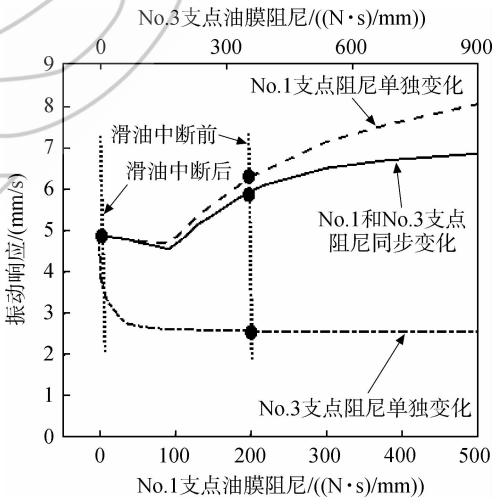


图 12 滑油中断前后振动响应仿真值
Fig. 12 Simulation value of vibration response before and after lubricating oil interruption

表 4 滑油中断前后振动响应仿真值

Table 4 Simulation value of vibration response before and after lubricating oil interruption

条件	振动响应值/(mm/s)		
	燃气发生器主导	自由涡轮主导	共同作用
滑油中断前	6.31	2.57	5.96
滑油中断后 (No.1 与 No.3 支点油膜阻尼均为零)	4.92	4.92	4.92
中断前后变化率/%	−22.0	+91.4	−17.4

基于以上结论,提出在 No. 1 轴承外 SFD 的供油通道上加装电磁阀门等开关机构,在发动机启动与停车转子跨越临界转速时,开关打开,SFD 正常工作。当发动机进入稳态工况时,开关关闭,SFD 失效。根据本文所得结论,如表 3 所示,采用该控制方案,可以使发动机在最大连续工况时燃气发生器转子基频振动幅值减小,自由涡轮振动基本保持恒定,发动机振动总量减小 43.4% 以上。

6 结 论

本文以搭建的某型涡轴发动机整机振动系统为基础,通过仿真和试验的方法探究了该发动机转子支承阻尼对整机振动响应的影响,主要结论有两点:

1) 通过计算仿真与试验验证的对比,说明利用搭建的涡轴发动机整机振动系统可以进行发动机稳态工况振动响应计算分析,机匣测振截面各点仿真值与试验值均在同一量级,且不同方向测点响应值相对大小关系基本一致,发动机不同稳定工况同一截面各向测点间相对大小关系也会发生改变。

2) 通过稳态变阻尼仿真与滑油中断试验结果的对比,说明了在该型发动机在整机滑油中断后,燃气发生器转子振动下降,自由涡轮转子振动增强,整机振动总量减弱这一现象的原因与 No. 1 支点和 No. 3 支点处挤压油膜阻尼值的变化对转子系统振动响应的作用相反有关。

最后,假想提出降低该型发动机在最大连续工况下整机振动的有效方法为适当减小 No. 1 支点处挤压油膜阻尼值,当然采取 SFD 局部滑油压力控制或改进为可变结构的 SFD 等具体方法,以及改变挤压油膜阻尼值在动力学其他方面的协调性等问题还需要进一步深入研究,在此仅提出初步研究思路。

参考文献:

[1] HONG J, CHEN M, LIU S. Application of whole engine finite element models in aero-engine rotordynamic simulation analysis[R] ASME Paper GT2007-27162, 2007.

[2] 张大义,刘烨辉,梁智超,等. 航空发动机双转子系统临界转速求解方法[J]. 推进技术,2015,36(2):292-298.

ZHANG Dayi, LIU Yehui, LIANG Zhichao, et al. Prediction for critical speed of double spools system in aero engines[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(2): 292-298. (in Chinese)

[3] 张大义,刘烨辉,洪杰,等. 航空发动机整机动力学模型建立与振动特性分析[J]. 推进技术,2015,36(5):768-773.

ZHANG Dayi, LIU Yehui, HONG Jie, et al. Investigation on dynamical modeling and vibration characteristics for aero engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(5):768-773. (in Chinese)

[4] QU M J, CHEN G. Effect of the aero-engine mounting stiffness on the whole engine coupling vibration[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(7):72501.1-72501.13.

[5] 陈萌,马艳红,刘书国,等. 航空发动机整机有限元模型转子动力学分析[J]. 北京航空航天大学学报,2007,33(9):1013-1016.

CHEN Meng, MA Yanhong, LIU Shuguo, et al. Rotor dynamic analysis of whole aero-engine models based on finite element method[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 33(9):1013-1016. (in Chinese)

[6] 章健,张大义,王永锋,等. 共用支承-转子结构系统振动耦合特性分析[J]. 北京航空航天大学学报,2019,45(9):1902-1910.

ZHANG Jian, ZHANG Dayi, WANG Yongfeng, et al. Coupling vibration characteristics analysis of shared support-rotor system[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2019, 45(9):1902-1910. (in Chinese)

[7] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安:西北工业大学出版社,2015.

[8] 张世平,晏砺堂. 高效油膜阻尼器的研究与开发[J]. 航空动力学报,1991,6(2):180-184.

ZHANG Shiping, YAN Litang. Development of an efficiency oil film damper for improving the control of rotor vibration[J]. Journal of Aerospace Power, 1991, 6(2):180-184. (in Chinese)

[9] 刘展翅,廖明夫,丛佩红,等. 航空发动机转子挤压油膜阻尼器设计方法[J]. 航空动力学报,2015,30(11):2762-2770.

LIU Zhanchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong, et al. Design method of squeeze film damper for aero-engine rotors[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11):2762-2770. (in Chinese)

[10] LEE G J, KIM J, STEEN T. Application of computational fluid dynamics simulation to squeeze film damper analysis[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(10):102501.1-102501.11.

[11] WANG Z, ZHANG G, WEN J, et al. Numerical modeling of the flow in the squeeze film dampers with oil feed groove by computational fluid dynamic analysis[J]. Journal of Engineering Tribology, 2016, 231(6):693-707.

[12] 王震林,刘占生,张广辉,等. 基于厚板的弹性环式挤压油膜阻尼器建模及动力学特性系数识别[J]. 航空动力学报,2019,34(3):635-642.

WANG Zhenlin, LIU Zhansheng, ZHANG Guanghui, et al. Numerical modelling of elastic ring squeeze film damper

- based on thick plate and force coefficient identification[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(3): 635-642. (in Chinese)
- [13] 邓吟, 林力, 史亚杰, 等. 基于有限元素法的挤压油膜动力特性研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(5): 531-535. DENG Yin, LIN Li, SHI Yajie, et al. Dynamic characteristic of squeeze film based on finite element method[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2006, 32(5): 531-535. (in Chinese)
- [14] DE SANTIAGO O C, SAN ANDRÉS L A. Imbalance response and damping force coefficients of a rotor supported on end sealed integral squeeze film dampers[R]. ASME Paper 99-GT-203, 1999.
- [15] SAN ANDRÉS L. Unbalance response of a test rotor supported on squeeze film dampers[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1998, 120(2): 397-404.
- [16] ZHANG W, HAN B, LI X, et al. Multiple-objective design optimization of squirrel cage for squeeze film damper by using cell mapping method and experimental validation[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 132: 66-79.
- [17] 徐方程, 徐宁, 曹智选, 等. 供油压力对带有鼠笼弹性支承挤压油膜阻尼器的转子系统振动特性的实验研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(增刊): 57-62. XU Fangcheng, XU Ning, CAO Zhixuan, et al. Experimental investigation of oil supply pressure on vibration characteristics of rotor system with squirrel-cage and squeeze film damper[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(Suppl.): 57-62. (in Chinese)
- [18] 祝长生, 汪希莹. 挤压油膜阻尼器对转子振动进行分段控制有效性的试验研究[J]. 振动与冲击, 1996, 15(3): 88-92. ZHU Changsheng, WANG Xixuan. Experimental study on the effectiveness of piecewise control of rotor vibration with squeeze film damper[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 1996, 15(3): 88-92. (in Chinese)
- [19] 祝长生. 新型动静压挤压油膜阻尼器对转子系统振动的控制能力[J]. 航空学报, 1996, 17(2): 227-233. ZHU Changsheng. Ability of an advanced hybrid squeeze film damper to control rotor system vibration[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 1996, 17(2): 227-233. (in Chinese)
- [20] 祝长生, 汪希莹. 结构参数可控的挤压油膜阻尼器对柔性转子振动的控制[J]. 浙江大学学报(自然科学版), 1994, 28(6): 613-621. ZHU Changsheng, WANG Xixuan. Vibration control of flexible rotor by squeeze film damper with controllable structural parameters[J]. *Journal of Zhejiang University (Natural Science)*, 1994, 28(6): 613-621. (in Chinese)
- [21] HESHMAT H, WALTON J F. Advanced multi-squeeze film dampers for rotor vibration control[J]. *Tribology Transactions*, 1991, 34(4): 489-496.
- [22] HEIDARI H R, SAFARPOUR P. Design and modeling of a novel active squeeze film damper[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, 105: 235-243.
- [23] 马艳红, 王虹, 洪杰. 带金属橡胶油膜环的自适应挤压油膜阻尼器非协调响应研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(2): 390-395. MA Yanhong, WANG Hong, HONG Jie. Investigation of non-synchronous response of adaptive squeeze film damper with metal rubber oil film ring[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(2): 390-395. (in Chinese)
- [24] 骆志明, 冯庚斌, 任兴民, 等. 可控挤压油膜阻尼器-转子系统主动控制试验[J]. 振动、测试与诊断, 1999, 19(4): 33-36. LUO Zhiming, FENG Gengbin, REN Xingmin, et al. Active control test of controllable squeeze film damper-rotor system[J]. *Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis*, 1999, 19(4): 33-36. (in Chinese)
- [25] 任兴民, 秦卫阳, 段向春, 等. 转子系统振动主动控制研究[C]//中国航空学会第十一届发动机结构强度振动学术讨论会论文集. 山东 威海: 中国航空学会, 2007: 189-192.
- [26] 余栋栋, 何立东, 陈钊, 等. 弹性阻尼支撑抑制不对中转子振动试验研究[J]. 机电工程, 2018, 35(11): 1184-1189. YU Dongdong, HE Lidong, CHEN Zhao, et al. Experimental study on vibration control of misaligned rotors with elastics damping support[J]. *Journal of Mechanical and Electrical Engineering*, 2018, 35(11): 1184-1189. (in Chinese)
- [27] 桑潇潇, 廖明夫, 李为. 故障转子挤压油膜阻尼器减振特性实验[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(5): 977-980. SANG Xiaoxiao, LIAO Mingfu, LI Wei. Experimental study on vibration reduction characteristics of faulty rotor squeeze film damper[J]. *Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis*, 2015, 35(5): 977-980. (in Chinese)
- [28] MA Liang, ZHANG Junhong, LIN Jiewei, et al. Dynamic characteristics analysis of a misaligned rotor-bearing system with squeeze film dampers[J]. *Journal of Zhejiang University: Science A (Applied Physics and Engineering)*, 2016, 17(8): 614-631.
- [29] 李其汉, 赵福安, 张世平. 带弹性阻尼支承的转子系统丢失叶片瞬态响应试验研究[J]. 航空动力学报, 1992, 7(2): 103-107. LI Qihan, ZHAO Fuan, ZHANG Shiping. Experimental investigation on blade loss transient response of rotor with flexible damped support[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1992, 7(2): 103-107. (in Chinese)
- [30] 侯理臻, 廖明夫, 王卫国, 等. 叶片飞脱下转子动力学响应实验[J]. 航空动力学报, 2019, 34(5): 1010-1019. HOU Lizhen, LIAO Mingfu, WANG Weiguo, et al. Experiment of rotor dynamics under fan blade off[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(5): 1010-1019. (in Chinese)
- [31] RABINOWITZ M D, HAHN E J. Experimental evaluation of squeeze film supported flexible rotors[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1982, 104(3): 495-503.
- [32] 李舜酩, 陈钊, 李彦. 一种挤压油膜阻尼器的动力特性分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(5): 44-48. LI Shunming, CHEN Zhao, LI Yan. Dynamic characteristic analysis on a squeeze film damper[J]. *Journal of Vibration*

and Shock,2009,28(5):44-48. (in Chinese)

[33] 陈果. 航空发动机整机耦合动力学模型及振动分析[J]. 力学学报,2010,42(3):548-559.

CHEN Guo. Coupling dynamic model and dynamic analysis for whole aero-engine[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2010, 42 (3): 548-559. (in Chinese)

[34] 晏砺堂,刘方杰,李其汉. 带定心弹支挤压油膜阻尼器刚性转子的稳态特性计算和实验研究[J]. 振动与冲击,1982,1(4):19-27.

YAN Litang, LIU Fangjie, LI Qihan. Investigation of steady state dynamics of a rigid rotor with squeeze film damper and parallel centering spring[J]. Journal of Vibration and Shock,1982,1(4):19-27. (in Chinese)

(编辑:陈 越)