

油膜间隙对非同心型SFD-变转速转子系统动力特性的影响

聂卫健^{1,2}, 李 坚^{1,2}, 唐 广^{1,2}, 刘飞春^{1,2}, 袁 巍^{1,2}

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 中国航空发动机集团航空发动机振动技术重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 为研究油膜间隙对非同心型挤压油膜阻尼器(NCSFD)-变转速转子系统动力特性的影响,以航空发动机变转速转子系统为研究对象,提出了转子动力学特性一致设计原则并设计了一套模拟转子,开展了不同油膜间隙下NCSFD-转子系统的动力特性分析和试验研究,结果表明模拟转子与真实转子的动力特性具有良好的一致性,0.10 mm的油膜间隙较为合理。此外,基于优选油膜间隙开展了转子系统的宽速域稳定性试验研究,结果表明转子在 $0.51n \sim 1.00n$ (n 为转子工作转速)范围内定转速下的振动位移变化量不超过 $4 \mu\text{m}$,振动加速度变化量不超过 $0.04g$,具有较宽的稳定工作转速范围。本研究为航空发动机变转速转子工程设计和减振设计提供了参考。

关键词: 航空发动机;非同心型挤压油膜阻尼器;非线性;油膜间隙;转子动力学

中图分类号: V231.96

文献标识码: A

文章编号: 1672-2620(2024)06-0001-08

DOI: 10.3724/j.GTER.20240043

Effect of oil film clearance on dynamic characteristics of variable speed rotor with non-concentric SFD

NIE Weijian^{1, 2}, LI Jian^{1, 2}, TANG Guang^{1, 2}, LIU Feichun^{1, 2}, YUAN Wei^{1, 2}

(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China; 2. Key Laboratory of Aero-engine Vibration Technology, Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: To study the influence of different oil film clearances on the dynamic characteristics of a non-concentric squeeze film damper (NCSFD) variable speed rotor system, the variable speed rotor system of an aero-engine was taken as the research object, the consistent design principle of rotor dynamic characteristics was put forward, and a simulated rotor was designed. Analysis and experimental study on the dynamic characteristics of the rotor under different oil film clearances were carried out. The results show that the dynamic characteristics of the simulated rotor and the real rotor are in good agreement. Besides, it has been found that a 0.1 mm oil film clearance is more reasonable. In addition, based on the optimized oil film clearance, research on the wide-speed domain of the rotor system was carried out. In the range of $0.51n$ to $1.00n$, the vibration displacement change does not exceed $4 \mu\text{m}$, the vibration acceleration change does not exceed $0.04g$, and the rotor runs stably within a wide working speed range. The study provides a reference for the engineering design and vibration reduction design of variable speed rotors in aircraft engines.

Key words: aero-engine; NCSFD; nonlinear; oil clearance; rotor dynamic

1 引言

倾转旋翼机通过倾转旋翼实现直升机与涡桨飞机之间的模式转换,同时兼具二者之间的飞行优势,

避免了复合直升机在高速飞行时的旋翼废阻,使其速度更快、巡航经济性更好^[1]。随着旋翼机对航空发动机经济性、多用途的要求不断提高,航空发动机

收稿日期: 2024-03-29

基金项目: 中国航发创新基金(CXPT-2022-031)

作者简介: 聂卫健(1991-),男,江西抚州人,高级工程师,博士研究生,主要从事航空发动机转子动力学研究。

需要在宽域的转速范围内实现稳定运行,传统定速的航空发动机已无法满足该要求,使得变转速航空发动机设计成为旋翼机的关键技术^[2]。为实现倾转旋翼机在宽域的转速范围内稳定工作的目标,NASA应用中线概念设计出了4级可变动力涡轮,并证实了输出转速变化50%的变速动力涡轮的可行性^[3-4],但其研究不够深入。因此,开展变转速转子系统减振设计和宽域工作转速稳定性研究具有重要意义。

挤压油膜阻尼器(Squeeze film damper, SFD)常用于航空发动机减振结构设计中。按照有无定心弹性支承,可分为同心型SFD(CSFD)和非同心型SFD(NCSFD),相比于CSFD, NCSFD占用空间小、结构简单,但由于缺少定心弹性支承,其非线性更强。国内外学者针对CSFD和NCSFD开展了大量的研究。BARRETT^[5]和HOLMES^[6]等研究了CSFD的力学机理与减振特性;ROBERTS等^[7]通过试验研究了CSFD的非线性,得出偏心率和振动幅值越大, SFD的非线性特征越显著的结论;HOLMES^[8-9]和SYKES^[10]等通过试验和理论研究,发现SFD的油膜力具有高度非线性的特征;白杰等^[11]对带CSFD-转子系统在突加不平衡的响应进行了分析和试验研究;夏南^[12]和孟光^[13]等研究了柔性转子-NCSFD系统的非线性和非协调响应;崔颖等^[14]建立了三维非定常空化流场数值模型,计算分析了NCSFD的空化流场特性;陈松淇等^[15]计算了刚性转子在无定心弹簧的挤压油膜阻尼器支承中的稳态不平衡响应;ANDRÉS等^[16-17]利用双向激励器研究了供油槽、静偏心和端封等结构参数对NCSFD动力特性的影响。祝长生等^[18]开展了CSFD与NCSFD在不同不平衡量大小及油膜径向间隙条件下的减振特性对比试验;冯义等^[19]则以某低压模拟转子为对象,开展了CSFD与NCSFD减振特性对比试验研究,结果表明CSFD可承受比NCSFD更大的转子不平衡量,但在较小的不平衡量范围内, NCSFD的减振效果更好;聂卫健等^[20]针对带NCSFD柔性转子开展了动力学与试验研究。

综上所述,目前的相关研究主要集中于NCSFD减振特性与机理分析,研究对象多为Jeffcott或者实验室简单转子模型,针对NCSFD-变转速转子系统的动力学,以及宽域工作转速工况下NCSFD的匹配适用还需开展进一步研究。为此,本文基于变

转速转子系统减振设计和宽域工作转速稳定性研究需求,开展变转速模拟转子设计和不同油膜间隙对NCSFD-转子系统动力特性的影响分析,经过理论分析选择合理的油膜间隙并进行试验验证;基于优选的油膜间隙,开展转子系统的宽速域试验研究,验证NCSFD与变转速转子的匹配适用性,期为航空发动机变转速转子工程设计和减振设计提供参考。

2 转子设计

2.1 设计原则

某变转速转子结构复杂且工作转速高,直接采用真实转子开展试验成本大、周期长、风险高。为将试验风险降至最低,同时保证研究成果可用于真实转子的结构设计,本研究开展模拟转子设计,提出动力学特性一致原则:

(1) 主体结构一致。轴承内环与轴、涡轮盘与轴等转子零件之间的配合关系、连接方式、轴向预紧方式、支点跨距、支承方式、支承刚度及轴承润滑方式等与真实转子一致。

(2) 惯量参数一致。两级动力涡轮盘采用模拟盘结构,其质量、质心、转动惯量等惯性参数与真实动力涡轮盘参数保持一致,同时在保证动力涡轮模拟盘强度满足要求的前提下,简化结构——取消真实轮盘的叶片、榫槽等结构,将模拟盘设计为光盘结构。

2.2 设计结果

转子结构见图1,主要由动力涡轮轴、2级涡轮模拟盘以及4个轴承组成。动力涡轮轴采用空心结构,转子采用4支点0-3-1支承方式,其中1号支点为滚子轴承,其余为滚珠轴承。2号支承处采用NCSFD结构,其结构示意图见图2。

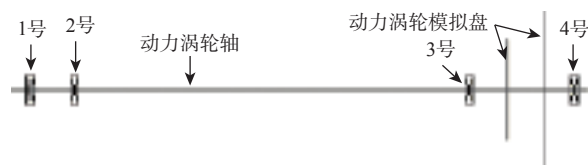


图1 转子结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of rotor structure

2.3 计算对比

基于有限元法,采用转子动力学专用软件SAMCEF/ROTOR分别建立模拟转子和真实转子

的动力特性计算模型,如图3、图4所示。在表1所示的支承刚度(初始设计刚度)下进行了前3阶临界转速和振型计算对比分析,结果见表2、表3。表2中, n 为转子工作转速。可以看出,模拟转子和真实转子的前3阶临界转速误差在4%以内,且前3阶振型基本一致。表明二者的动力特性具有良好的一致性,模拟转子很好地反映了转子的真实动力特性。

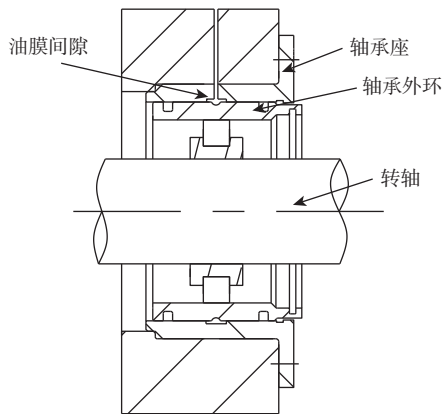


图2 NCSFD结构
Fig.2 Structure of NCSFD

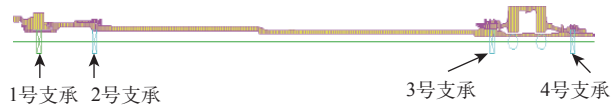


图3 模拟转子有限元计算模型
Fig.3 Finite element calculation model of simulated rotor

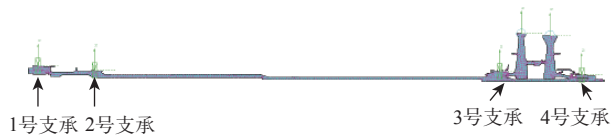


图4 真实转子有限元计算模型
Fig.4 Finite element calculation model of true rotor

表1 计算用支承刚度
Table 1 Stiffness of each support

支承编号	1号	2号	3号	4号
支承刚度/(10^7 N/m)	5.00	1.50	3.50	0.01

表2 临界转速计算结果对比
Table 2 Comparison results of the critical speeds

阶次	真实转子	模拟转子	设计误差/%
第一阶	$0.278n$	$0.264n$	2.50
第二阶	$0.515n$	$0.517n$	0.30
第三阶	$1.465n$	$1.488n$	3.98

表3 振型计算结果对比
Table 3 Comparison results of the mode shapes

阶次	真实转子振型	模拟转子振型
第一阶		
第二阶		
第三阶		

3 转子动力特性分析

3.1 转子运动微分方程

忽略转子的轴向运动,考虑陀螺力矩,同时将各支承处的作用力和不平衡力作为外力,则转子运动方程可写为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{G}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F}_1 + \mathbf{F}_2 \tag{1}$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{G}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别表示惯性矩阵、陀螺矩阵和刚度矩阵, $\mathbf{u}$ 为位移向量, $\mathbf{F}_1$ 和 $\mathbf{F}_2$ 分别表示外部作用力和支承处作用力。

以 N 表示内部自由度、 J 表示界面物理自由度,采用固定界面模态综合法^[21-22]对转子系统维数进行缩减,建立转子系统的运动微分方程组,见式(2)。

$$\begin{bmatrix} \overline{\mathbf{M}}_{NN} & \overline{\mathbf{M}}_{NJ} \\ \overline{\mathbf{M}}_{JN} & \overline{\mathbf{M}}_{JJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_N \\ \ddot{\mathbf{u}}_J \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \overline{\mathbf{G}}_{NN} & \overline{\mathbf{G}}_{NJ} \\ \overline{\mathbf{G}}_{JN} & \overline{\mathbf{G}}_{JJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_N \\ \dot{\mathbf{u}}_J \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \overline{\mathbf{K}}_{NN} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \overline{\mathbf{K}}_{JJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_N \\ \mathbf{u}_J \end{bmatrix} = \overline{\mathbf{F}}_1 + \overline{\mathbf{F}}_2 \tag{2}$$

式中: $\overline{\mathbf{M}}$ 、 $\overline{\mathbf{G}}$ 、 $\overline{\mathbf{K}}$ 、 $\overline{\mathbf{F}}$ 分别为缩减后模态空间的惯性矩阵、陀螺矩阵、刚度矩阵和模态力, $\mathbf{q}$ 为模态空间中的位移。

3.2 非线性响应特征

为研究油膜间隙对转子系统非线性响应特征的影响,当2号支承处NCSFD油膜间隙(本文所指油膜间隙均为半径方向的间隙,用 c 表示)分别为0.05 mm、0.10 mm和0.15 mm时,1号、3号、4号支承的刚度阻尼保持不变,求解式(2)可得转子系统的响应,最终得到转子在不同油膜间隙下的响应分岔图,如图5所示。

由图5可知,由于NCSFD的存在,转子响应应具有明显的非线性特征,且不同油膜间隙下分岔图变化规律大体相似:在低转速下转子表现为单周期运动,

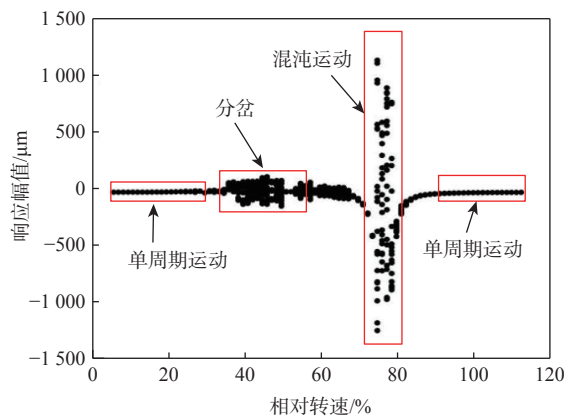
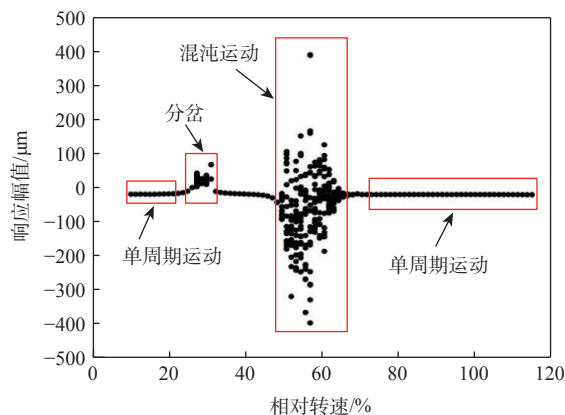
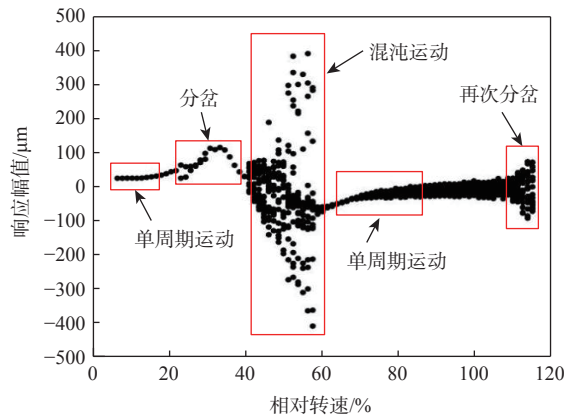
(a) $c=0.05$ mm(b) $c=0.10$ mm(c) $c=0.15$ mm

图5 转子分岔图

Fig.5 Bifurcation diagram

然后经过短暂分岔和倍周期分岔后逐步进入混沌运动,最后回归单周期运动。然而,由于油膜间隙不同,导致响应分岔点有所不同,单周期运动、混沌运动等区域的具体转速范围也存在差异。

此外,相比于较小油膜间隙($c=0.10$ mm),当油膜间隙较大($c=0.15$ mm)时,转子在高转速($1.0n$)下回归单周期运动后出现再次分岔的现象。因此,为

避免高转速下转子因强非线性造成振动特性较差、产生多频振动和影响转子工作使用寿命,NCSFD的油膜间隙取值不宜太大。

3.3 临界转速和振型

2号支承处采用NCSFD时,其支承刚度以油膜刚度为主,根据短轴承理论^[23],油膜刚度 K_0 计算公式为:

$$K_0 = \frac{\mu R L^3}{C^3} \cdot \frac{2\Omega \varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad (3)$$

式中: C 为油膜厚度; R 为轴颈半径; L 为油膜长度; μ 为滑油黏度, $\mu = \nu \cdot \rho$, ν 为滑油运动黏度, ρ 为滑油密度; ε 为偏心率; Ω 为转速。

当油膜间隙不同时,2号支承刚度见表4,计算得到不同油膜间隙下转子前3阶临界转速和振型,分别见表5、表6。由表可知:随着油膜间隙不断变大,转子前3阶临界转速均“前移”,前3阶振型弯曲程度也相应变大。其原因是:随着油膜间隙逐渐变大,支承处的油膜刚度不断变小,支承由刚性支承向弹性支承转换。

表4 支承刚度

Table 4 Stiffness of supports

油膜间隙/mm	支承刚度/(10^7 N/m)			
	1号	2号	3号	4号
0.05		2.59		
0.10	5.00	0.32	3.50	0.01
0.15		0.10		

表5 临界转速及裕度计算结果

Table 5 Calculation results of critical speed and margin

油膜间隙/mm	前3阶临界转速及裕度		
	第一阶	第二阶	第三阶
0.05	0.283n/44.54%	0.609n/5.80%	1.859n/85.93%
0.10	0.239n/22.06%	0.443n/31.47%	1.340n/33.95%
0.15	0.220n/12.01%	0.422n/34.73%	1.305n/30.50%

表6 振型计算结果

Table 6 Calculation result of vibration modes

油膜间隙/mm	前3阶振型		
	第一阶	第二阶	第三阶
0.05			
0.10			
0.15			

根据上述分析结果,同时考虑临界转速裕度^[23]和对转子在宽域转速范围内工作的要求,从理论分析角度,油膜间隙选择0.10 mm较为合适。接下来从试验角度加以验证。

4 油膜间隙影响试验研究

为研究不同油膜间隙对NCSFD-转子系统动力特性的影响,通过控制轴承座与轴承外环之间的间隙来控制油膜间隙(图2),加工3组轴承座(控制油膜间隙为0.05、0.10、0.15 mm)开展试验研究。

4.1 设备与测试安装

试验在卧式高速旋转试验器上进行,设备主要由动力系统、增速系统、支承系统、滑油系统、真空系统、控制系统与测试系统等组成。试验过程中的测试参数见表7,转子在试验器上的安装及测试示意图

图6,实物照片见图7。图6中,⊥表示垂直方向,=表示水平方向。

表7 转子试验测试参数

Table 7 Rotor experiment test parameters

测试参数	测试传感器	单位
振动响应	位移传感器(D ₁ ~D ₄)	μm
振动加速度	加速度传感器(A ₁ ~A ₆)	g

4.2 试验结果与分析

为研究不同油膜间隙对转子系统动力特性的影响,当2号支承处油膜间隙为0.05 mm、0.10 mm以及0.15 mm时,通过试验得到由D₁~D₄位移传感器测得的振动响应,如图8所示。

由图8可知,随着油膜间隙变大,临界转速“前移”,且临界转速下的转子挠度减小,表明NCSFD在

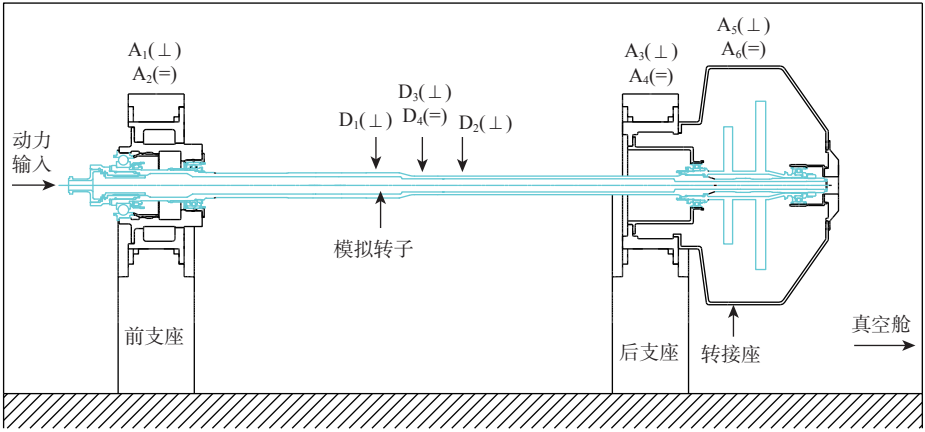


图6 试验安装测试示意
Fig.6 Installation and test diagram of the rotor

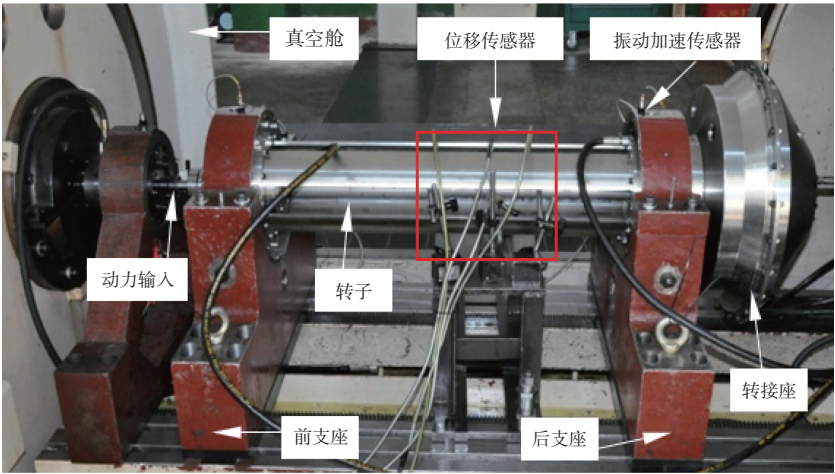


图7 转子安装实物照片
Fig.7 Photo of the rotor on the test rig

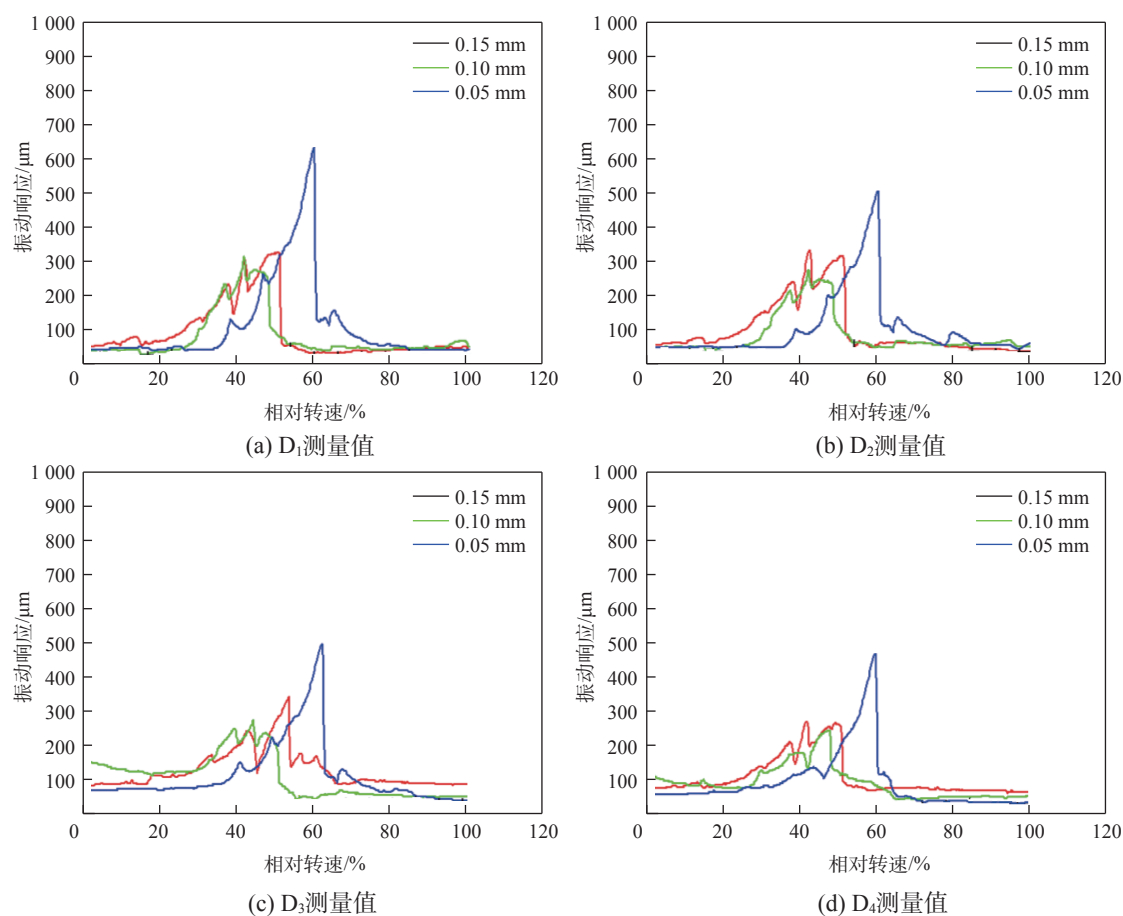


图8 不同油膜间隙转子振动响应随转速变化曲线

Fig.8 Rotor vibration response curve changes with speed under different oil film clearances

转子越过临界转速时具有良好的减振效果,但当油膜间隙大于0.10 mm时,转子挠度减小幅度趋于平缓。此外,当油膜间隙为0.05 mm时,转子响应幅值和对应转速均较大;当油膜间隙为0.15 mm时,转子越过临界后在高转速下的响应幅值较大;当油膜间隙为0.10 mm时,转子在临界转速下和高转速下的响应幅值较小,且可工作转速范围较宽。因此,油膜间隙取0.10 mm较为合理。

根据试验结果,得到不同油膜间隙下转子的临界转速(因第一阶临界转速不明显,对第二阶临界转速进行分析),并将试验结果与计算结果进行对比分析,见表8。表中,试验值为各测点平均值。在一定

范围内,随着油膜间隙变大,临界转速计算误差越来越大,但均不大于7.62%,计算模型较好地反映了转子的动力特性。

5 转子宽速域稳定性试验研究

基于优选的油膜间隙,开展NCSFD-转子系统在 $0.51n \sim 1.00n$ 宽速域的稳定性试验研究。驱动转子运行至不同特征转速,在特征转速下停留5 min,记录转子挠度和振动加速度的变化情况,分别见表9、表10。结果显示,转子系统在 $0.51n \sim 1.00n$ 宽域工作转速范围内挠度变化不超过 $4 \mu\text{m}$,振动加速度变化不超过 $0.04g$,变化量值很小。因此,可以认为转子系统在 $0.51n \sim 1.00n$ 宽域工作转速范围内运行稳定。

6 结论

开展了不同油膜间隙对NCSFD-变转速转子系统动力特性的影响以及变转速转子在宽域工作转速范围内的稳定性试验研究,为航空发动机变转速

表8 临界转速计算误差

Table 8 Calculation error of critical speeds

油膜间隙/mm	试验值	计算值	计算误差/%
0.05	$0.630n$	$0.609n$	3.21
0.10	$0.475n$	$0.443n$	7.04
0.15	$0.457n$	$0.422n$	7.62

表9 转子挠度变化值表
Table 9 Variations of rotor deflection

转速		0.51 <i>n</i>	0.57 <i>n</i>	0.63 <i>n</i>	0.69 <i>n</i>	0.74 <i>n</i>	0.80 <i>n</i>	0.86 <i>n</i>	0.91 <i>n</i>	0.97 <i>n</i>	1.00 <i>n</i>
挠度 变化值/ μm	D ₁	220~224	103~105	79~81	93~96	99~102	97~99	108~110	115~117	114~116	119~121
	D ₂	125~126	80~82	60~62	90~92	92~94	75~77	73~75	68~69	61~63	65~67
	D ₃	101~103	107~109	72~74	102~105	99~102	85~87	87~89	85~87	77~80	88~90
	D ₄	265~268	214~217	201~203	112~114	117~120	108~110	104~106	97~100	97~99	89~93

表10 振动加速度变化值
Table 10 Variations of vibration acceleration

转速		0.51 <i>n</i>	0.57 <i>n</i>	0.63 <i>n</i>	0.69 <i>n</i>	0.74 <i>n</i>	0.80 <i>n</i>	0.86 <i>n</i>	0.91 <i>n</i>	0.97 <i>n</i>	1.00 <i>n</i>
振动加速度 变化值/ <i>g</i>	A ₁	0.13~0.16	0.16~0.18	0.28~0.30	0.10~0.13	0.19~0.22	0.15~0.18	0.20~0.23	0.24~0.26	0.33~0.35	0.33~0.35
	A ₂	0.25~0.28	0.28~0.30	0.25~0.28	0.21~0.24	0.27~0.30	0.25~0.28	0.34~0.38	0.41~0.44	0.65~0.68	0.65~0.68
	A ₃	0.24~0.26	0.25~0.28	0.24~0.28	0.24~0.27	0.25~0.27	0.26~0.28	0.25~0.28	0.28~0.30	0.42~0.45	0.41~0.44
	A ₄	0.17~0.19	0.19~0.22	0.17~0.20	0.14~0.17	0.20~0.24	0.23~0.26	0.24~0.26	0.49~0.51	0.75~0.78	0.59~0.61
	A ₅	0.58~0.62	0.69~0.72	0.44~0.47	0.56~0.60	0.71~0.74	0.67~0.71	0.76~0.80	0.59~0.62	0.65~0.68	0.75~0.77
	A ₆	0.50~0.53	0.54~0.57	0.64~0.66	0.50~0.54	0.48~0.51	0.58~0.60	0.46~0.49	0.33~0.35	0.59~0.62	0.52~0.56

转子工程设计和减振设计提供了参考。主要结论如下:

(1) 设计的模拟转子动力特性与真实转子具有很好的一致性,提出的动力学相似设计方法可满足工程实际需要。

(2) NCSFD-转子系统表现出明显的非线性特征。在低转速下转子表现为单周期运动,而后经过分岔逐步进入混沌运动,最后又回归单周期运动。油膜间隙不同会导致分岔点、单周期运动和混沌运动区域的具体转速范围存在差异。

(3) 为满足变转速转子系统在高转速下响应幅值较小和宽域速稳定工作的要求,经过理论分析和试验验证,油膜间隙选取0.10 mm较为合理。如果需要扩大转子的的工作转速范围,可以增大油膜间隙,但需重点关注转子在高转速下的响应幅值。

(4) 转子系统在0.51*n*~1.00*n*范围内转子挠度变化量不超过4 μm ,振动加速度变化量不超过0.04*g*,运行平稳,具有较宽的工作转速范围。

参考文献:

- [1] BARRA F,CAPONE P,MONSTEIN R,et al. Implementation of a comprehensive mathematical model for tilt-rotor real-time flight simulation[C]//. 45th European Rotorcraft Forum. Warsaw, Poland;2019.
- [2] 宋明波,严平,王旭,等. 基于适航要求的某涡轴发动机最大不平衡探索[J]. 航空动力学报,2023,38(6):1467~1473.
- [3] WELCH G E. Overview of variable-speed power-turbine research[C]//. 2011 Technical Conference. Cleveland, USA;2011.
- [4] HENDRICKS E S,JONES S M,GRAY J S. Design optimization of a variable-speed power-turbine[R]. AIAA 2014-3445,2014.
- [5] BARRETT L E,GUNTER E J. Steady-state and transient analysis of a squeeze film damper bearing for rotor stability[R]. NASA-CR-2548,1975.
- [6] HOLMES R,DOGAN M. Investigation of a rotor bearing assembly incorporating a squeeze-film damper bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering Science,1982,24(3):129~137.
- [7] ROBERTS J B,ELLIS J,CARRASCO A. An experimental study of the nonlinear behavior of a squeeze-film bearing[J]. Journal of Tribology,1993,115(2):312~318.
- [8] HOLMES R,BOX S. On the use of squeeze-film dampers in rotor support structures[J]. Machine Vibration,1992(1):71~79.
- [9] HOLMES R,SYKES J E H. The vibration of an aero-engine rotor incorporating two squeeze-film dampers [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,Part G: Journal of Aerospace Engineering,1996,210(1):39~51.
- [10] SYKES J E H,HOLRNES R. The effects of bearing misalignment on the non-linear vibration of aero-engine rotor—Damper assemblies[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,Part G: Journal of Aerospace Engineering,1990,204(2):83~99.
- [11] 白杰,潘豹,何文博. 带挤压油膜阻尼器悬臂转子系统的突加不平衡响应分析[J]. 科学技术与工程,

- 2018, 18(24):299-305.
- [12] 夏南, 孟光. 双盘转子-非同心SFD系统的非协调响应和分叉特性[J]. 西北工业大学学报, 2000, 18(2):216-220.
- [13] 孟光, 薛中擎, 祝长生, 等. 柔性转子-非同心型挤压油膜阻尼器系统的非协调响应分析[J]. 航空动力学报, 1987, 2(2):121-125.
- [14] 崔颖, 王清智, 王永亮, 等. 非同心型挤压油膜阻尼器空化流场特性数值模拟[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2020, 41(7): 978-984.
- [15] 陈松淇, 王国源, 贾振波, 等. 刚性转子在无定心弹簧的挤压油膜阻尼器支承中的稳态不平衡响应[J]. 西北工业大学学报, 1985, 3(1):117-128.
- [16] ANDRÉS L S, Seshagiri S. Damping and inertia coefficients for two end sealed squeeze film dampers with a central groove: Measurements and predictions [R]. ASME GT2013-94273, 2013.
- [17] ANDRÉS L S. Force coefficients for a large clearance open ends squeeze film damper with a central feed groove: Experiments and predictions[J]. Tribology International, 2014, 71:17-25.
- [18] 祝长生, 毛川, 李鹏飞. 同心与非同心型挤压油膜阻尼器减振能力的实验比较[J]. 航空动力学报, 2017, 32(11):2672-2679.
- [19] 冯义, 邓旺群, 刘文魁, 等. 同心与非同心挤压油膜阻尼器减振特性对比试验研究[J]. 机械科学与技术, 2023, 42(6):978-984.
- [20] 聂卫健, 邓旺群, 卢艳辉, 等. 带非定心挤压油膜阻尼器柔性转子动力学与试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2022, 35(4):35-39.
- [21] 杨喜关, 罗贵火, 唐振寰, 等. 高维反向旋转双转子系统的建模方法及动力特性[J]. 航空动力学报, 2014, 29(3):585-595.
- [22] CHIANG H W D, HSU C N, TU S H. Rotor-bearing analysis for turbomachinery single- and dual-rotor systems[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(6):1096-1104.
- [23] 《航空发动机设计手册》总编委员会. 航空发动机设计手册第19册:转子动力学及整机振动[M]. 北京:航空工业出版社, 2000.