

突加不平衡下发动机振动响应分析

赵璐¹, 廖明夫¹, 洪亮², 雷新亮², 李明²,
王四季¹, 侯理臻¹, 邵增德¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 为了研究发动机的突加不平衡故障,建立了航空发动机低压转子模型,完成了转子实验器的模态校核。在此基础上对突加不平衡下实验器的转子件响应进行了理论分析与实验对比。进一步建立了转子-支承-机匣分析模型,完成了响应的分析与实验结果对比。结果表明:建立的转子-支承-机匣模型考虑了发动机实际运转过程中的角加速度项和挤压油膜阻尼器瞬态项,分析结果与实验结果相符,突加不平衡位置处振动位移响应的分析结果与实测结果之间的相对误差为 2.1%。在校核转子件响应后,将转子件载荷作为支承-机匣模型的载荷输入,考虑发动机结构特征,建立支承-机匣模型进行响应分析,分析结果与实验结果基本一致,对于靠近突加不平衡位置的振动速度响应,其分析结果与实测结果之间的相对误差不超过 4.7%。分析结果能够体现突加不平衡后转子响应的冲击特征和转子-支承-机匣响应层层减弱的过程,所建立的计算方法具有较好的推广性。

关键词: 低压转子; 突加不平衡; 转子-支承-机匣系统; 载荷; 瞬态计算

中图分类号: V235.13

文献标志码: A

Analysis of aero-engine vibration response under sudden unbalance

ZHAO Lu¹, LIAO Mingfu¹, HONG Liang², LEI Xinliang², LI Ming²,
WANG Siji¹, HOU Lizhen¹, SHAO Zengde¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Sichuan Gas Turbine Establishment,

Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: In order to study the sudden unbalance fault of engine, a low-pressure rotor model of aero-engine was established, and mode check was finished. On this basis, comparison between analysis and test results of the rotor response of test rig under sudden unbalance was conducted. Then analysis model of the rotor-support-case was established, and comparison between analysis and test results was finished. Result showed that, the angular acceleration term and the transient term of the squeeze film damper, which exist during the actual operation of engine, were taken into account when establishing the rotor-support-case model, and the analysis results were in agreement with the test results. The relative error between analysis result and test result of vibration displacement response at sudden unbalance position was 2.1%. After checking the re-

收稿日期: 2021-01-12

基金项目: 国家科技重大专项(2017-IV-0001-0038)

作者简介: 赵璐(1995—),女,博士生,主要从事航空发动机转子动力学研究。E-mail:luzhao@mail.nwpu.edu.cn

通信作者: 廖明夫(1960—),男,教授,博士,从事航空发动机转子动力学研究、风力发电技术研究。E-mail:mfliao@nwpu.edu.cn

引用格式: 赵璐,廖明夫,洪亮,等. 突加不平衡下发动机振动响应分析[J]. 航空动力学报, 2022, 37(2): 251-262. ZHAO Lu, LIAO Mingfu, HONG Liang, et al. Analysis of aero-engine vibration response under sudden unbalance[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(2): 251-262.

sponses of the rotor, the support-case model was established for response analysis, taking the load of rotor parts as the input of the support-case model and considering the characteristics of engine structure. The analysis results were consistent with the test results, with the relative errors between analysis and test results of vibration velocity response near sudden unbalance position no more than 4.7%. The analysis results show the shock characteristics of rotor response after sudden unbalance and the layer attenuation of rotor-support-case response. The calculation method established has good prospect for promotion.

Key words: low-pressure rotor; sudden unbalance; rotor-support-case system; load; transient calculation

在航空发动机工作过程中,叶片飞脱是一种典型的工作故障,大尺寸的鸟撞、叶片或榫槽的疲劳失效等原因均可能引起转子叶片断裂后飞出,导致发动机结构遭受严重破坏,甚至引起飞行器损毁。国家民用航空局根据适航安全性要求,明确规定发动机能够包容损坏件运转至少 15 s 不着火,并且安装节也不发生失效^[1]。欧洲航空安全局、美国联邦航空管理局也有类似要求^[2-3]。也有类似要求。因而,建立突加不平衡振动响应分析模型,计算突加不平衡产生的瞬态响应,对航空发动机的安全性设计具有重要的指导意义。

目前,国外学者针对发动机转子突加不平衡问题进行了大量的实验研究和理论分析。Genta^[4]对无阻尼的 Jeffcott 转子系统进行分析,计算了转子在不平衡载荷突增时的振动响应,表明突加不平衡时,转子瞬态振动响应在超临界状态要比亚临界状态剧烈。Kalinowski 等^[5]定义突加不平衡冲击响应因子为瞬态响应峰值与稳态幅值的比值,以此来衡量突加不平衡产生的冲击效果。Stallone 等^[6]使用组件单元分析法预测了航空发动机系统由于突加不平衡而产生的瞬态非线性响应。Alam 等^[7]采用冲击谱法计算了线性柔性转子-轴承系统在突加不平衡下的位移峰值响应阶跃变化。

近年来,国内对突加不平衡问题也开始了研究。任兴民采用考虑节点挠度导数项和进动角导数项的传递矩阵算法求解了双转子航空发动机突加不平衡响应^[8-9]。李其汉等^[10]研究了油膜间隙和转子转速对突加载荷瞬态响应的的影响,表明了阻尼器对突加载荷具有显著的减振作用。王四季等^[11-12]建立了弹支干摩擦阻尼器-转子系统突加不平衡响应的计算模型,通过分析转子系统突加不平衡响应,验证了弹支干摩擦阻尼器对突加不平衡的振动响应具有良好的减振效果。王四季、侯理臻、贾润田、熊雨浓、王珏、廖明夫等^[13-18]设计了

离心式突加不平衡加载装置,并进行了大量的突加不平衡实验,得到了发动机突加不平衡下的转子响应特征。

但是,当下的突加不平衡响应分析主要集中在转子件的响应分析,并且缺乏实验的校核对比。但在实际发动机工作以及试车过程中,振动测点一般布置在机匣上,因此,以上突加不平衡研究结果具有一定的局限性。本文建立了发动机突加不平衡响应模型,从转子响应出发,根据发动机结构特征,建立了转子-支承-机匣系统振动分析模型,利用文献[13]介绍的叶片飞脱模拟方法,进行了大量的实验验证。为研究航空发动机突加不平衡响应提供了模型借鉴与实验支撑。

1 转子-支承-机匣模型建立

在大涵道比涡扇发动机结构中,转子通过支承与机匣连接。因而,转子运转中的载荷首先传递到支承位置,随后经过轴承座和挤压油膜阻尼器等支承结构进一步通过承力辐板传递至机匣,以及与机翼连接的安装节。

因此,在模型建立过程中,应充分考虑载荷传递的特点,建立转子-支承-机匣的振动响应模型,以用于发动机整机振动的评估。

按照载荷传递的方向,由内向外分三层结构建立转子-支承-机匣模型,层与层之间,利用载荷传递界面相互耦合,以充分描述载荷传递路径及其响应特性,建模流程如图 1 所示。

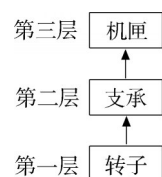


图 1 建模流程

Fig.1 Process of model

1.1 转子模型建立

首先建立转子模型,该部分模型是整个转子-支承-机匣模型的核心,也是载荷源。转子系统与支承的耦合界面是挤压油膜阻尼器的外环。在转子运转过程中,挤压油膜阻尼器工作,转子响应呈现非线性特征。同时,转子增速过程中的角加速度项也需在建模中考虑。

如文献[15]所述,考虑实际转子运转在增速过程中的角加速度项,得到转子系统的运动微分方程:

$$M^s \ddot{q}^s + (C^s - \Omega G^s) \dot{q}^s + K_r^s q^s = Q_r^s \quad (1)$$

式中 M^s 为系统质量矩阵; C^s 为系统阻尼矩阵; G^s 为系统陀螺力矩矩阵; K_r^s 为考虑了角加速度影响的系统刚度矩阵; Q_r^s 为考虑了角加速度影响的系统外力向量; Ω 为转子转速; q^s 、 $\dot{q}^s$ 、 $\ddot{q}^s$ 为广义位移、速度、加速度向量。

由于挤压油膜阻尼器的作用,转子响应呈非线性特征,计算中,根据实验器结构特征,采用短轴承半油膜理论计算阻尼器的阻尼和刚度,如文献[19]所述,考虑瞬态项时,阻尼器径向和切向油膜力表达式为

$$\begin{cases} F_r = \frac{\mu RL^3}{C^2} \left[\frac{\pi \dot{\epsilon} (1 + 2\epsilon^2)}{2(1 - \epsilon^2)^{2.5}} + \frac{2\Omega \epsilon^2}{(1 - \epsilon^2)^2} \right] \\ F_t = \frac{\mu RL^3}{C^2} \left[\frac{2\dot{\epsilon} \epsilon}{(1 - \epsilon^2)^2} + \frac{\pi \Omega \epsilon}{2(1 - \epsilon^2)^{1.5}} \right] \end{cases} \quad (2)$$

式中 μ 为滑油黏度; R 为油膜半径; L 为油膜长度; C 为油膜间隙; ϵ 为轴颈偏心率; F_r 为径向力; F_t 为切向力。

将式(2)中挤压油膜阻尼器产生的油膜力与式(1)中的外力项 Q_r^s 矢量合并,式(1)的等号右端即为考虑了挤压油膜阻尼器作用的系统外力项。使用 Newmark- β 法进行瞬态计算,即可得转子响应,对比突加不平衡后的转子响应计算结果与实测响应结果,为后续支承和机匣的建模计算提供更为准确的模型输入。

1.2 支承模型建立

支承通过承力辐板与机匣连接。转子作为载荷源首先输入载荷至支承位置,随后经过承力辐板传递至机匣。

建立一、五支点位置转子-支承模型,如图2所示。该位置设置有挤压油膜阻尼器,转子载荷 F 通过挤压油膜阻尼器 F_2 和弹性支承 F_1 两条路径输入支承位置,如图3所示。

挤压油膜阻尼器和弹性支承通过螺栓固定,

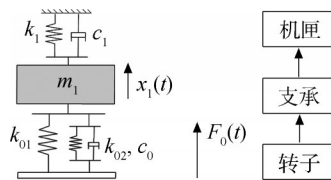


图2 一、五支点支承模型

Fig.2 Model of the first and fifth support

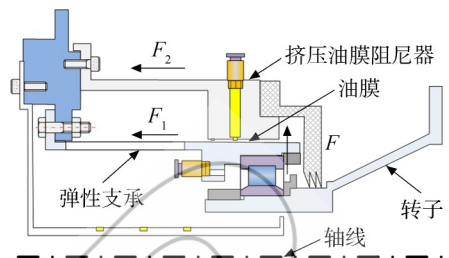


图3 一、五支点支承结构

Fig.3 Structure of the first and fifth support

可认为是刚性连接,其组合件质量考虑为 m_1 ,与转子系统之间主要通过弹支刚度 k_{01} 、挤压油膜阻尼器的刚度 k_{02} 和阻尼 c_0 建立耦合关系。挤压油膜阻尼器和弹性支承组合体 m_1 与机匣之间由承力辐板的刚度 k_1 和阻尼 c_1 建立耦合关系。

建立二支点位置支承模型如图4所示。该位置无挤压油膜阻尼器,转子的载荷直接输入支承位置,此时支承位置主要部件为轴承座。

考虑轴承座质量为 m_1 ,与转子系统之间主要通过轴承刚度 k_0 和阻尼 c_0 建立耦合关系。轴承座 m_1 与机匣之间由承力辐板的刚度 k_1 和阻尼 c_1 建立耦合关系。

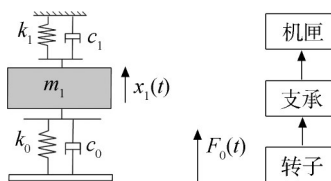


图4 二支点支承模型

Fig.4 Model of the second support

在文中第1.1节模型中可得转子的载荷 $F_0(t)$,已知承力辐板的刚度 k_1 和阻尼 c_1 ,即可求出 m_1 的振动位移 $x_1(t)$ 。

1.3 机匣模型建立

支承位置的载荷输入机匣后,机匣与机舱之间通过安装节建立耦合关系,设置刚度 k_2 和阻尼 c_2 ,以模拟发动机承力框架与安装节的安装刚度,考虑机匣质量为 m_2 ,建立转子-支承-机匣模型如图5所示。

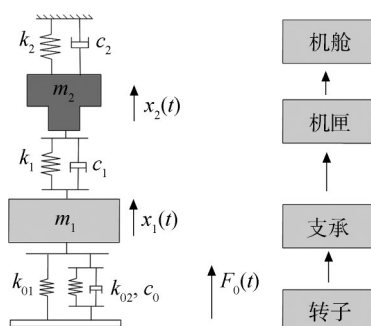


图5 机匣模型

Fig.5 Model of the case

将转子件的载荷 $F_0(t)$ 作为模型的载荷输入, 则支承-机匣这一系统的总外力为转子输入载荷 $F_0(t)$, 对 m_1, m_2 进行受力分析可得其运动方程, 求解 x_1, x_2 即可得出 m_1, m_2 的振动响应, 即支承-机匣的振动响应。

将转子、支承和机匣模型进行耦合, 最终建立的转子-支承-机匣整机模型如图6所示。在分析过程中, 各支点的 m_1, m_2 由各支承、机匣部件的实际质量决定。

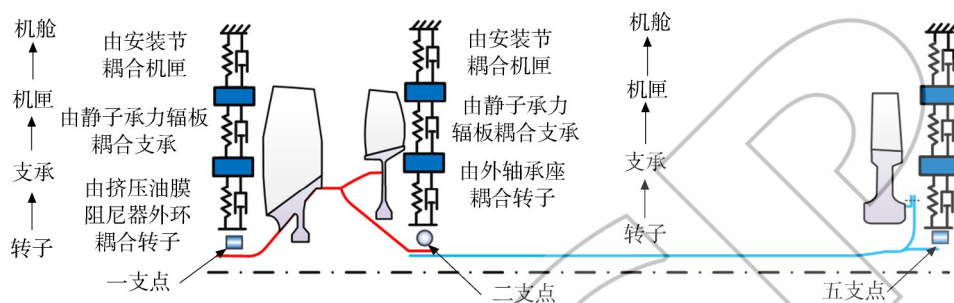


图6 某型发动机低压转子结构模型

Fig.6 Mode of low-pressure rotor structure of an engine

2 整机模型及其响应特性的验证

为验证上述的建模方法和发动机整机动力学响应特性, 根据某型发动机低压转子结构和参数特征, 基于相似性原理和本文的建模方法, 建立有限元模型, 并设计模拟转子实验器, 通过仿真计算与实验对比, 验证本文的建模方法和整机的动力学特性。在此基础上, 利用所建模型, 通过计算与实验, 揭示突加不平衡下发动机转子-支承-机匣整机系统的瞬态响应特性。

2.1 转子模型与验证

如图7所示, 模拟实验器采用了1-1-1支承方案, 和图6所示的某型发动机低压转子支承方案一致。根据支点结构, 一支点为滚棒轴承, 轴承内环与模拟风扇轴过盈配合, 轴承外环安装到鼠笼式弹性支承上, 并设计有挤压油膜阻尼器 (squeeze film damper, SFD), 该部分整体为一支点支承结构; 二号轴承为深沟球轴承, 轴承内环通过外伸衬套安装在模拟风扇轴上, 轴承外环安装到外轴承座上, 该部分整体为二支点支承结构; 五

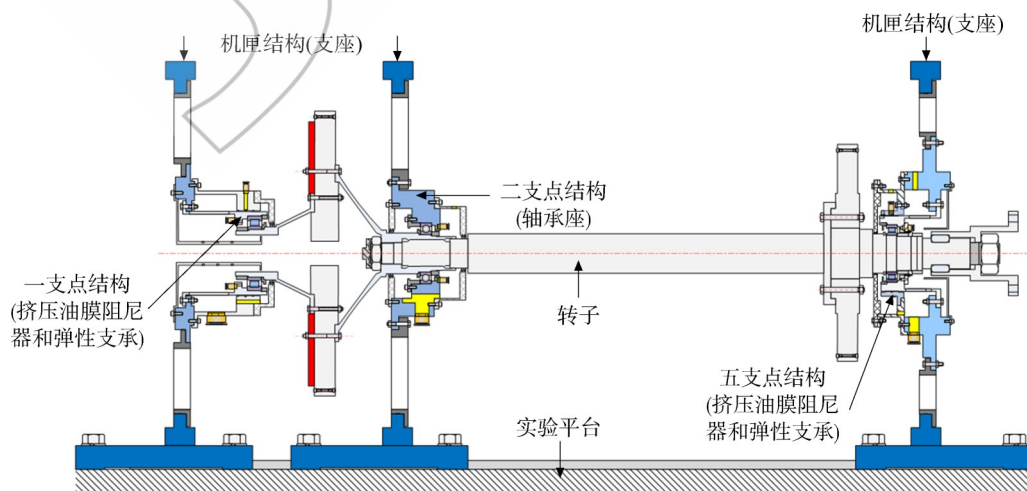


图7 实验器结构

Fig.7 Structure of test rig

号轴承与一号轴承相同,为滚棒轴承,轴承外环安装到带有鼠笼式弹性支承的轴承座上,轴承内环与模拟涡轮轴过盈配合,并设计有 SFD,该部分为五支点支承结构。整个转子实验器支承在支座上,该部分模拟机匣结构。

转子实验器使用柔性联轴器连接高速电动机进行转子驱动。同时转子风扇盘位置装有如文献[13]所述的突加不平衡加载装置,通过离心力的作用,在设计转速飞脱,实现突加不平衡的实验模拟。

根据转子系统的结构特征对转子模型进行有限单元节点划分,包含轴单元(含锥形段)、支承单元以及盘单元等,共分为 44 个节点单元,各单元参数如表 1~表 3 所示。

表 1 轴段参数
Table 1 Parameters of shaft

节点	长度/mm	外直径/mm	内直径/mm
1~2	16.7	81.5	60.9
2~3	10.7	69.8	47.7
3~4	30.0	70.0	45.3
4~5	12.7	74.0	38.3
5~6	9.0	90.0	60.9
6~7	63.7	45.7(左)	40.9(左)
		75.7(右)	70.0(右)
7~8	7.0	261.1	137.0
8~9	17.1	399.6	185.6
9~10	17.1	246.1	185.6
10~11	7.6	338.3	185.0
11~12	83.3	135.5(左)	45.0(左)
		130.0(右)	39.5(右)
12~13	11.1	90.0	50.0
13~14	49.2	85.0	50.0
14~15	8.0	72.0	0
15~16	5.0	72.0	0
16~17	63.6	72.0	0
17~18	22.1	72.0	0
18~19	20.5	63.0	0
19~20	155.4	63.0	0
20~21	88.8	63.0	0
21~22	74.0	63.0	0
22~23	123.1	63.0	0

续表

节点	长度/mm	外直径/mm	内直径/mm
23~24	84.0	63.0	0
24~25	103.5	60.0	0
25~26	106.5	60.0	0
26~27	167.0	60.0	0
27~28	83.0	60.0	0
28~29	80.0	60.0	0
29~30	64.0	82.3	0
30~31	32.0	116.5	0
31~32	12.6	246.0	0
32~33	25.0	100.0	0
33~34	16.5	100.0	0
34~35	12.8	90.0	0
35~36	28.0	70.0	0
36~37	12.0	65.0	0
37~38	9.0	65.0	0
38~39	35.3	55.0	0
39~40	17.7	50.0	0
40~41	50.0	72.0	0
41~42	15.0	86.0	0
42~43	25.0	86.0	69.0
43~44	15.0	113.2	69.0

表 2 盘参数
Table 2 Parameters of disk

参数	风扇	涡轮
节点信息	9	33
质量/kg	59.717	46.679
直径转动惯量/(kg·m ²)	1.630	1.358
极转动惯量/(kg·m ²)	0.826	0.684

表 3 支承参数
Table 3 Parameters of supporting

支点	节点信息	刚度/10 ⁶ (N/m)
1	3	6.01
2	15	603
5	37	6.52

根据文献[18]所述的计算方法,计算转子临界转速如图 8 所示。转子第 1 阶临界转速为 2 766 r/min,第 2 阶临界转速为 5 420 r/min。

计算分析后,设计和加工转子实验器,对转子

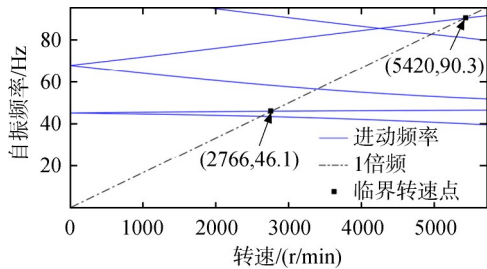


图8 转子坎贝尔图
Fig.8 Campbell of rotor

实验器进行模态测试,与计算结果对比。图9是装配调试后的转子实验器,按文献[13]介绍方法加工设计的飞脱夹具如图10所示,实验所用的传感器及其参数如表4所列。采用西北工业大学自行研发的发动机振动状态监测系统,进行信号的监测、采集和分析^[20],并对实验数据处理,实验所得到的转子不平衡响应和振型如图11~图13所示,其中振型测点位置与计算中的轴向位置相同,临界转速对比结果如表5所示。

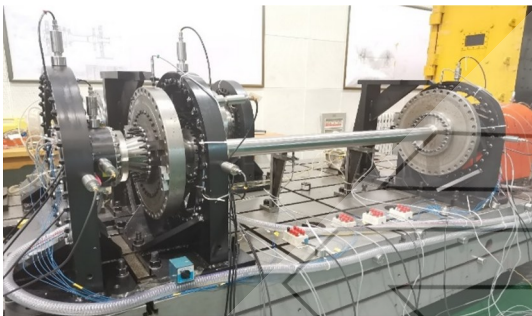


图9 转子实验器
Fig.9 Test rig of rotor

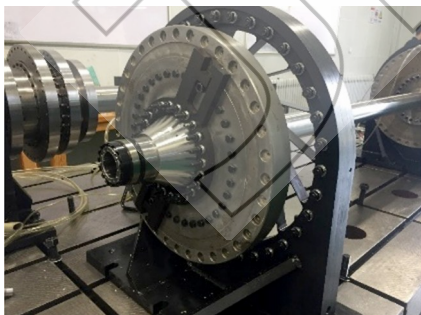


图10 突加不平衡装置
Fig.10 Sudden unbalance mechanism

如表5所示,计算的临界转速与实验结果一致,最大误差不超过3.62%,验证了模型,也为后期突加不平衡响应分析的准确性奠定了基础。

2.2 突加不平衡下转子模型的验证和响应特性
进行突加不平衡下转子响应的计算与实验对

表4 传感器参数
Table 4 Parameters of sensors

类型	型号	频响范围/Hz	灵敏度
光电传感器	P-84		
位移传感器	IN-081	0~10 000	8 mV/ μm
速度传感器	VS-080	10~2 000	75 mV/($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)

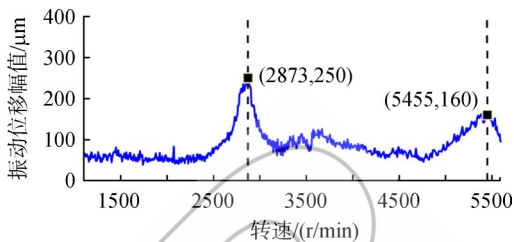


图11 转子不平衡响应
Fig.11 Rotor unbalance response

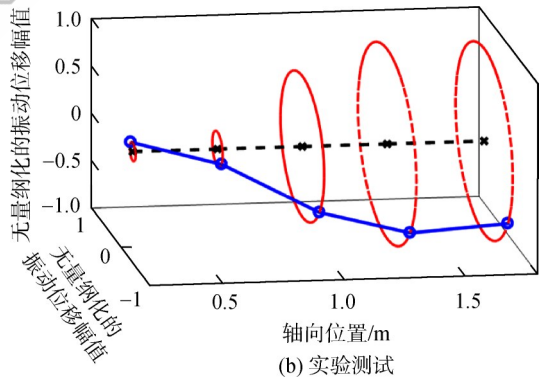
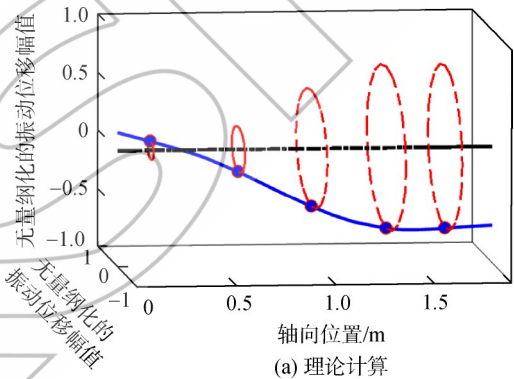


图12 转子1阶振型
Fig.12 First mode of rotor

比,验证考虑了角加速度项、挤压油膜阻尼器影响的转子模型。

实验器中,挤压油膜阻尼器的设计参数如表6所示,使用文献[13]所述的离心式夹具进行突加不平衡实验,其中,突加不平衡所用的模拟叶片如图14所示,可以看出叶片有明显的飞脱后碰撞痕迹。具体实验内容如表7所示。

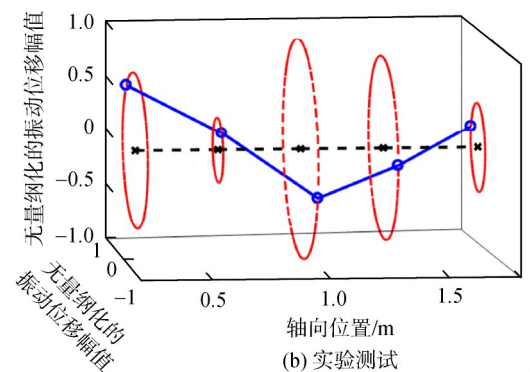
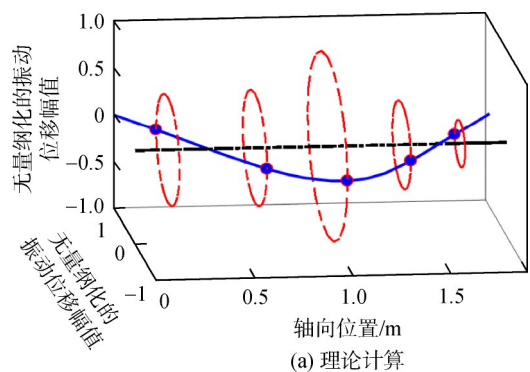


图 13 转子 2 阶振型
Fig.13 Second mode of rotor

阶数	转速/(r/min)		误差/%
	计算结果	实验结果	
1 阶	2 766	2 873	3.62
2 阶	5 420	5 455	0.64

图 15 是实验测试系统。转子轴向布置 4 个位移测点,水平竖直共 8 个位移传感器。在挤压油膜阻尼器、轴承座以及支座上布置了 5 个振动速度测点,水平竖直共 10 个振动速度传感器,利用一个光电传感器测量转子转速。对实验数据进行分析处理,并根据文中第 1.1 节所述的计算方法进行计算对比,结果如图 16~图 19 所示。

表 6 SFD 设计参数
Table 6 Design parameters of SFD

支点	滑油黏度 $\mu/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2)$	油膜半径 R/mm	油膜长度 L/mm	油膜间隙 C/mm
1	0.016 5	72	22	0.3
5	0.016 5	73	20	0.3

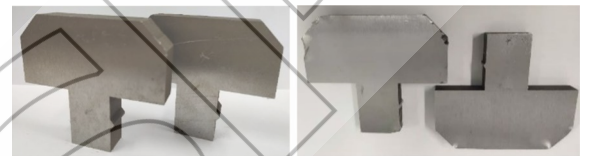


图 14 飞脱前后模拟叶片
Fig.14 Simulation blades before and after fan blade off

表 7 实验内容
Table 7 Test data contents

参数	数值
飞脱转速/(r/min)	2 163
飞脱质量/g	108

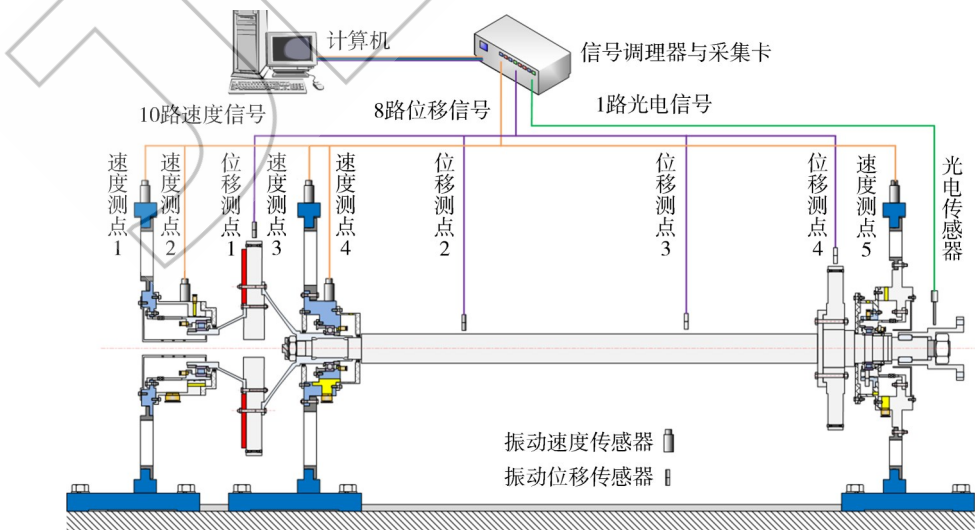


图 15 转子测试系统
Fig.15 Test system of rotor

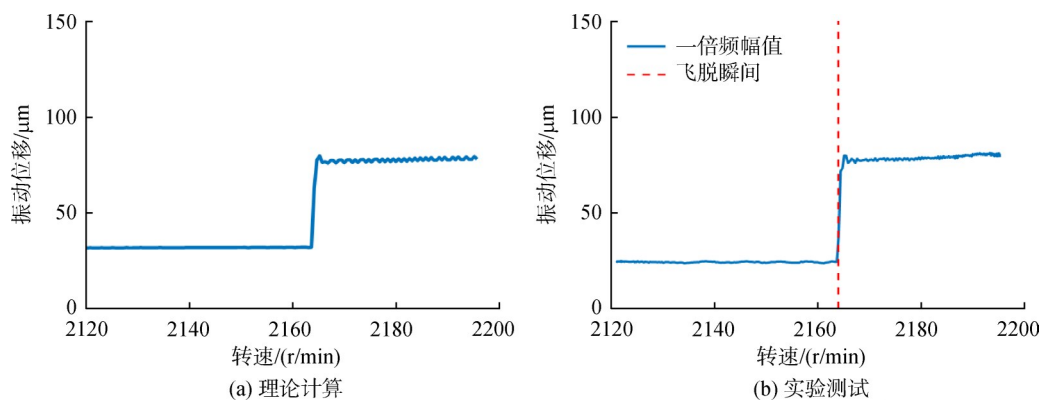


图 16 位移测点 1 对比分析

Fig.16 Comparison of displacement measurement point 1

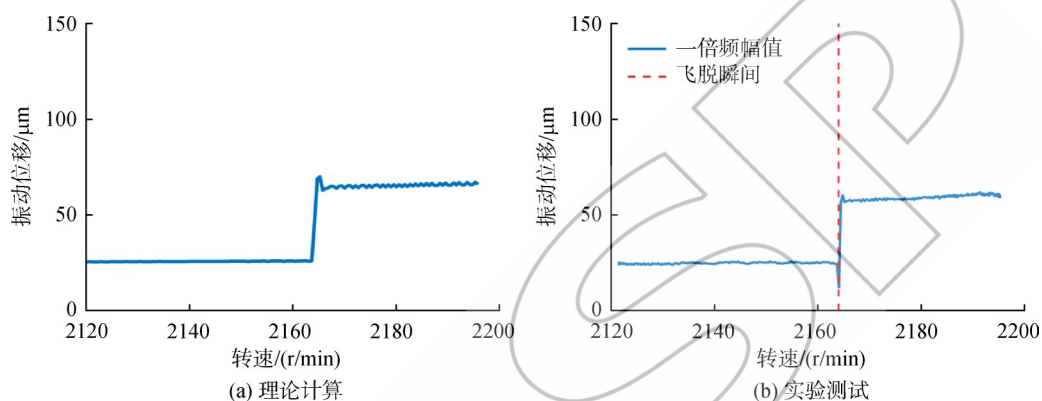


图 17 位移测点 2 对比分析

Fig.17 Comparison of displacement measurement point 2

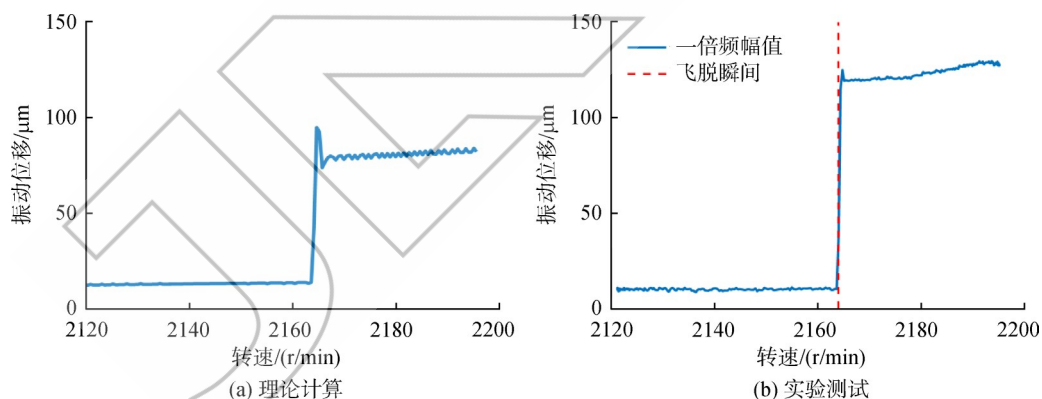


图 18 位移测点 3 对比分析

Fig.18 Comparison of displacement measurement point 3

通过对比可以看出,突加不平衡后,利用转子模型计算的响应与实验所得到的响应冲击特征很明显。在考虑了角加速度项与挤压油膜阻尼器影响后,计算与实验对比结果基本一致。位移测点 1 监测风扇盘的振动位移,为突加不平衡施加位置,该点计算响应与实测响应之间的相对误差为 2.1%;最大误差为 16.6%,位于涡轮盘(即位移测点 4),这是由于风扇飞脱,涡轮端信号相对不敏

感所致。

2.3 突加不平衡下转子-支承-机匣模型验证

利用本文第 1 章所述的建模方法,建立的转子-支承-机匣模型如图 20 所示,根据图 7 所示的转子实验器模型,将挤压油膜阻尼器的作用考虑为油膜刚度和油膜阻尼,将支承与承力辐板简化为刚度和阻尼,以代表支承模型。同时,将支座视作机匣建模,实验平台代表安装节和机舱,将载荷

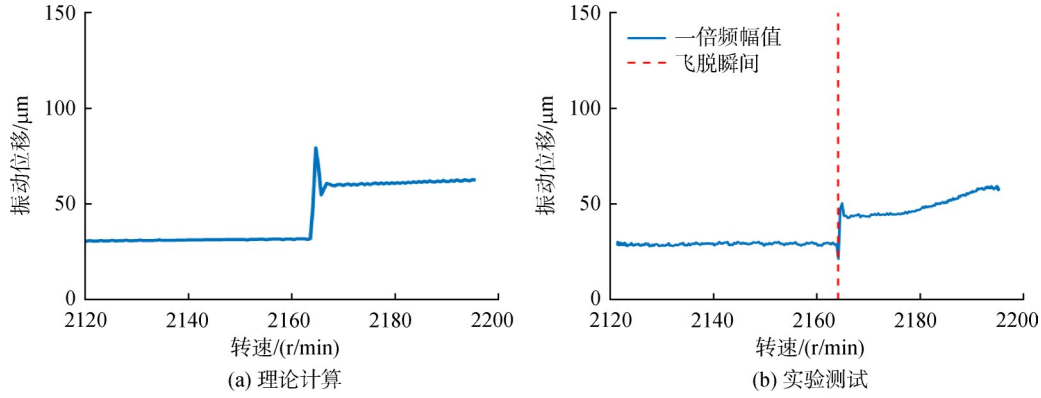


图19 位移测点4对比分析

Fig.19 Comparison of displacement measurement point 4

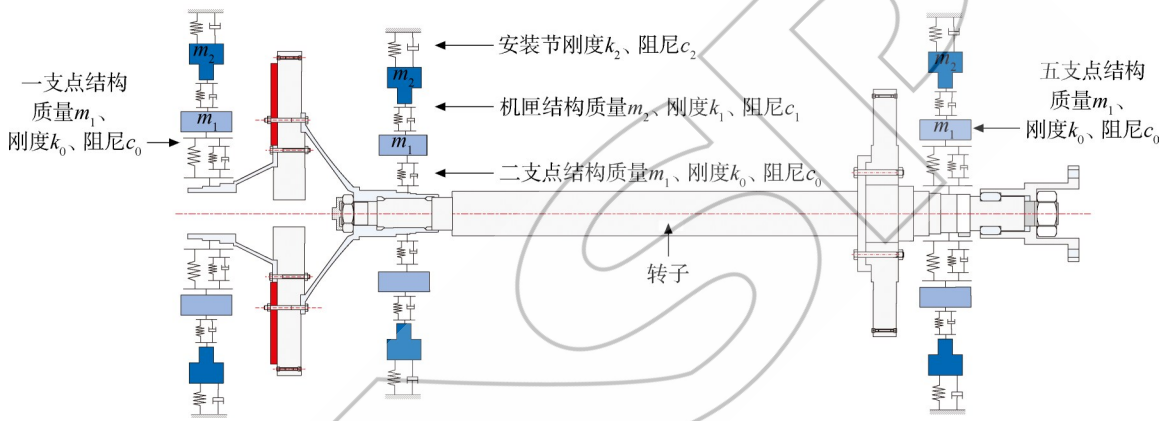


图20 静子计算模型

Fig.20 Calculating model of stator

层层传递。

如文中第1.3节所述,将转子的响应载荷 $F_0(t)$ 作为支承-机匣的载荷输入,则 m_1 至实验平

台这一系统的总外力为 $F_0(t)$,对 m_1 、 m_2 进行受力分析可得其运动方程,其中 x_1 、 x_2 分别表示 m_1 、 m_2 的振动

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = F_0(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) \end{cases} \quad (3)$$

整理得

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_2 - k_1 x_2 = F_0(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + (c_1 + c_2) \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_2 - c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 = 0 \end{cases} \quad (4)$$

式(4)中两个方程联立合并可得

$$m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = F_0(t) \quad (5)$$

式(5)表示了该系统方程的物理意义,即将 m_1 、 m_2 考虑为整体系统时,该系统的运动和内刚

度 k_1 、内阻尼 c_1 无关,只与系统外力 $F_0(t)$ 、系统质量 m_1 、 m_2 以及系统刚度 k_2 和阻尼 c_2 有关。

求解式(4),用 $h = \{x_1, x_2\}^T$ 表示 m_1 和 m_2 的振动,写成矩阵形式

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \ddot{h} + \begin{pmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{pmatrix} \dot{h} + \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{pmatrix} h = \begin{bmatrix} F_0(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式(6)中的 $F_0(t)$ 在文中第2.2节分析转子响应时已经得出, m_1 、 m_2 、 k_1 、 c_1 、 k_2 、 c_2 针对模拟实验器均为确定参数,如果需要移植算法更换模型,只需

改变这些确定参数即可。使用 Newmark- β 法对式(6)求解,即可得到转子-支承-机匣响应。

对建立的转子-支承-机匣模型进行计算分

析,并与文中第2.2节突加不平衡实验中所测得的振动速度进行对比,如图21~图25所示。

通过对比可以看出,突加不平衡前后,利用转子-支承-机匣模型所仿真计算的响应与实验结果基本一致。速度测点2和速度测点3靠近突加不平衡位置,其计算响应与实测响应之间的相对误差分别为4.7%和4.3%;最大误差为18.3%。这

是因为速度信号基数较小,微小偏差会导致误差百分数剧增。另外,通过速度测点1、速度测点2以及速度测点3、速度测点4之间对比可以看出,突加不平衡下振动响应在传递过程中,从支承到机匣在层层减弱,本文建立的转子-支承-机匣模型也清晰地体现出减弱的过程。

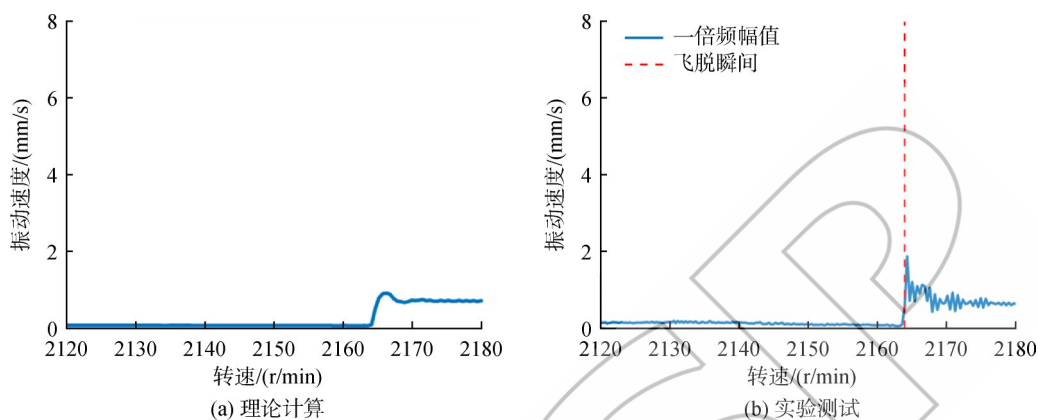


图21 速度测点1对比分析

Fig.21 Comparison of velocity measurement point 1

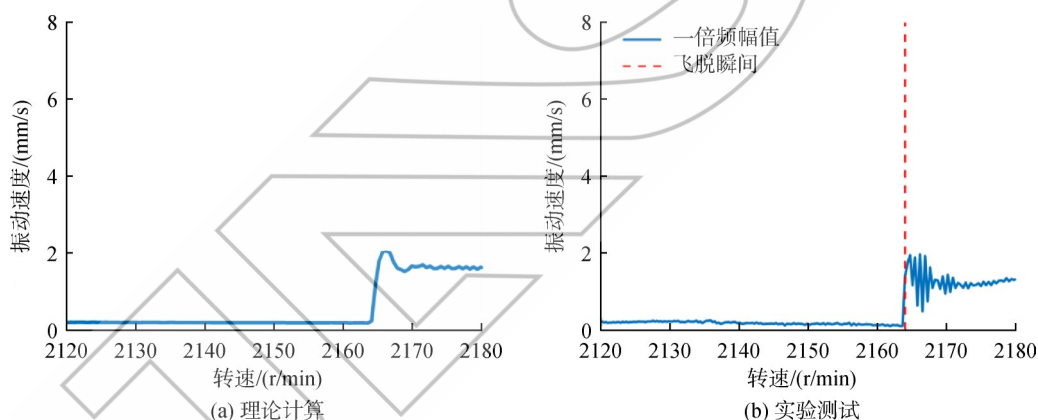


图22 速度测点2对比分析

Fig.22 Comparison of velocity measurement point 2

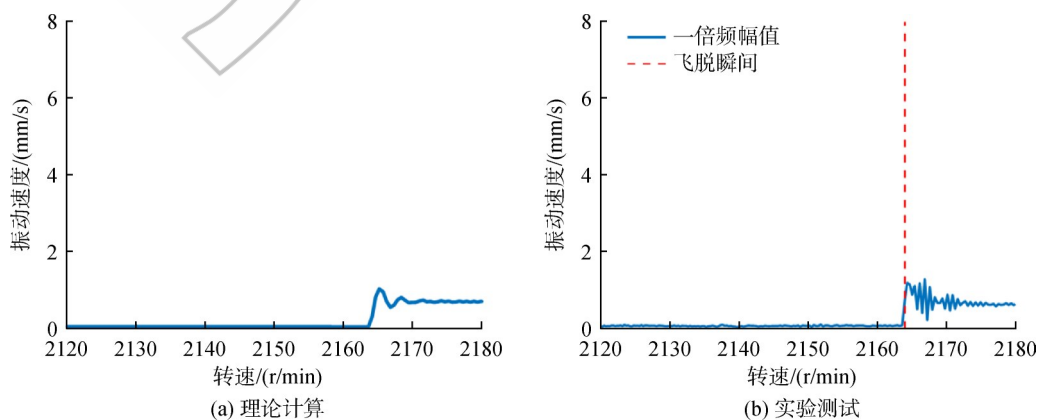


图23 速度测点3对比分析

Fig.23 Comparison of velocity measurement point 3

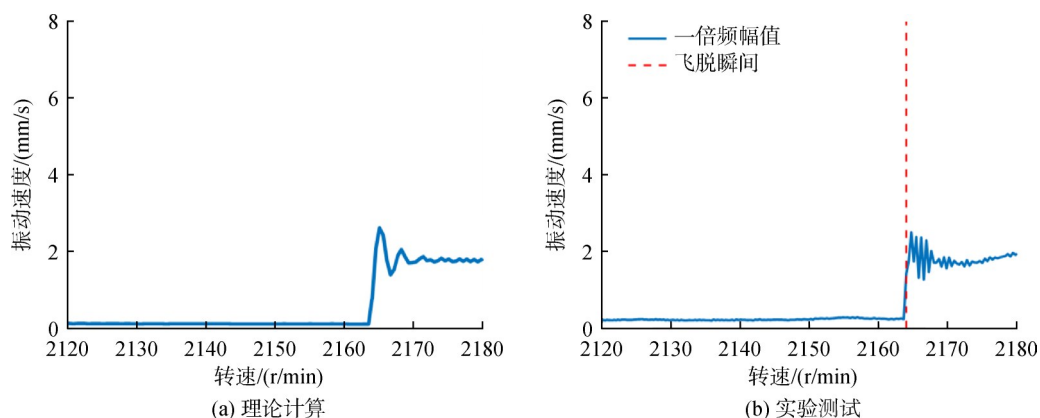


图24 速度测点4对比分析

Fig.24 Comparison of velocity measurement point 4

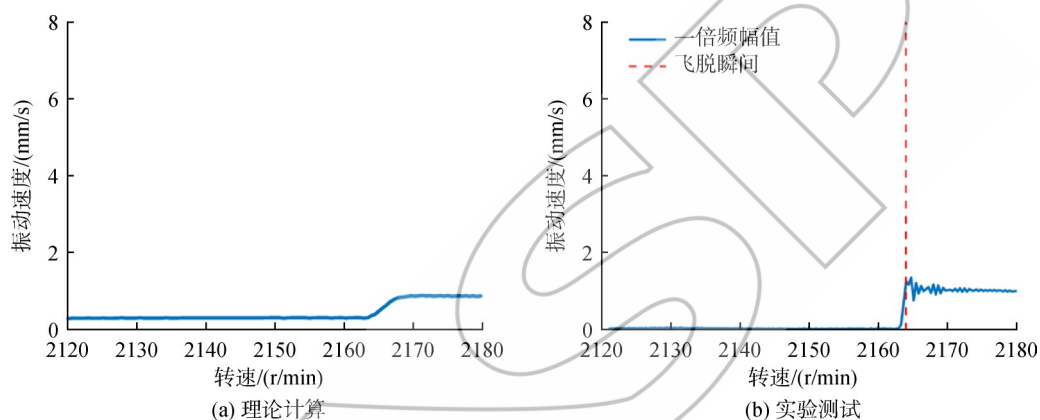


图25 速度测点5对比分析

Fig.25 Comparison of velocity measurement point 5

3 结论

本文建立了转子-支承-机匣整机动力学模型,并以某型发动机低压转子系统为例,设计建造了实验器,对建模方法和所建模型进行了实验验证。本文得出主要结论如下:

1) 本文建立的按照载荷传递方向分层建模的方法是有效的。以转子作为核心层,以载荷传递界面作为分层界面,由内向外传递,建立转子-支承-机匣整机模型,可考虑挤压油膜阻尼器、支承结构、机匣结构和安装节等因素。

2) 利用建造的实验器,对所建模型进行了模态验证和突加不平衡下响应的验证,证明了模型的有效性和准确性。

3) 实验和模型均表明,突加不平衡下振动响应在传递过程中,从转子、支承到机匣在层层减弱。本文建立的转子-支承-机匣模型所体现减弱规律与实验结果一致。

4) 在实际中,要应用本文所建立的转子-支

承-机匣模型时,只需要替换其中的模型参数即可,模型具有较好的推广性和实用性。

参考文献:

- [1] 中国民用航空总局. 航空发动机适航规定:CCAR-33-R2[S].北京:中国民用航空总局,2011:38-78.
- [2] 马艳红,梁智超,王桂华,等. 航空发动机叶片丢失问题研究综述[J].航空动力学报,2016,31(3):513-526.
MA Yanhong, LIANG Zhichao, WANG Guihua, et al. Review on the blade loss of aero-engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(3):513-526. (in Chinese)
- [3] Federal Aviation Regulations. Airworthiness standards: aircraft engines: 14 CFR Part 33[S]. Washington: Federal Aviation Administration, 1993:81-99.
- [4] GENTA G. Dynamics of rotating systems[M]. New York: Springer, 2005.
- [5] KALINOWSKI P, BARGEN O, LIEBICH R. Vibrations of rotating machinery due to sudden mass loss[C]//Proceedings of 8th IFTomm International Conference on Rotor Dynamics. Seoul, Korea: IFTomm, 2010:584-590.
- [6] STALLONE M J, GALLARDO V, A. FSTORACE, et al. Blade loss transient dynamic analysis of turbo-machinery[J].

- AIAA Journal, 1982, 21(8):1134-1138.
- [7] ALAM M, NELSON H D. A blade loss response spectrum for flexible rotor systems[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1984, 107(1):197-204.
- [8] 任兴民, 顾家柳. 航空发动机转子-支承系统的突加不平衡响应[J]. 振动工程学报, 1991, 4(3):75-82.
- REN Xingmin, GU Jialiu. Response of suddenly applied unbalance for aeroengine rotor-bearing systems[J]. Journal of Vibration Engineering, 1991, 4(3):75-82. (in Chinese)
- [9] 顾家柳, 任兴民. 求解转子系统突加不平衡响应方法的研究[J]. 应用力学学报, 1991, 8(4):56-62.
- GU Jialiu, REN Xingmin. A study on solution of suddenly applied unbalance response of rotor-support system[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 1991, 8(4):56-62. (in Chinese)
- [10] 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的瞬态响应试验研究[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)
- [11] 王四季, 廖明夫. 主动弹支干摩擦阻尼器控制转子突加不平衡响应的研究[J]. 机械科学与技术, 2008, 27(5):667-672.
- WANG Siji, LIAO Mingfu. Application of an active elastic support dry friction damper to controlling sudden unbalance response of rotor systems[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2008, 27(5):667-672. (in Chinese)
- [12] 王四季, 廖明夫. 转子突加不平衡响应在线控制方法的研究[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(1):77-80.
- WANG Siji, LIAO Mingfu. A method for online control of sudden unbalanced vibration response of rotor[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012, 31(1):77-80. (in Chinese)
- [13] 王四季, 廖明夫, 侯理臻, 等. 航空发动机实验器突加不平衡的加载装置:CN106611553[P]. 2017-05-03.
- [14] 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)
- [15] 贾润田. 转子突加不平衡响应特性研究[D]. 西安:西北工业大学, 2017.
- JIA Runtian. Response characteristics of rotor with accidental dynamic imbalance[D]. Xi'an:Northwestern Polytechnical University, 2017. (in Chinese)
- [16] 熊雨浓. 叶片飞脱下转子动力学响应研究[D]. 西安:西北工业大学, 2018.
- XIONG Yunong. Study of rotor dynamics under blade-off status[D]. Xi'an:Northwestern Polytechnical University, 2018. (in Chinese)
- [17] 王珏. 转子突加不平衡冲击响应的实验研究[D]. 西安:西北工业大学, 2018.
- WANG Jue. Experimental study of the sudden imbalance impact response of rotor system[D]. Xi'an:Northwestern Polytechnical University, 2018. (in Chinese)
- [18] 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.
- [19] 刘展翅. 弹支挤压油膜阻尼器设计与特殊工况下阻尼器减振特性研究[D]. 西安:西北工业大学, 2016.
- LIU Zhanchi. Study of the squeeze film dampers design and the vibration attenuating characteristics under special conditions[D]. Xi'an:Northwestern Polytechnical University, 2016. (in Chinese)
- [20] 王四季, 廖明夫, 刘永泉, 等. 航空发动机轴承外环装配工艺引起的转子系统非线性振动[J]. 航空动力学报, 2015, 30(1):82-89.
- WANG Siji, LIAO Mingfu, LIU Yongquan, et al. Review on the blade loss of aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(1):82-89. (in Chinese)

(编辑:张雪)