

某涡桨发动机低压模拟转子动平衡试验研究



范潘潘,庄周柱,袁胜

中国航发湖南动力机械研究所 航空发动机振动技术重点实验室, 湖南 株洲 412002

摘 要:某涡桨发动机低压模拟转子的工作转速在弯曲临界转速以下,该转子出现了由不平衡引起振动超限,导致无法运行至工作转速的问题,本文针对上述问题进行动平衡试验研究。首先,在动平衡机上对低压模拟转子进行低速平衡,再结合柔性转子高速动平衡技术,在高速旋转试验器上完成了低压模拟转子的高速动平衡试验,动平衡试验后的转子振动明显降低,表现出了良好的振动特性,平衡效果显著。本文的研究为控制高转速下同类型航空发动机转子的振动提供了一种有效的途径,具有重要的工程应用价值。

关键词:涡桨发动机; 低压模拟转子; 动平衡技术; 刚性转子; 不平衡; 试验研究

中图分类号:V231.96

文献标识码:A

DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2023.06.005

振动是航空发动机转子在运行过程中的常见故障,转子振动过大将危害发动机的安全性和可靠性。引起转子振动过大的因素很多,如转子的不平衡量、油膜失稳、碰磨、转子内阻等,尤以转子不平衡引起的振动最为普遍,振动故障统计表明,引起振动过大的激振力中95%是转子的不平衡力^[1]。为了减小由不平衡引起的发动机振动,有必要对转子进行良好的动平衡。对转子进行严格的平衡,可以提高发动机使用的安全性、可靠性、寿命和效率,动平衡技术已经成为航空发动机研制及发展的一项核心技术。大多数航空发动机转子转速高,长径比大,工作转速高于弯曲临界转速,属于典型的柔性转子,近年来,国内已对多型航空发动机高速柔性转子进行了高速动平衡试验研究,取得了良好的平衡效果,确保了型号研制进度,对整机减振起到很好的作用^[2-8]。而对于如何解决航空发动机刚性转子由不平衡引起的高转速下振动问题,国内很少有公开的文献报道。某涡桨发动机低压模拟转子的工作转速在弯曲临界转速以下^[9],根据文献[10]中刚性转子的定义,可以看作刚性转子,本文针对该刚性转子进行了动平衡试验研究,采用低速平衡和柔性转子高速动平衡技术相结合的方法,对低压模拟转子进行动平衡的试验方案,试验后的转子振动明显减小,

表现出良好的振动特性,平衡效果显著,平衡后的转子能够平稳地运行至工作转速,本文的研究为控制高转速下同类型转子的振动提供了一种有效的途径,具有重要的工程应用价值。

1 低压模拟转子简介

低压模拟转子结构示意图如图1所示,该转子主要包括四级压气机轮盘、一级涡轮盘、空心轴和中心拉杆等零部件,采用1-1-1三支点的支承方式,其中1号和3号轴承为滚棒轴承,2号轴承为滚珠轴承,1号和2号轴承位置采用了鼠笼式弹性支承和挤压油膜阻尼器的结构形式,3号轴承位置采用了弹性环式弹性支承,1号鼠笼弹性支承刚度实测值为 $2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$,2号鼠笼弹性支承刚度实测值为 $6.1 \times 10^7 \text{ N/m}$,3号弹性支承刚度实测值为 $0.5 \times 10^7 \text{ N/m}$,第二级压气机轮盘与第一、第三级压气机轮盘之间采用了止口定心传扭的新结构。

2 低压模拟转子动力特性计算结果

文献[9]计算得到的低压模拟转子前三阶临界转速见表1。

收稿日期: 2022-11-24; 退修日期: 2023-03-02; 录用日期: 2023-04-05

引用格式: Fan Panpan, Zhuang Zhouzhu, Yuan Sheng. Dynamic balance experiment research on the simulated low-pressure rotor of turboprop engine[J]. Aeronautical Science & Technology, 2023, 34(06): 35-41. 范潘潘, 庄周柱, 袁胜. 某涡桨发动机低压模拟转子动平衡试验研究[J]. 航空科学技术, 2023, 34(06): 35-41.

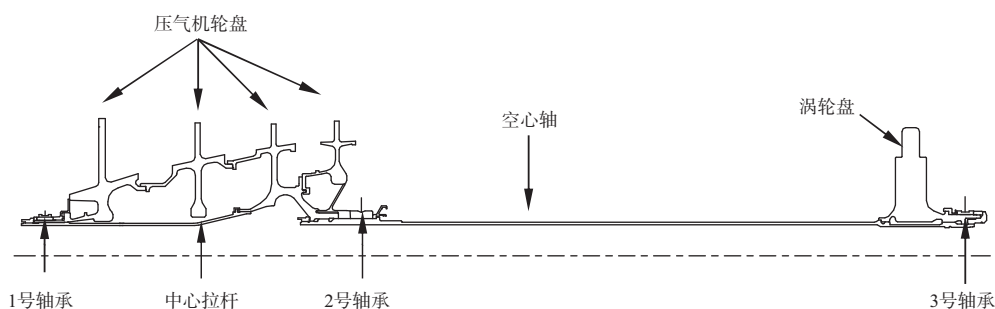


图1 低压模拟转子结构示意图

Fig.1 Structural diagram of the simulated low-pressure rotor

文献[9]计算得到的低压模拟转子前三阶振型如图2~图4所示。

表1 临界转速计算结果和裕度

Table 1 Calculation results of critical speeds and abundant of critical speeds

	第一阶	第二阶	第三阶
临界转速/(r/min)	4765	14145	26060
临界转速裕度/%	>50	>45/30	>20

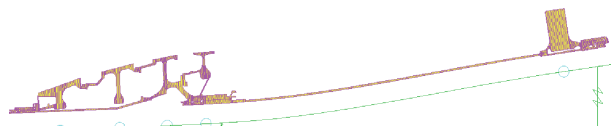


图2 低压模拟转子的第一阶振型

Fig.2 The first-stage vibration mode of the simulated low-pressure rotor

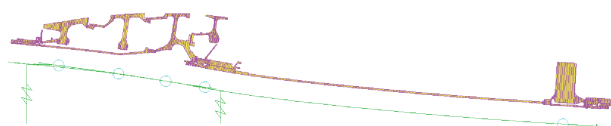


图3 低压模拟转子的第二阶振型

Fig.3 The second-stage vibration mode of the simulated low-pressure rotor

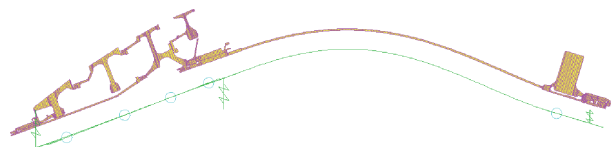


图4 低压模拟转子的第三阶振型

Fig.4 The third-stage vibration mode of the simulated low-pressure rotor

从表1和图2~图4可知,低压模拟转子运行至工作转速时,需越过前两阶临界转速。低压模拟转子前两阶振型

均为刚体振型;第三阶振型低压轴发生了明显的弯曲变形,属于弯曲振型。低压模拟转子工作转速在弯曲型临界转速以下,可看作刚性转子。

3 低压模拟转子低速平衡

为了减小低压模拟转子的不平衡力和不平衡力偶,先在动平衡机上进行平衡,平衡包括压气机轮盘、空心轴和中心拉杆等零件组装后组件的低速动平衡,以及涡轮盘单个零件的静平衡。

对压气机轮盘、空心轴和中心拉杆等零件组装后的部件进行低速动平衡的示意图如图5所示。以A面和B面为支点,放置到动平衡机上,测量平面和校正平面均为I面和II面,部件的低速动平衡结果见表2。

由表2可知,部件在低速动平衡后,两个校正面上的残余不平衡量的最大值为 $5.343\text{g}\cdot\text{mm}$,满足设计要求(要求I面和II面的残余不平衡量分别小于 $8.5\text{g}\cdot\text{mm}$ 和 $22.7\text{g}\cdot\text{mm}$)。

对涡轮盘进行静平衡的示意图如图6所示,受涡轮盘的结构限制,无法在动平衡机上进行有效的支承,特加工了平衡芯棒。以C面和D面为支点,测量平面和校正平面为I面或II面,平衡转速设置为 1001r/min ,静平衡后涡轮盘上的残余不平衡量为 $10.64\text{g}\cdot\text{mm}$,满足设计要求(要求I面或II面上的残余不平衡量小于 $12.96\text{g}\cdot\text{mm}$)。

将平衡后的涡轮盘和部件、供油环、轴承、轴承座,以及锁紧螺母等零件进行装配,完成低压模拟转子的装配。

4 低压模拟转子高速动平衡试验

在高速旋转试验器上进行低压模拟转子的高速动平衡试验,试验器的动力通过两端带花键的浮动轴输入给低压模拟转子,试验在真空状态下进行,试验过程中测量转子挠度、支座振动加速度、弹支应变、轴承外环温度和转子转速,低压模拟转子在高速旋转试验器上的安装及测试示意图如

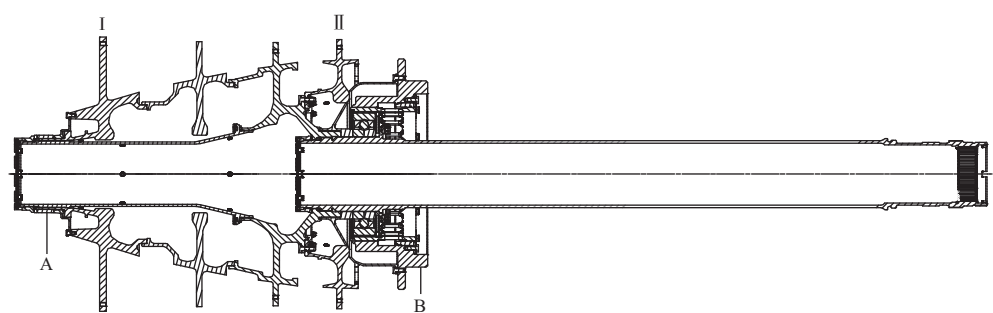


图5 部件的低速动平衡示意图

Fig.5 Diagram of the low-speed dynamic balance of components

表2 部件低速动平衡结果

Table 2 Results of the low-speed dynamic balance of components

平衡转速/(r/min)	残余不平衡量/(g·mm)	
	校正面I	校正面II
1205	5.343	4.127

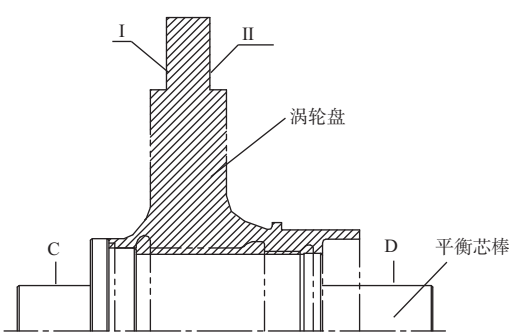


图6 涡轮盘的静平衡示意图

Fig.6 Static balance diagram of turbine disk

图7所示,图7中的“⊥”表示垂直方向,“=”表示水平方向, $A_1\sim A_6$ 为加速度传感器, $D_1\sim D_5$ 为电涡流位移传感器, $S_1\sim S_4$ 为应变计, $T_1\sim T_3$ 为热电偶温度传感器。其中 D_2 电涡流位移传感器距离涡轮盘左端面(图7中 X_0 位置处)约100mm, D_3 和 D_4 电涡流位移传感器距离涡轮盘左端面约300mm, D_1 电涡流位移传感器距离涡轮盘左端面约500mm。低压模拟转子安装在试验器上的实物照片如图8所示。

4.1 高速动平衡前实测曲线

高速动平衡前,电机驱动低压模拟转子由静止状态逐步提高转速,当转子转速运行至16746r/min时, A_2 测得的振动加速度值急剧上升,已达到报警值(4g),立即下拉转子转速至停车,由于该转子的振动主要表现在振动加速度上,且受篇幅限制,仅给出振动加速度随转子的变化曲线。由 $A_1\sim A_6$ 加速度传感器测得的0~16746r/min范围内的振动加速度—转速曲线如图9所示。

由图9可知,低压模拟转子运行至16746r/min时,

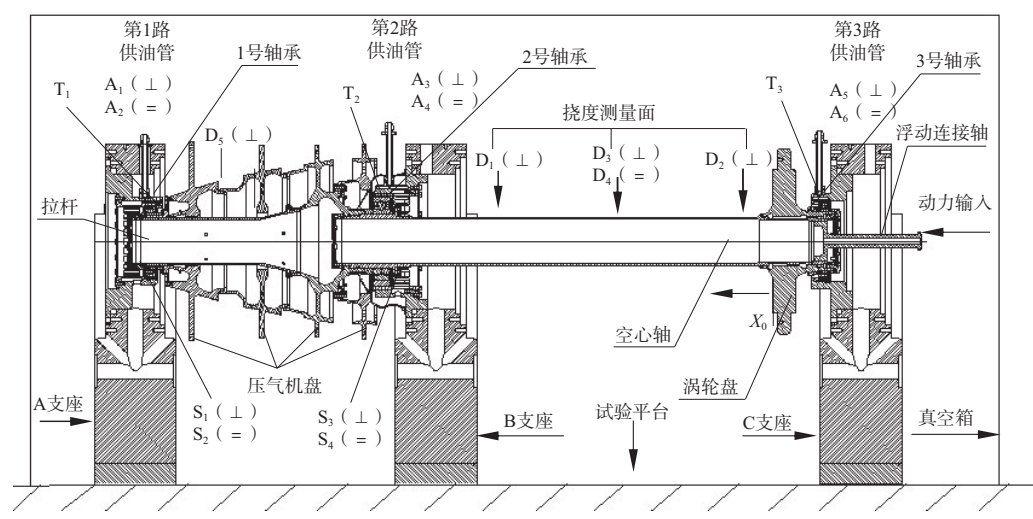


图7 低压模拟转子在试验器上的安装及测试示意图

Fig.7 Installation and measurement diagram of the simulated low-pressure rotor on test rig

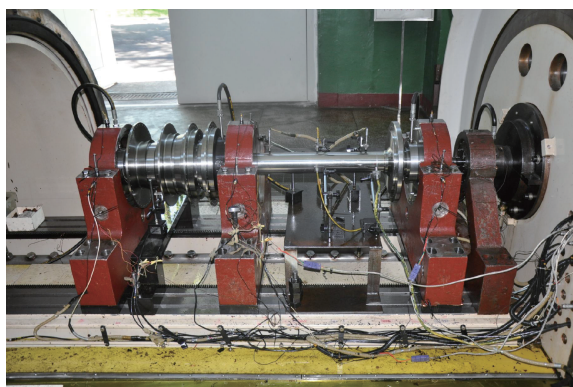


图8 低压模拟转子在试验器上的实物照片

Fig.8 Photograph of the simulated low-pressure rotor on test rig

$A_1 \sim A_4$ 测得的振动加速度值均有上涨的趋势,且 A_4 测得的振动加速度值已达到 $4g$,从振动加速度曲线趋势来看,该转子很难平稳运行至工作转速。

4.2 高速动平衡过程

(1) 第一轮高速动平衡过程

选择平衡转速为 13000r/min ,测量面为 D_5 传感器所在

截面,平衡校正面为第一级压气机盘,试配重为M5的配重螺钉。转子在 13000r/min 下的高速动平衡过程见表3。

表3 13000r/min 下的动平衡过程Table 3 Dynamic balance process of 13000r/min

转速/ (r/min)	D ₅ 传感器 测量值		备注
	幅值/ μm	相位/ ($^\circ$)	
13150	53.1	277	初始运行
13200	34.8	243	在第一级压气机盘 0° 位置加 1.06g 的M5的平衡螺钉
13110	16.9	200	VP-41 计算出需在第一级压气机盘 321° 加 1.91g 平衡螺钉,实际在第一级压气机盘 315° 和 322.5° 位置各加质量为 1.06g 的M5的平衡螺钉

(2) 第二轮高速动平衡过程

在第一轮高速动平衡的基础上,选择平衡转速为 15000r/min ,测量面为 D_1 位移传感器所在截面,平衡校正面为第四级压气机盘,试配重为M5配重螺钉。转子在 15000r/min 下的动平衡过程见表4。

经过第一轮高速动平衡,转子在 13000r/min 转速下,

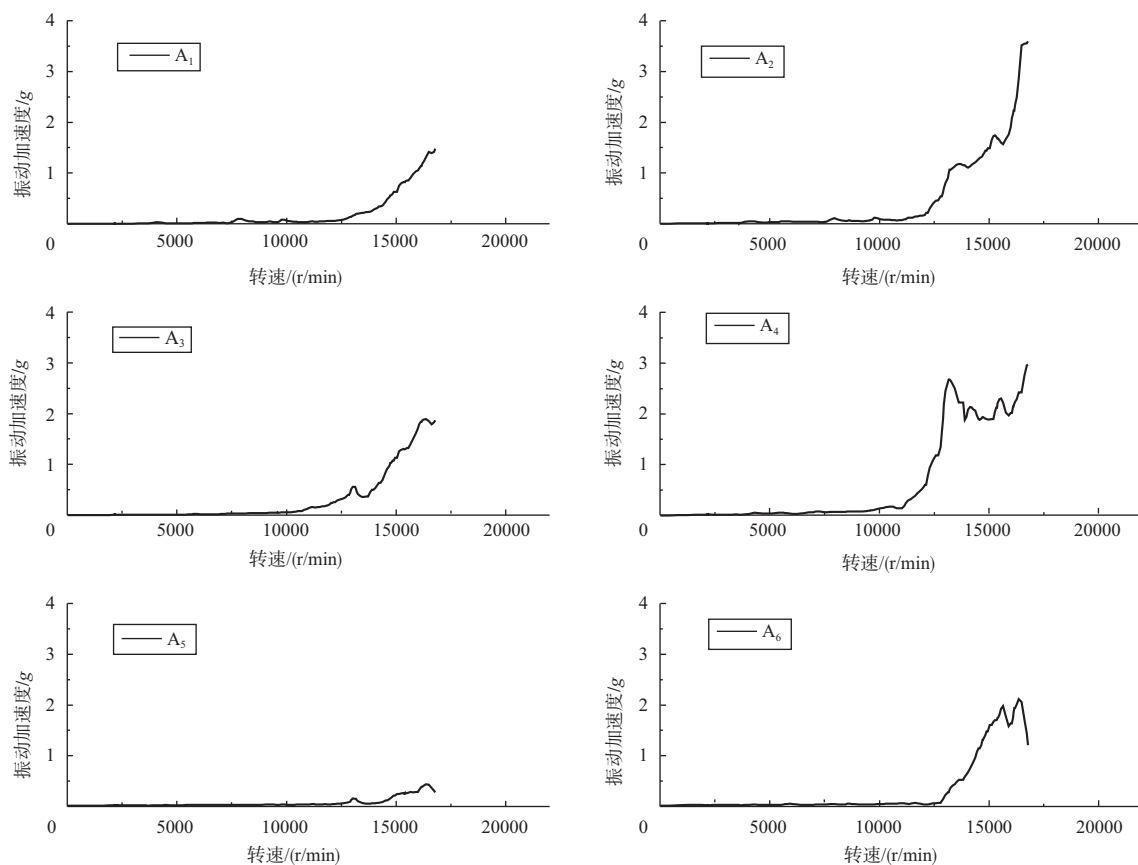
图9 由 $A_1 \sim A_6$ 传感器测得的振动加速度—转速曲线(高速动平衡试验前)Fig.9 Curves of vibration acceleration versus speed measured by transducers of $A_1 \sim A_6$ (before high-speed dynamic balance test)

表4 15000r/min下的动平衡过程
Table 4 Dynamic balance process of 15000r/min

转速/ (r/min)	D ₁ 传感器 测量值		备 注
	幅值/ μm	相位/ (°)	
15060	162	116	第一轮动平衡后的状态
15050	89	0	在第四级压气机盘0°位置加1.06g的M5的平衡螺钉
15020	40	91	VP-41 计算出需在第四级压气机盘337°加1.91g平衡螺钉,实际在第四级压气机盘345°和300°位置各加质量为1.06g的M5的平衡螺钉

D₅传感器测得的位移峰峰值由53.1μm降至16.9μm。第二轮高速动平衡后,转子在15000r/min转速下,D₁传感器测得的位移峰峰值由162μm降至40μm。两轮高速动平衡后,低压模拟转子振动明显降低。

4.3 高速动平衡前后效果对比

经过高速动平衡试验后,低压模拟转子的振动明显下降,平衡效果十分显著,该转子在高速动平衡前后的振动加速度随转速的振动曲线对比图如图10所示,其中红色曲线为转子高速动平衡前的振动加速度曲线,黑色曲线为转子高速动平衡后的振动加速度曲线。低压模拟转子在16746r/min下的动平衡效果见表5。

由图10和表5可知,高速动平衡后各支座的振动加速度显著降低。转子转速为16746r/min时,平衡效果最明显的是A支座垂直方向的振动加速度,从高速动平衡前的3.89g降至0.62g,平衡效果达到84.06%。考虑到高速动平衡前,各支座的振动加速度随转速的上升仍有急剧上涨的趋势,实际的平衡效果更显著。经过高速动平衡试验后,低压模拟转子能够平稳运行至工作转速,平衡效果显著。

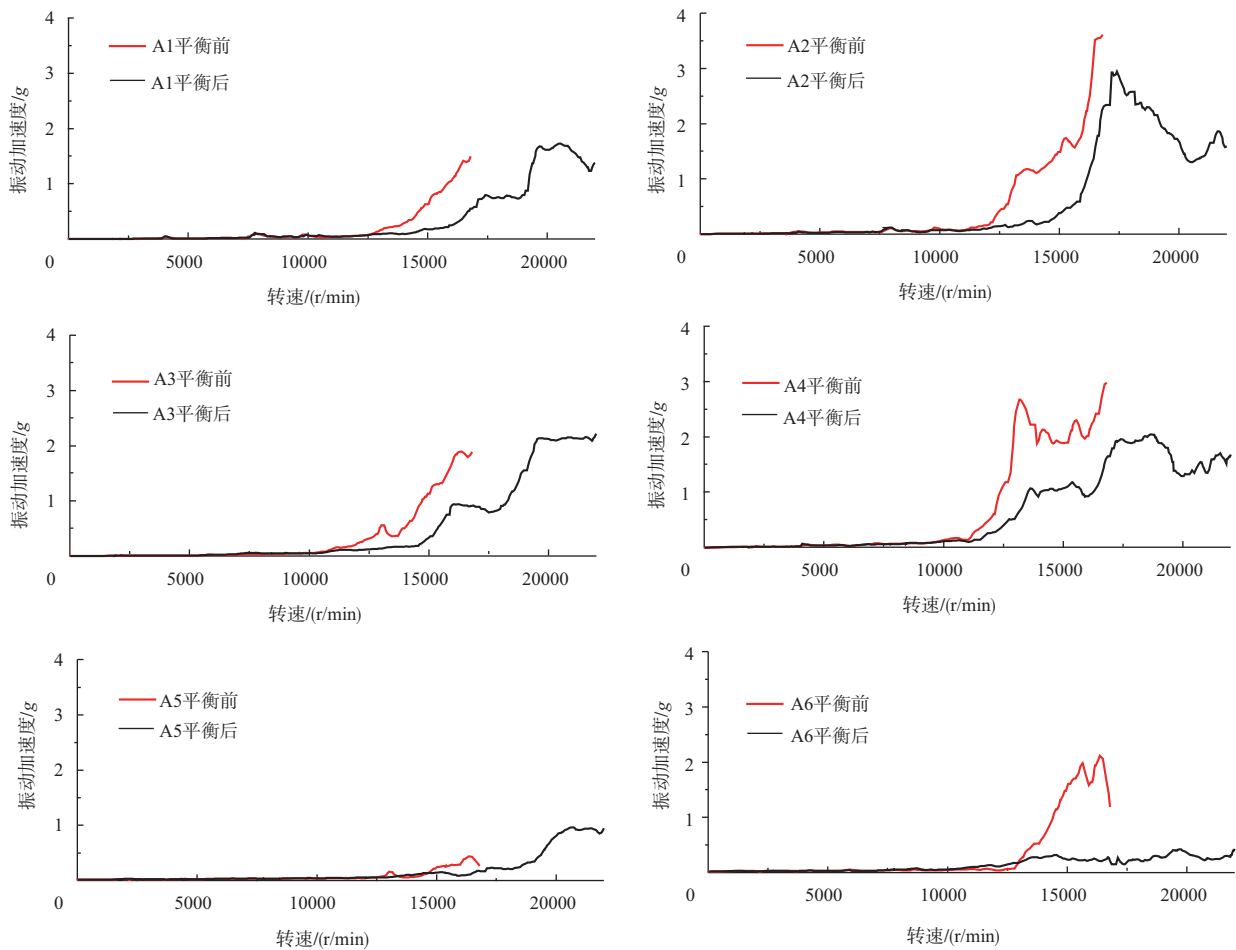


图10 高速动平衡前后振动加速度对比曲线

Fig.10 Comparison curves between vibration acceleration before and after high-speed dynamic balance

表5 动平衡效果(16746r/min)
Table 5 Dynamic balance effect(16746r/min)

振动加速度传感器	高速动平衡前/g	高速动平衡后/g	平衡效果/%
A ₁	3.89	0.62	84.06
A ₂	3.89	2.56	34.19
A ₃	2.1	1.04	50.47
A ₄	2.81	1.55	44.84
A ₅	0.29	0.19	34.48
A ₆	1.34	0.22	83.58
注:平衡效果(%)=[(高速动平衡前振动幅值-高速动平衡后振动幅值)/高速动平衡前振动幅值]×100%。			

5 结束语

本文针对某航空发动机低压模拟转子开展动平衡试验技术研究,先进行低速动平衡试验,再结合柔性转子高速动平衡技术,进行高速动平衡试验,动平衡后的转子表现出了良好的振动特性,平衡效果显著。本文的研究为控制同类型航空发动机转子的振动提供了一种可行的途径,具有重要的工程应用价值。

AST

参考文献

[1] 杨国安. 转子动平衡实用技术[M]. 北京:中国石化出版社, 2012.
Yang Guo'an. Practical technology of rotor dynamic balance [M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2012. (in Chinese)

[2] 邓旺群,高德平. 悬臂柔性转子动力特性及高速动平衡试验[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 556-562.
Deng Wangqun, Gao Deping. Experimental investigation on dynamic characteristics and high speed dynamic balance of a cantilever flexible rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21 (3): 556-562. (in Chinese)

[3] 邓旺群,唐广,舒斯荣,等. 对转发动机模拟低压转子高速动平衡试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2010, 11(4): 5-9.
Deng Wangqun, Tang Guang, Shu Sirong, et al. High speed dynamic balance experiment research on an simulated low pressure rotor of a counter-rotating engine[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2010, 11(4): 5-9. (in Chinese)

[4] 邓旺群,任兴民. 高速转子动平衡技术[M]. 北京:科学出版社, 2017.

Deng Wangqun, Ren Xingmin. Technology of high speed rotor dynamic balance[M]. Beijing: Science Press, 2017. (in Chinese)

[5] 王勃,李光辉,廖明夫,等. 某小型涡扇发动机柔性转子高速动平衡试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2008, 28(6): 136-139.
Wang Bo, Li Guanghui, Liao Mingfu, et al. Experimental investigation on high speed dynamic balance of a flexible rotor of a small turbofan engine[J]. Noise and Vibration Control, 2008, 28(6): 136-139. (in Chinese)

[6] 聂卫健. 小型涡扇发动机多盘多支点高速转子动力学研究[D]. 株洲:中国航空动力机械研究所, 2015.
Nie Weijian. Dynamics study of a high speed rotor with multi-disk and multi-support of a small turbofan engine[D]. Zhuzhou: China Aviation Powerplant Research Institute, 2015. (in Chinese)

[7] 邓旺群,高德平,刘金南,等. 转子高速动平衡技术在涡轴发动机整机减振中的作用[J]. 航空动力学报, 2005, 20(1): 78-85.
Deng Wangqun, Gao Deping, Liu Jinnan, et al. Effect of high speed dynamic balance technique of rotor in reducing vibration of whole turbine shaft engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(1): 78-85. (in Chinese)

[8] 邓旺群,李上福,高德平,等. 细长柔性转子高速动平衡方法[J]. 航空动力学报, 2004, 19(4): 506-511.
Deng Wangqun, Li Shangfu, Gao Deping, et al. Method of high speed dynamic balance to balance a slender flexible rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(4): 506-511. (in Chinese)

[9] 邓旺群,范潘潘,徐友良,等. 涡桨发动机低压模拟转子动力特性研究[J]. 航空科学技术, 2017, 28(8): 68-73.
Deng Wangqun, Fan Panpan, Xu Youliang, et al. Dynamic characteristics study of simulated low-pressure rotor of turboprop engine[J]. Aeronautical Science & Technology, 2017, 28(8): 68-73. (in Chinese)

[10] 《航空发动机设计手册》总编委会. 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, 2001.
Aeroengine Design Manual Editorial Board. Aeroengine design manual: Vol. 19 Rotor dynamics and whole engine vibration[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2001 (in Chinese)

Dynamic Balance Experiment Research on the Simulated Low-pressure Rotor of Turboprop Engine

Fan Panpan, Zhuang Zhouzhu, Yuan Sheng

AECC Key Laboratory of Aero-engine Vibration Technology, AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China

Abstract: The working speed of the simulated low-pressure rotor of turboprop engine was lower than the bending critical speed. This rotor can not reach the working speed due to vibration exceeding the limit, which was caused by unbalance. Aiming at the problem above, the dynamic balance test research was studied in this paper. First of all, low speed balance of the simulated low-pressure rotor was carried out on the dynamic balance machine, and then combined with high-speed dynamic balance technology of flexible rotors, the high-speed dynamic balance test was completed on the high-speed rotating test rig. Vibration is obviously reduced after the dynamic balance test, the vibration characteristics of the rotor after dynamic balance is good. Balancing effect is ideal. The research will provide effective method for vibration control of aero-engine rotors of same type at high speed, which is of great application value.

Key Words: turboprop engine; simulated low-pressure rotor; dynamic balancing technology; rigid rotor; unbalance; experiment research