

文章编号: 1000-8055(2026)08-20240782-15

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20240782

航空发动机双转子系统“交叉激励”模态的 “可容度”及试验验证

程 驰¹, 廖明夫¹, 雷新亮², 石 斌², 王 瑞¹, 况钧耀¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 为剖析航空发动机双转子系统“交叉激励”模态的特性, 并评估其“可容度”, 以某型发动机带中介轴承双转子相似模型为对象, 将高、低压转子分别取为独立的单元体, 以作用力和反作用力来替代中介轴承的耦合作用; 利用转子模态分析方法, 分析作用力与振型的正交性, 由此证明了“交叉激励”模态的高“可容度”特性。最后, 利用与某型发动机动力学相似的双转子试验器进行了试验验证。开展了模态测试、响应测试, 以及“长时间共振”试验。双转子试验器升降速过程中, 不平衡响应在“交叉激励”模态处无峰值; 在“交叉激励”模态下双转子经历了超过 62 min 的“长时间共振”, 所施加的不平衡量最大为耦合模态的 145%, 而响应峰值小于耦合模态的 25%。本文的理论分析和试验结果表明, “交叉激励”模态为“可容模态”, 剧烈振动的风险很低。

关 键 词: 中介轴承; 双转子系统; 交叉激励模态; 可容模态; 作用力的正交性

中图分类号: V235.13

文献标志码: A

Bearability of cross-excitation modes of aero-engine dual-rotor system and its experimental verification

Cheng Chi¹, Liao Mingfu¹, Lei Xinliang², Shi Bin², Wang Rui¹, Kuang Junyao¹

(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: To elucidate the contradictory phenomenon of the cross-excitation mode that the displacement or deformation of the excitation source rotor is very small while that of the excited rotor is absolutely dominant, the orthogonality between the force and the vibration mode is analyzed based on rotor modal analysis method and a dual-rotor model with inter-shaft bearing. A dual-rotor experimental setup was built, and modal experiment, response experiment and long-term resonance experiment were carried out. The experimental results showed that the critical speed error between the experimental results and the calculation results of the dual-rotor experimental setup was up to 3.7%, and the modal shape error was up to 9.5%. The unbalanced response during the acceleration and deceleration process had no peak at the cross-excitation mode. A long-time resonance exceeding 62 minutes was performed under the cross-excitation mode. Even if the maximum amount of applied imbalance was 145% of the coupling mode, the peak response was still less than 25% of the coupling mode. The research results fully prove that the cross-

收稿日期: 2024-11-18

基金项目: 国家科技重大专项

作者简介: 程驰(1999—), 男, 博士生, 主要从事航空发动机转子动力学研究。E-mail: chengchi2023@mail.nwpu.edu.cn

通信作者: 廖明夫(1960—), 男, 教授, 博士, 主要从事航空发动机转子动力学和风能工程研究。E-mail: mfliao@nwpu.edu.cn

引用格式: 程驰, 廖明夫, 雷新亮, 等. 航空发动机双转子系统“交叉激励”模态的“可容度”及试验验证[J]. 航空动力学报, 2026, 41(8): 20240782.

Cheng Chi, Liao Mingfu, Lei Xinliang, et al. Bearability of cross-excitation modes of aero-engine dual-rotor system and its experimental verification[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(8): 20240782.

excitation mode is a mode with high acceptability, presenting very low risk of severe vibration.

Keywords: inter-shaft bearing; dual-rotor system; cross-excitation mode; bearable modes; orthogonality of modal force

在工作转速范围内,航空发动机转子系统存在若干阶振动模态,即存在多阶临界转速^[1-4]。按照激励源可分为高压激励模态和低压激励模态。高压激励模态是指在该模态下,高压转子为激励源转子,低压转子为被激励转子,假设高压转子的不平衡作为主激励,激起转子共振,高、低压转子涡动的公转转速和方向与高压转子相同;低压激励模态则表示,低压转子为激励源转子,高压转子为被激励转子,低压转子的不平衡作为主激励激起转子共振,高、低压转子涡动的公转转速和方向与低压转子相同。

再进一步细分,这些模态可分为 3 类:

第 1 类 主激励模态,即双转子的振型表现为激励源转子的位移或变形占优,例如,高压转子为激励源转子,振型则以高压转子位移或变形为主;低压转子为激励源转子,振型则以低压转子位移或变形为主。

第 2 类 强耦合模态,即激励源转子与被激励转子的位移或变形相当,例如,高压转子为激励源转子,高压转子的位移或变形与低压转子相当;低压转子为激励源转子,低压转子的位移或变形与高压转子相当。

第 3 类 “交叉激励”模态,即激励源转子的位移或变形很小,而被激励转子的位移或变形绝对占优,例如,高压转子为激励源转子,但高压转子的位移或变形很小,理论上可为零,而低压转子的位移或变形绝对占优;低压转子为激励源转子,但低压转子的位移或变形很小,而高压转子的位移或变形占优。

仅从振型来看,“交叉激励”模态是很危险的,常引起设计者的关注和忧虑。在某型发动机中,工作范围内就存在两阶高压“交叉激励”模态,即激励源转子为高压转子,高压转子位移几乎为零,而低压转子发生弯曲。

因此,为更准确的评价各类振动模态,从设计环节排除隐患,廖明夫等^[5-6]创造性地提出了“可容模态”的设计理念并初步建立了理论框架。金路^[7]进一步地将轮盘振动峰值最低、支承外传力最小以及轴系总质量最小列为设计目标,又结合有限元法和多目标遗传算法开展了动力学设计。

王东华等^[8]则依据改进的多目标遗传算法,通过优化双转子系统轮盘的轴向位置以使临界转速尽可能地接近设计值。刘展翅^[9]依据“可容模态”理论,基于有限元法,系统性研究了弹支挤压油膜阻尼器的设计与评估方法,包括特殊工况下阻尼器的减振特性。李岩等^[10-11]针对柔性单转子系统和带中介轴承的双转子系统,深入研究了动力学“临界跟随”现象,补充了“可容模态”理论的约束条件,并进行了初步的验证。黄江博等^[12]针对柔性单转子系统,又综合考虑了套齿连接结构的稳定性,完善了低压转子系统的“可容模态”理论。赵璐等^[13]建立了带弹性环式挤压油膜阻尼器的刚性高压转子系统“可容模态”减振设计方法。王瑞等^[14-15]综合考虑不平衡敏感度、阻尼器效果和中介轴承载荷影响,针对带中介轴承双转子系统进行优化设计并完成了试验验证。

在此基础上,文献^[6]系统性建立了航空发动机多转子系统的“可容模态”理论及抗振设计方法,构建了高、低压转子激励模态下的可容度评价函数,成功实现了对上述 3 种模态的“可容度”评价。

评价结果表明,第 3 类模态,即“交叉激励”模态的“可容度”最高,可达到 0.9 以上。模态的高“可容度”表示,该阶模态下,转子“容忍共振”的能力强。文献^[6]同时指出,“交叉激励”模态的“可容度”之所以高,是因为在转子模态可容度评价函数中,激励源转子的不平衡影响因子特别小,即转子系统对激励源转子上不平衡激励的响应敏感度很低。

具体而言,一方面,振型是以相对位移来表征振动位移沿轴向变化的模式,并不代表振动的实际水平。另一方面,高压转子向低压转子传递激振力的中介轴承位于该阶振型的节点,故高压转子不平衡激振力对这阶模态的激励效果很弱,难以激起峰值突出的“共振”。这与“可容度”评价结果是一致的。

但这仅属于理论分析,现有研究仍缺乏具体的试验验证。为更清晰地剖析“交叉激励”模态的特性,更透彻地理解和认识“交叉激励”模态高“可容度”的物理意义,本文将高、低压转子分别取为独立的单元体,以作用力和反作用力来

替代中介轴承的耦合作用。利用转子模态分析方法^[16-17], 分析作用力与振型的正交性, 由此来证明“交叉激励”模态的高“可容度”特性。最后, 利用与某型发动机动力学相似的双转子试验器^[14,18]进行试验验证。本文的理论分析和试验结果表明, “交叉激励”模态为“可容模态”, 剧烈振动的风险很低。

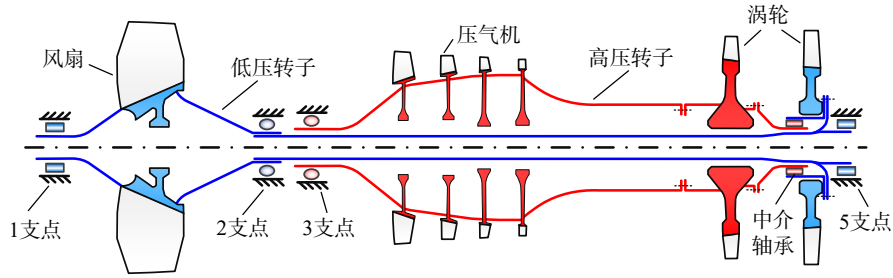


图1 双转子模型

Fig. 1 Dual-rotor model

基于有限元理论, 可得到如图1所示双转子模型的运动微分方程, 即

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C} - \Omega_l \mathbf{G}_l - \Omega_h \mathbf{G}_h) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{Q} \quad (1)$$

式中 $\mathbf{M}$ 表征整体结构的质量矩阵; $\mathbf{C}$ 反应整体结构的阻尼矩阵; $\mathbf{G}_h$ 与 $\mathbf{G}_l$ 分别对应高、低压转子因对转产生的陀螺效应矩阵; $\mathbf{K}$ 为系统刚度矩阵, 其综合了分叉结构与中介轴承的刚度; Ω_h 与 Ω_l 分别表示高、低压转子的转速; $\mathbf{Q}$ 表征作用在系统上的外部激励载荷向量; $\mathbf{q}$ 代表转子系统的广义位移向量, 其表示为:

$$\mathbf{q} = [\mathbf{q}_1 \quad \mathbf{q}_2 \quad \cdots \quad \mathbf{q}_N]^T \quad (2)$$

式中下标数字为节点编号, N 表示节点总数。

忽略式(1)中阻尼矩阵和系统外力向量后的齐次方程, 可用以计算双转子系统的模态:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C} - \Omega_l \mathbf{G}_l - \Omega_h \mathbf{G}_h) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = 0 \quad (3)$$

由式(3)对应的特征方程可得到转子系统的模态。如前面所述, 双转子系统具有高压激励和低压激励的两组模态, 如图2所示。其中, LRE 表示低压激励; HRE 表示高压激励。转子共同工作线与各阶共振转速线的交点对应着转子激励下的各阶临界转速, 其中, a 、 b 和 d 为高压转子激励下的临界转速, c 和 e 为低压转子激励下的临界转速, 各个交点对应的特征向量即为双转子系统的振型向量。

文献[14-15]针对一套双转子试验器进行了

1 双转子系统的模态及其“可容度”

为分析双转子系统的模态特性, 评价其“可容度”, 取如图1所示的双转子模型。该模型由高压转子和低压转子构成, 高压转子的后支承为中介轴承。这种结构形式是绝大多数涡扇发动机的典型结构, 具有较高的普适性。

模态计算, 得到转速范围内转子的模态振型, 如图3和图4所示。其中, 图3显示了低压激励的前3阶模态振型, 图4显示高压激励的前4阶模态振型。

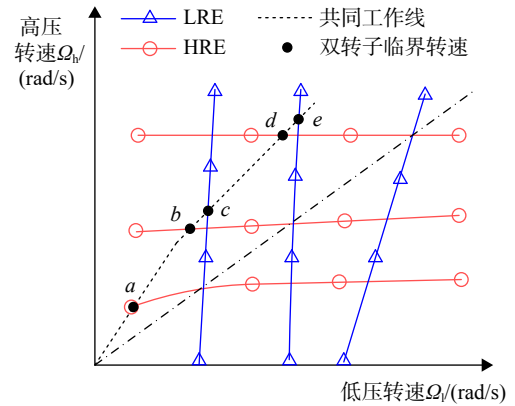
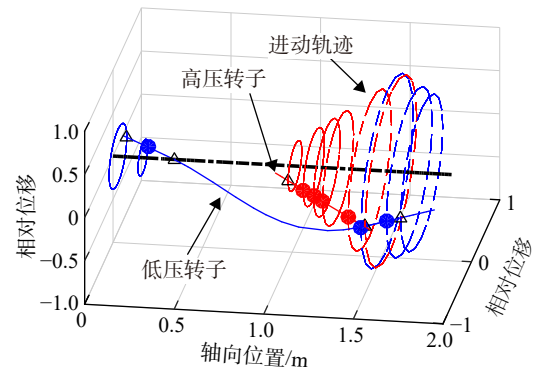


图2 双转子临界转速图谱

Fig. 2 Critical speed map of dual-rotor



(a) 低压转子激励第1阶

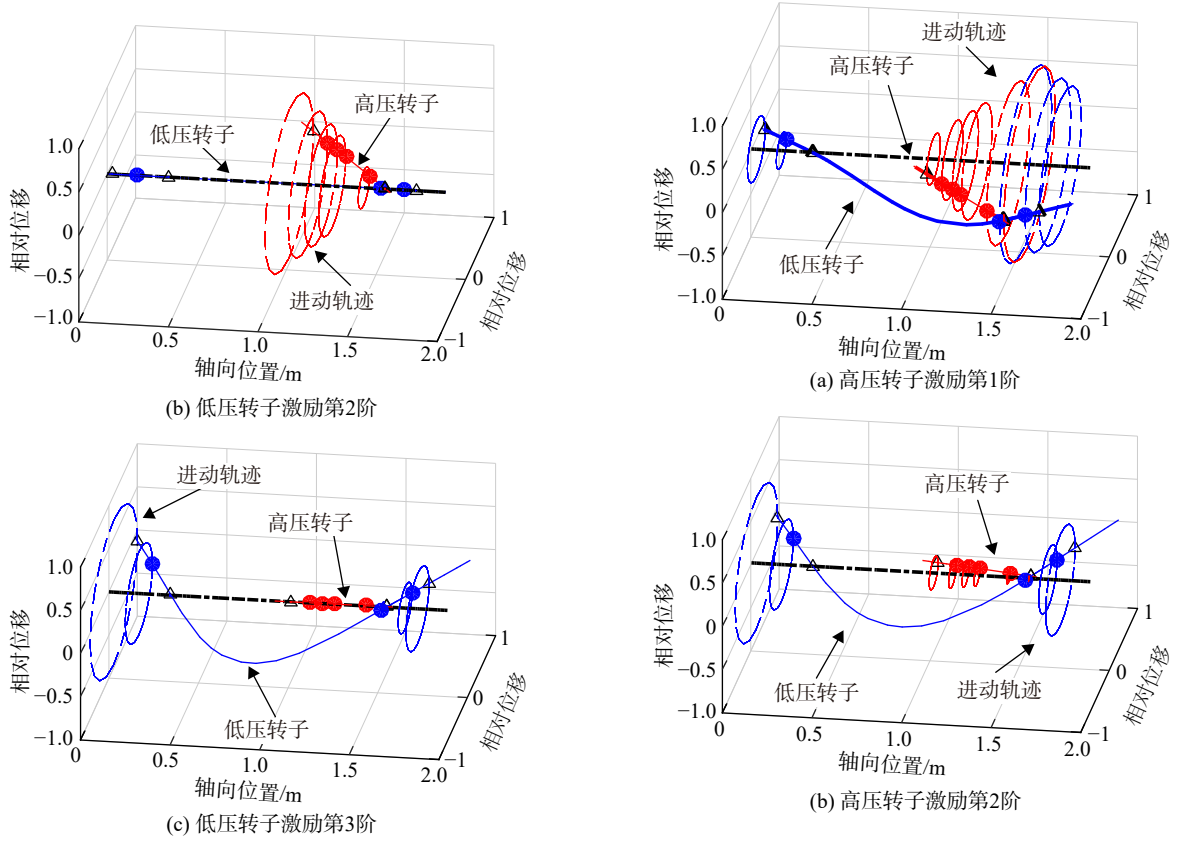


图 3 低压转子激励的模式振型

Fig. 3 Mode shapes for low-pressure (LP) rotor excitation

由图 3 可见, 低压激励的第 2 阶模式振型表现为高压转子位移绝对占优, 而低压转子位移几乎为 0。在图 4 中, 高压激励的第 2 阶振型以低压转子弯曲变形为主, 高压转子的位移则为 0。这两阶模式可称为“交叉激励”模式。

双转子系统的模式可容度评价函数如式(4)和式(5)所示。

低压转子激励的第 i 阶模式:

$$f_{li} = [1 - (1 - P_{li}^{sfd}) \tilde{U}_i^l] \Psi_{li}^b \quad i = 1, \dots, m \quad (4)$$

高压转子激励的第 k 阶模式:

$$f_{hko} = [1 - (1 - P_{hk}^{sfd}) \tilde{U}_k^h] \Psi_{hk}^b \quad k = 1, \dots, n \quad (5)$$

式中 f_{li} 表示低压激励第 i 阶模式的可容度评价函数值, f_{hko} 表示高压激励第 k 阶模式的可容度评价函数值。该阶模式的可容度评价函数值与模式“可容度”呈正比关系, 函数值越大, 转子容忍该阶“共振”的能力越强。 $0 < f_{li} < 1$; $0 < f_{hko} < 1$ 。 P_{li}^{sfd} 表示低压激励第 i 阶模式振型中弹支应变能占比。 $\tilde{U}_i^l$ 表示低压激励第 i 阶模式不平衡影响因子; $\tilde{U}_k^h$ 表示高压激励第 k 阶模式不平衡影响因子; Ψ_{gi}^b ($g =$

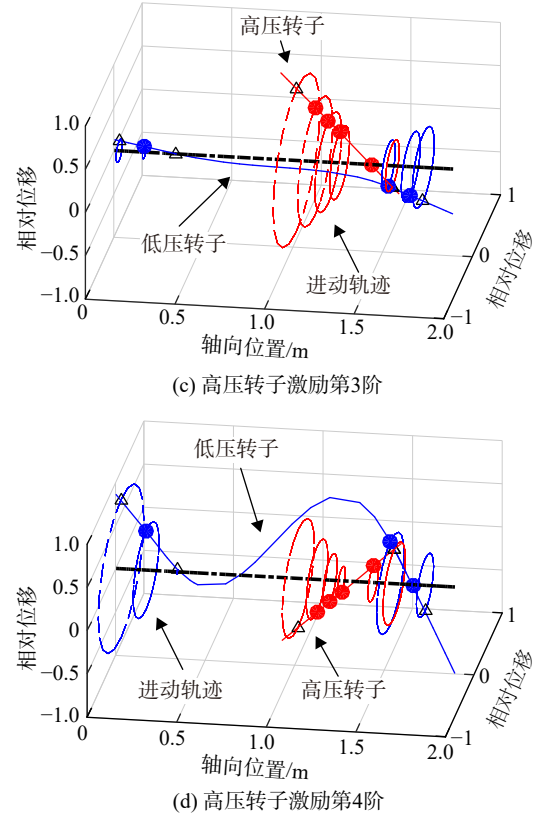


图 4 高压转子激励的模式振型

Fig. 4 Mode shapes for high-pressure (HP) rotor excitation

l, h) 为中介轴承可容度函数; m 为工作范围内低压主激励振型阶数; n 为工作范围内高压主激励

振型阶数。

利用式(4)和式(5)评价了转子系统各阶模态的“可容度”，结果如表 1 所示。其中，两阶“交叉激励”模态的模式可容度评价函数值均接近于 1，说明在此模态下的“共振”是可容忍的。换言之，该阶模态不足为患。

表 1 各阶模态的模式可容度评价函数计算结果

Table 1 Calculation of the criterion function of mode acceptability for each order of modes

模态阶次	评价参数			
	弹支总应变能占比	模态不平衡影响因子	中介轴承应变能评价函数值	模态可容度评价函数值
低压转子激励第 1 阶	0.808	0.353	1	0.932
低压转子激励第 2 阶 （“交叉激励”）	0.982	0.002	1	0.999
低压转子激励第 3 阶	0.466	0.247	1	0.868
高压转子激励第 1 阶	0.820	0.540	1	0.903
高压转子激励第 2 阶 （“交叉激励”）	0.540	0.036	1	0.983
高压转子激励第 3 阶	0.514	0.560	0	0
高压转子激励第 4 阶	0.205	0.289	1	0.770

2 双转子系统“交叉激励”模态的“可容度”分析

直观“交叉激励”模态振型，如图 4(b)所示，会造成“该阶模态风险较大”的印象。事实上，振型是以相对位移来表达的，并不代表真实的振动水平。另外，模态可容度评价函数中，模态不平衡影响因子非常小，说明主激励转子的不平衡激励作用很小，难以激起“交叉激励”模态下的“共振”。

为进一步探明“交叉激励”模态的特性，将激励源转子分离成一个作用力，来代表中介轴承对被激励转子的作用。激励源转子的作用力施加在被激励转子上。将被激励转子分离为单转子单元体。分析作用力与被激励转子模态振型的正交性，就可清晰地揭示“交叉激励”模态高“可容度”的激励和物理意义，为判定“交叉激励”模态为低风险模态提供完备的理论解释。

不妨以高压激励的第 2 阶模态为例来加以分析。将低压转子视作单转子单元体，高压转子的

不平衡激励，通过中介轴承作用在低压转子上，用作用力 F_h 来表达，如图 5 所示。它作用在中介轴承位置。

作用力 F_h 可表示成如下的轴向分布力：

$$F_h(x) = F_h\delta(x) \tag{6}$$

式中 x 为轴向位置坐标；

$$\delta(x) = \begin{cases} 1 & x = x_b \\ 0 & x \neq x_b \end{cases} \tag{7}$$

其中 x_b 为中介轴承在轴向的位置坐标，即作用力 F_h 作用点的轴向坐标。

借鉴连续体模态分析理论，低压转子在高压不平衡激励下的第 2 阶模态响应为：

$$r_{lh} = \frac{F_{lh}}{\sqrt{(\omega_{lh}^2 - \Omega_h^2)^2 + (2D_{lh}\omega_{lh}\Omega_h)^2}} e^{j(\Omega_h t + \beta_h)} \tag{8}$$

式中 ω_{lh} 为对应的临界转速， D_{lh} 为对应的模态阻尼比， F_{lh} 为对应的模态激振力。

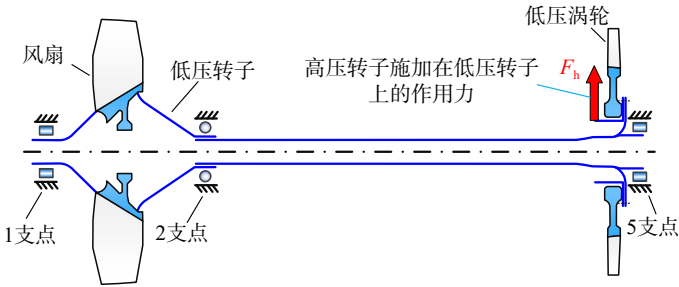


图 5 低压转子单元体和高压转子的作用力

Fig. 5 Forces between the low-pressure rotor unit and the high-pressure rotor

$$F_{lh} = \int_0^L \psi_{lh}(x) F_h(x) dx \quad (9)$$

式中 $\psi_{lh}(x)$ 为振型。注意, 此处 $\psi_{lh}(x)$ 要用双转子系统模型计算得到的高压激励的第 2 阶模态振型中低压转子的振型, 即图 4(b) 中蓝线表示的低压振型。

将式(6)代入式(9), 并考虑式(7), 于是可得

$$F_{lh} = \int_0^L \psi_{lh}(x) F_h \delta(x) dx = \psi_{lh}(x_b) F_h \quad (10)$$

由于是“交叉激励”模态, 在 $x = x_b$ 处, 低压转子的位移为 0, 即 $x = x_b$ 是低压转子振型的节点, 因此, $\psi_{lh}(x_b) = 0$, 进而

$$F_{lh} = \int_0^L \psi_{lh}(x) F_h \delta(x) dx = \psi_{lh}(x_b) F_h = 0 \quad (11)$$

$$\psi_{lh}(x_i) = [\psi_{lh}(x_1) \quad \psi_{lh}(x_2) \quad \cdots \quad \psi_{lh}(x_b) \quad \psi_{lh}(x_{b+1}) \quad \cdots \quad \psi_{lh}(x_n)]^T \quad (14)$$

注意, 只是为了标识, 式(14)用 x_{b+1} 表示 x_b 位置的下一个节点。

$$\psi_{lh}^{*T}(x_i) F_h = [\psi_{lh}(x_1) \quad \psi_{lh}(x_2) \quad \cdots \quad \psi_{lh}(x_b) \quad \psi_{lh}(x_{b+1}) \quad \cdots \quad \psi_{lh}(x_n)]^* F_h \quad (15)$$

将式(13)代入式(15), 得到

$$\psi_{lh}^{*T}(x_i) F_h = \psi_{lh}(x_b) F_h = 0 \quad (16)$$

由此可见, 作用力向量与振型向量是正交的, 因此, 不会激起该阶模态下的剧烈共振。这与式(11)的结果是一致的。

用同样的方法也可对低压激励的第 2 阶模态进行分析, 结论是相同的。概括而言, 激励源转子上的不平衡量不会激起“交叉激励”模态下转子的共振。

但要注意, 上述“交叉激励”模态仅针对激励源转子上的不平衡激励具有高“可容度”。若发动机运行中, 会产生激励源转子 1 倍频的流体激振力或其他激振力, 并通过不同的传递路径作用在被激励转子上, “交叉激励”模态的特性和响应则

转子的模态响应

$$r_{lh} = \frac{F_{lh}}{\sqrt{(\omega_{lh}^2 - \Omega_h^2)^2 + (2D_{lh}\omega_{lh}\Omega_h)^2}} e^{j(\Omega_h t + \beta_h)} = 0 \quad (12)$$

这就证明了高压转子不平衡激励难以激起“交叉激励”模态下的剧烈共振, “交叉激励”模态是“可容模态”, 风险较小。

对于有限元离散模型, 可将作用力 F_h 写成如下向量:

$$F_h = [0 \quad \cdots \quad 0 \quad F_h \quad 0 \quad \cdots \quad 0]^T_n \quad (13)$$

式中 n 为低压转子有限元离散节点数。

计算得到的低压转子振型向量为式(14)。

作用力 F_h 与振型向量 $\psi_{lh}(x_i)$ 的正交性可由式(15)检验。

需要具体分析。

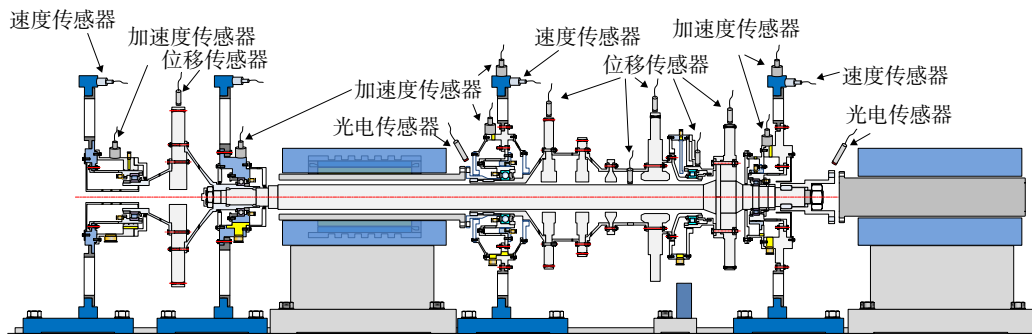
3 双转子系统“交叉激励”模态“可容度”的试验验证

利用如图 6 所示的双转子试验器对“交叉激励”模态的特性和“可容度”进行试验验证。

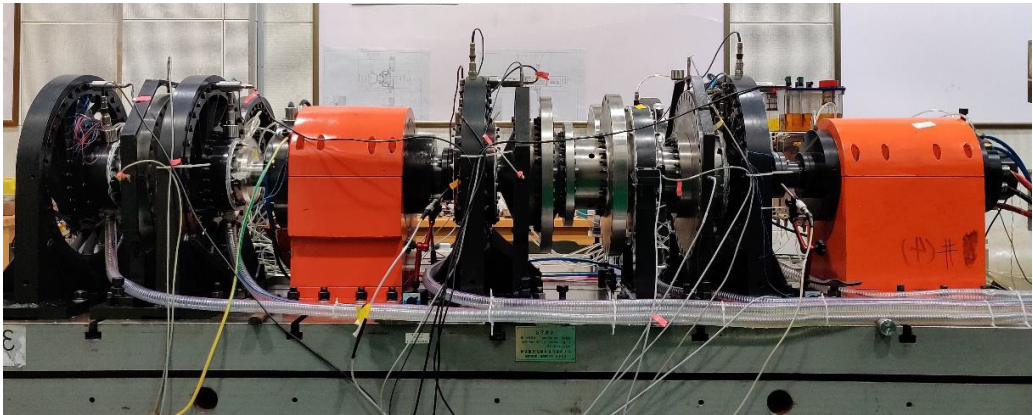
式中上标“*”表示复共轭。

如图 6 所示, 双转子试验器由低压转子和高压转子构成, 其中低压转子采用 1-1-1 支承方案, 由风扇盘、低压轴以及低压涡轮盘组成。高压转子采用 1-0-1 支承方案, 由三级高压压气机盘、高压轴以及高压涡轮盘组成。

试验器的风扇盘前支点(1 支点)、高压压气机前支点(3 支点)和低压涡轮后支点(5 支点)为鼠笼式弹性支承结构, 带有挤压油膜阻尼器。低



(a) 振动测试系统布置方案



(b) 带振动测试系统的双转子模拟试验器

图 6 双转子模拟试验器及其振动测试系统的布置^[14]

Fig. 6 Arrangement of a dual-rotor experimental setup and its vibration testing system^[14]

压风扇后支点(2 支点)为刚性支承结构;高压涡轮后支点(4 支点)为中介支承结构。中介轴承外环支承安装在低压涡轮盘上,内环支承安装在高压后轴颈上。

双转子试验器采用高压电动机与低压电动机同轴驱动,高压电动机为特殊研制的空心电主轴电动机,置于低压风扇与高压压气机之间,可保证对柔性低压转子和刚性高压转子的模拟,使得双转子试验器与真实发动机结构之间具有较高的相似度^[1-2]。试验器的动力系统采用同轴直联驱动架构,支持同向/逆向耦合驱动模式,具备动态调速能力(0~6 000 r/min)。

利用上述试验器对双转子系统“交叉激励”模态的特性和“可容度”进行试验验证。验证试验包括双转子系统的模态测试试验、不平衡响应测试试验以及在“交叉激励”模态下的“长时间共振”试验。

3.1 振动测试系统

可靠的振动测试系统是完成模态“可容度”的分析及试验验证的保障条件。它包括传感器、振动数据采集系统和集成化测控平台。

传感器参数如表 2 所示,传感器布置方案及实物图如图 6 所示。其中,表 2 中的电涡流传感器即为图 6 中的位移传感器,以非接触式的形式测量监测面的振动位移。

表 2 传感器参数
Table 2 Technical parameters of sensors

类型	型号	频响范围/Hz	灵敏度	数量
光电传感器	P-84	0~10 000		2
电涡流传感器	IN-085	0~10 000	8 mV/ μ m	12
速度传感器	VS-080	15~2000	75 mV/(mm/s)	4
加速度传感器	AS-020	1.5~15 000	100 mV/g	12

振动数据采集系统如图 7 所示,可实现对传感器测取信号的同步采集、精准转换、实时传输。试验器采用双冗余模块配置方案,各模块集成 2 路转速信号通道及 16 路动态响应采集通道。图 8 所示为集成化测控平台,具备基于 PID 算法的闭环调速控制、振动特征谱实时监测及时频域联合分析等核心功能。

3.2 双转子系统临界转速测试

双转子系统临界转速测试试验的流程如图 9 所示。

图 10 表示对转双转子系统临界转速图谱试

验结果与计算结果的对比。其中,实线为计算结果;圆圈“o”和星号“*”为实测结果;横线为高压激励的自振频率;竖线为低压激励的自振频率。

对比结果表明,经过 33 个点的临界转速值的验证,双转子试验器对转时实测的临界转速图谱与设计的图谱吻合度非常高,最大误差为 3.7%。

在对转情况下,随着低压转速升高,高压激励前 4 阶自振频率均降低,尤以第 2 阶和第 4 阶自振频率降低较显著;而随着高压转速升高,低压激励第 1 阶和第 2 阶自振频率有所减小。原因是高、低压转子对转时,高、低压转子惯量耦合产生



图 7 振动数据采集系统
Fig. 7 Vibration data acquisition system

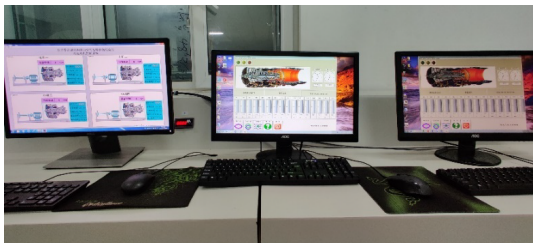


图 8 集成化测控平台
Fig. 8 Integrated measurement and control platform

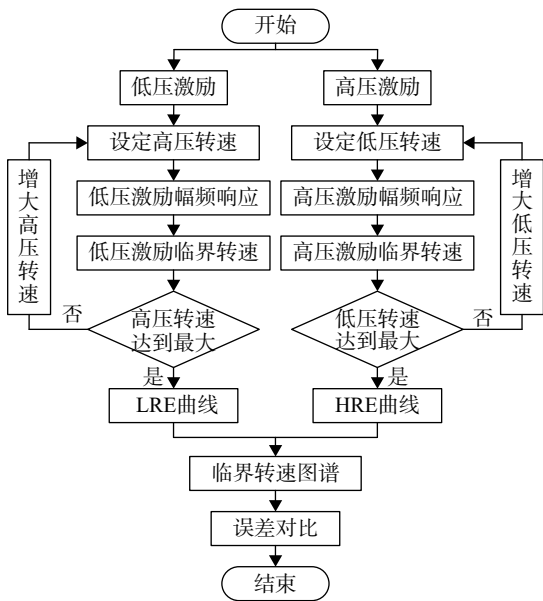


图 9 双转子系统临界转速测试试验流程
Fig. 9 Critical speed experiment procedure for dual-rotor system

的陀螺力矩使转子的刚性降低。

3.3 双转子系统振型的测试

低压轴要穿过高压转子内腔, 试验时, 无法测量低压轴的振动, 只能测量低压涡轮盘、风扇盘、中介轴承外环座, 高压压气机一级盘以及高压涡轮盘共计 5 个截面的振动位移。

试验时, 将转子运行在各阶临界转速处, 测量转子 5 个截面的振动响应。按照同一阶振型无量纲化处理方法, 将测量的振动峰值进行无量纲化,

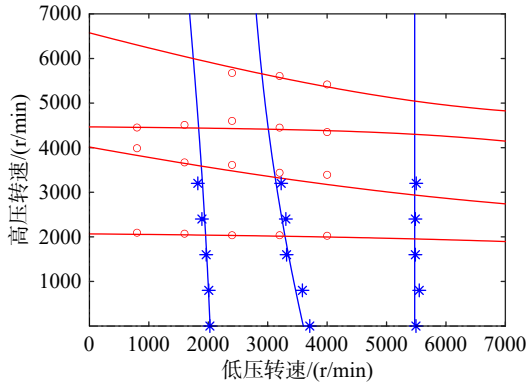


图 10 双转子临界转速的实测与设计结果的对比
Fig. 10 Comparison of experimental and calculated results of critical speed diagram for dual-rotor system

得到这一阶振型上的 5 个振型测点。以对应截面的轴向位置为横坐标, 将这 5 个测点画出, 就可与设计振型进行比较。

图 11 表示对低压激励的前 3 阶振型的验证结果。对比实测结果与设计结果, 低压转子激励模态振型最大误差为 9.5%。

同样, 在低压转子定转速、高压转子激励条件下, 实测高压激励的前 4 阶振型, 结果如图 12

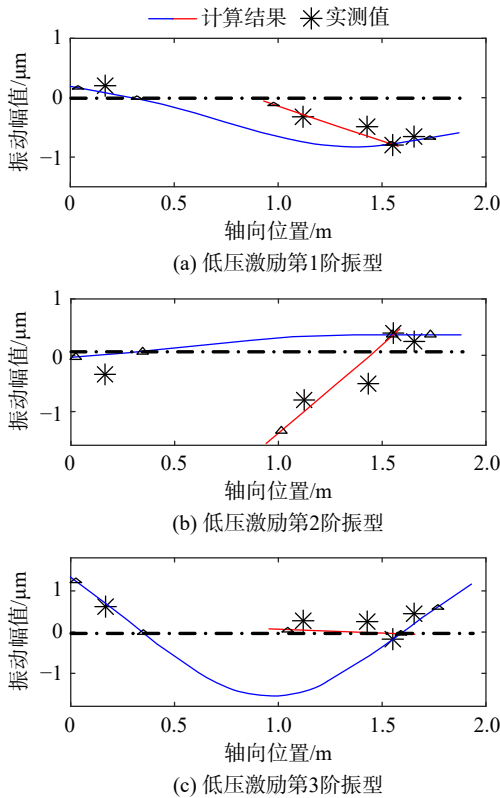


图 11 低压激励前 3 阶振型实测与设计结果的对比
Fig. 11 Comparison of experimental results with calculated results for three order vibration patterns of LP rotor excitation

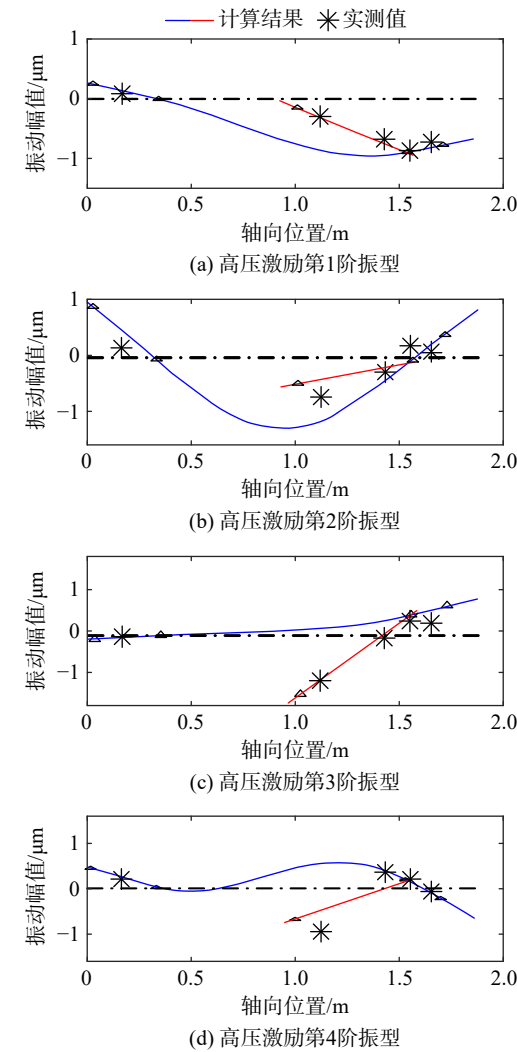


图 12 高压激励前 4 阶振型的实测与设计结果的对比
Fig. 12 Comparison of experimental results with calculated results for four order vibration patterns of HP rotor excitation

所示。
4 阶振型测试结果表明，高压转子激励模态振型的最大误差为 8.7%。

3.4 双转子系统的不平衡响应测试

在低压转子上施加不平衡量 30 g·cm；在高压转子上施加不平衡量 30 g·cm，总计 60 g·cm，其分布如表 3 所示。

双转子试验器按照图 13 所示的共同工作线增速，首先以高压转子转速:低压转子转速为 1.85 的比例增速至设计点 1，该点的低压转速为 2 600 r/min，高压转速为 4 810 r/min；再以高压转子转速：低压转子转速为 0.85 的比例增速至最大转速。

同时测量高、低压转子的振动随转速的变化，将高、低压基频成分提取出来，并以三面三维的形式表达，如图 14 所示。其中，黑线表示实测的

不平衡 质量分布	试验条件		计算条件	
	大小/ (g·cm)	相位/ (°)	大小/ (g·cm)	相位/ (°)
风扇盘	4.3	180	5.0	180
低压涡轮盘	25.7	0	25.0	0
高压一级压气机盘	5.22	0	5.0	0
高压涡轮盘	24.78	180	25.0	180

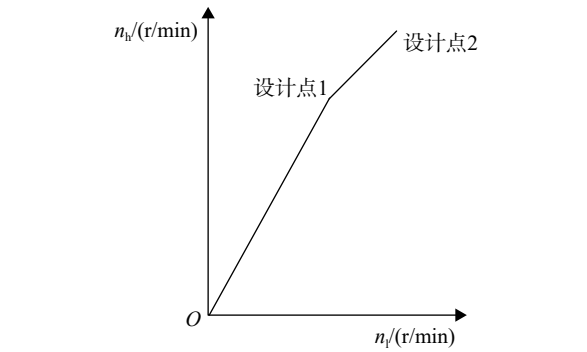
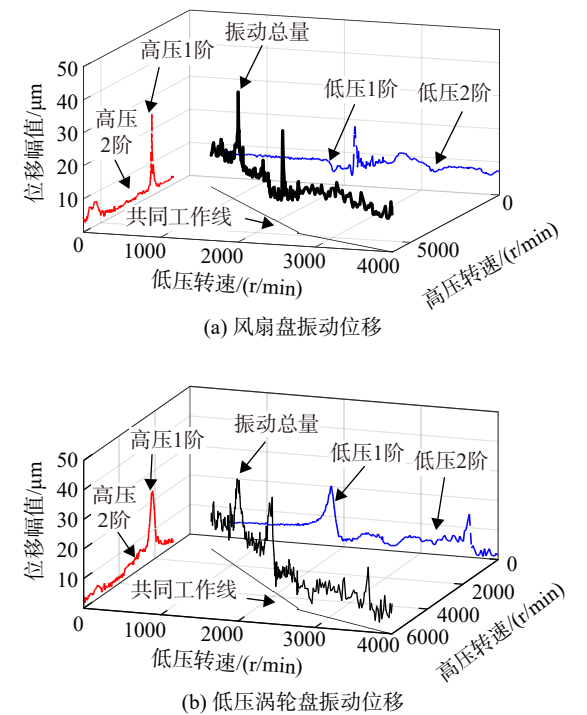


图 13 双转子系统共同工作线
Fig. 13 Common working line for dual-rotor system

振动总量，红线为实测的高压转速基频，蓝线为实测的低压转速基频。图中，标出了高、低压激励第 1 和第 2 阶临界转速的位置。

由图 14 所示的试验结果可见，在低压激励的第 1 阶临界转速处，转子振动的低压基频成分出



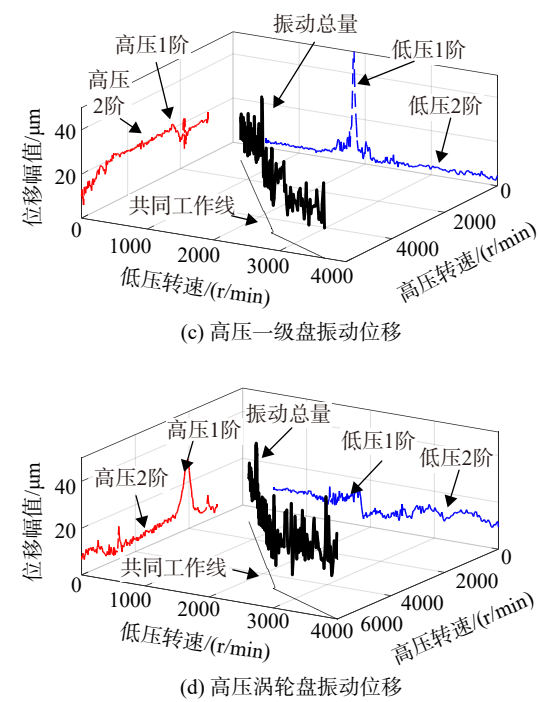


图 14 双转子系统的振动响应三维图谱

Fig. 14 Three-dimensional mapping of the vibration response for dual-rotor system

现明显的峰值;但在呈现“交叉激励”模态的低压激励第 2 阶临界转速处,未现峰值。同样,在高压激励的第 1 阶临界转速处,转子振动的高压基频成分峰值突出,而呈现“交叉激励”模态的高压激励第 2 阶临界转速处,也是“风平浪静”。这表明,高、低压转子的不平衡并未激起这两阶“交叉激励”模态的振动。

3.5 双转子试验器“交叉激励”模态下“长时间共振”试验

根据文献 [5-6] 的“可容模态”理论,转子系统模态的“可容度”是评价转子“容忍共振”能力的关键指标。而“容忍长时间共振”是验证双转子“可容度”高低最严格的方法。利用双转子试验器,通过“长时间共振”来验证双转子系统“交叉激励”模态“可容度”的水平。

为便于比较,对表 4 所列的 4 阶模态进行“长时间共振”试验,利用所能承受的最大不平衡量和振动峰值来验证模态的“可容度”。每阶模态下“共振”时长不少于 60 min。

双转子试验器是经过“可容模态”优化设计的系统 [5-6],因此,每一阶模态的“可容度”都比较高。在这种情况下进行比较,效果会更加明显。

参考美国结构完整性大纲《Engine Structural

表 4 对转条件下要进行“长时间共振”试验的模态及其设计计算的模态“可容度”

Table 4 Modes to be subjected to long-time resonance experiments under counter-rotating conditions and their calculated acceptability

模态	设计的“可容度”
低压激励第 1 阶	0.932
低压激励第 2 阶(“交叉激励”)	0.999
高压激励第 1 阶	0.903
高压激励第 2 阶(“交叉激励”)	0.983

Integrity Program》(MIL-HDBK-1783B, 22 Sept. 2004), 以及用于地面机械的国际标准 ISO-7919, 设定双转子试验器的安全限值(峰-峰值)为 150 μm。

为保证试验结果的可靠性,首先通过动平衡,排除双转子系统残余不平衡量的影响;随后添加与所验证的振型相似的、较大的不平衡质量;再根据文中第 3.2 节的测试结果,将电动机转速设定于临界转速区间并连续运行超过 1 h,同步采集全频段的振动特征谱。

对低压激励前两阶模态和高压激励前两阶模态分别进行了超过 62 min 的“长时间共振”试验。以下介绍低压激励前两阶模态和高压激励前两阶模态的试验结果。

3.5.1 低压激励第 1 阶和第 2 阶模态下的“长时间共振”试验

为了验证和对比双转子系统耦合模态与“交叉激励”模态的特性,分别在低压激励第 1 阶和第 2 阶模态下,进行双转子试验器“长时间共振”试验。两次试验中,双转子试验器的结构状态相同,但试验运行条件和参数有所不同,以凸显各阶模态的特性。

(1) 试验运行条件和参数

根据模态测试试验结果得到,在设计转速控制律条件下,低压激励第 1 阶和第 2 阶模态对应的高压转速和低压转速,如表 5 所示。对应的两阶振型如图 15 所示。

分别在低压激励的两阶模态下,运行双转子试验器,进行“长时间共振”试验。图 16 表示在低压激励第 1 阶和第 2 阶模态下“长时间共振”试验时,高、低压转子转速随时间的变化曲线。在低压激励第 1 阶模态下,双转子试验器持续“共振”63 min;在低压激励第 2 阶模态下“共振”62 min。

试验时,在低压转子上所加的不平衡量与所验证的模态振型相似,如表 6 所示。

表 5 低压激励第 1 阶和第 2 阶模态对应的高压转速和
低压转速

Table 5 High and low pressure rotational speed corresponding to first and second order mode for low- pressure excitation (r/min)		
低压激励模态	低压转速	高压转速
第 1 阶	1 846	4 074
第 2 阶(“交叉激励”)	3 043	4 919

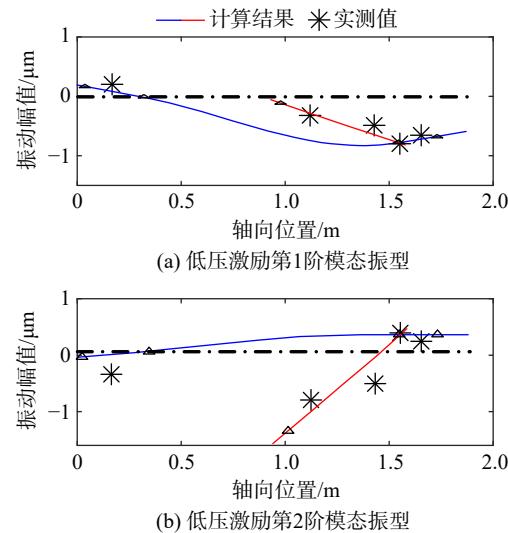


图 15 低压激励第 1 阶和第 2 阶模态振型
Fig. 15 Mode shapes of the first and second order under
low-pressure excitation

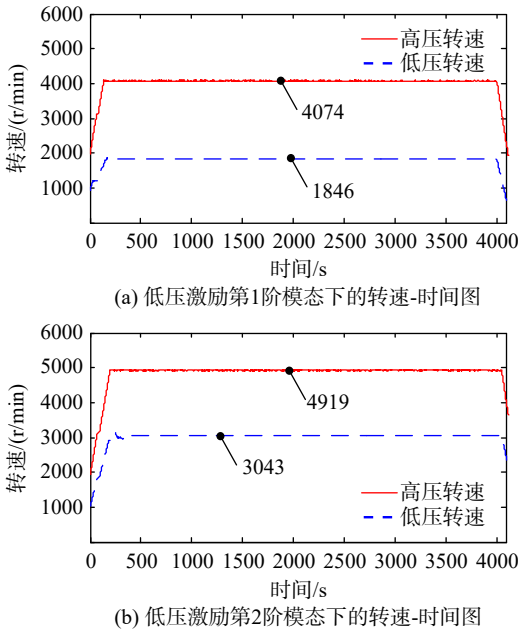


图 16 在低压激励第 1 阶和第 2 阶模态下“长时间共振”试验
的转速-时间图
Fig. 16 Variation of rotor speeds with time during prolonged
resonance experiments at the first and second order
mode with low-pressure excitation

表 6 在低压激励第 1 阶和第 2 阶模态下“长时间共振”试验
时, 低压转子不平衡质量的分布

参数		低压激励模态	
		第 1 阶	第 2 阶
总不平衡量/(g·cm)		52.5	76.2
风扇盘	大小/(g·cm)	7.5	12.5
	相位/(°)	0	0
低压涡轮盘	大小/(g·cm)	45	63.7
	相位/(°)	180	180

(2) 试验结果与分析

为便于比较,将两次试验的结果表示在同一幅图中。图 17 是两次试验中,风扇盘、低压涡轮盘、高压压气机一级盘以及中介轴承外环 4 个测点的低压转速基频“共振”幅值随时间的变化。图 18 是两次试验中 4 个测点高压转速基频“共振”幅值随时间的变化。

由图 17 可见,在低压激励第 1 阶模态下,低压涡轮测点和中介轴承外环测点的低压基频振动幅值超过 100 μm,这与第 1 阶振型是相符的。第 2 阶模态下的“共振”幅值远小于第 1 阶模态。即使第 2 阶模态下“长时间共振”试验时所加的不平衡量(76.2 g·cm)大于第 1 阶模态(52.5 g·cm),但第 2 阶模态下“共振”幅值最大仅为 18 μm,且不随时间变化。这表明,低压转子上的不平衡难以激起第 2 阶模态(“交叉激励模态”)下的“共振”。由此验证了本文第 2 章的理论。

图 18 表明,低压转子上的不平衡不会激起转子高压基频振动,这与双转子系统模态正交性理论^[6]是相符的。

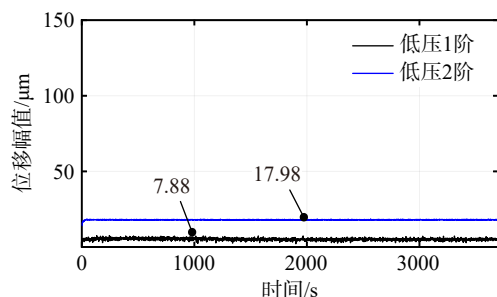
3.5.2 高压激励第 1 阶和第 2 阶模态下的“长时间共振”试验

与上一节相似,分别在高压激励第 1 阶和第 2 阶模态下,进行双转子试验器“长时间共振”试验。

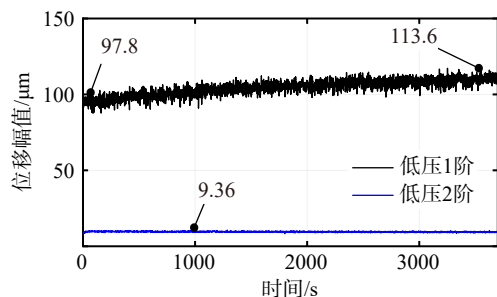
(1) 试验运行条件和参数

高压激励第 1 阶和第 2 阶模态对应的高压转速和低压转速,如表 7 所示。对应的两阶振型如图 19 所示。

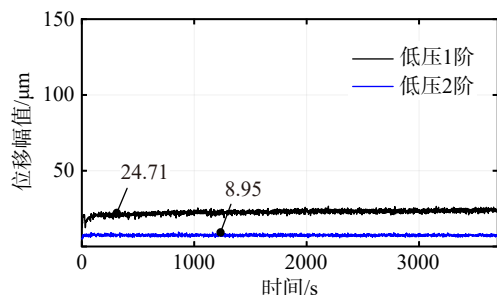
分别在高压激励的两阶模态下,运行双转子试验器,进行“长时间共振”试验。图 20 表示在高压激励第 1 阶和第 2 阶模态下“长时间共振”试验时,高、低压转子转速随时间的变化曲线。在高



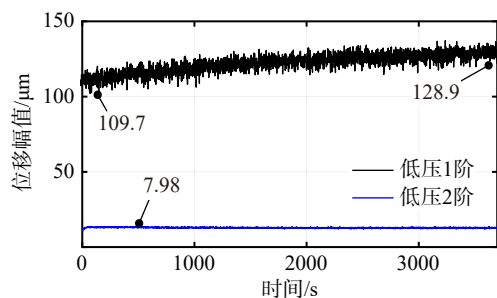
(a) 风扇盘振动位移



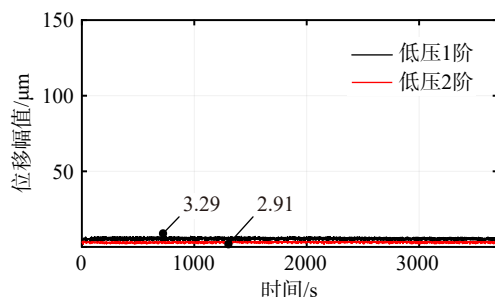
(b) 低压涡轮盘振动位移



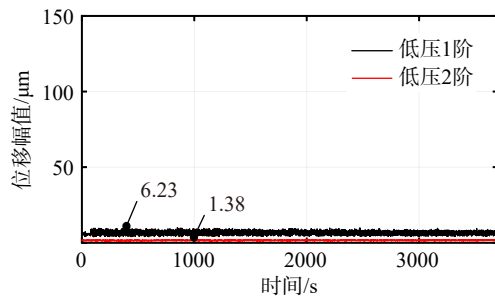
(c) 高压一级压气机盘振动位移



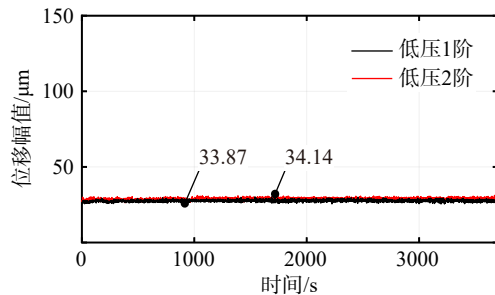
(d) 中介轴承外环支承振动位移



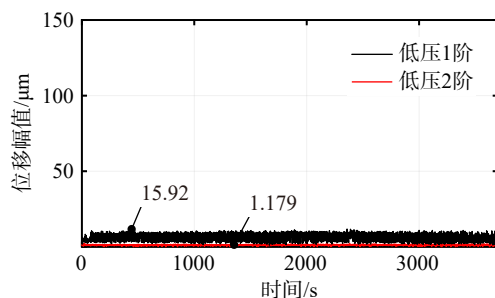
(a) 风扇盘振动位移



(b) 低压涡轮盘振动位移



(c) 高压一级压气机盘振动位移



(d) 中介轴承外环支承振动位移

图 17 低压激励第 1 阶和第 2 阶模态下“长时间共振”的振动幅值随时间的变化(低压转速基频)

Fig. 17 Variation of measured vibration amplitude with time after prolonged resonance in the first and second order mode of low-pressure excitation (low-pressure rotational speed fundamental frequency)

压激励第 1 阶模态下, 双转子试验器持续“共振”65 min; 在高压激励第 2 阶模态下“共振”63 min。

试验时, 在高压转子上所加的不平衡量与所验证的模态振型相似, 如表 8 所示。

(2) 试验结果与分析

进行两次“长时间共振”试验。首先针对高压

图 18 低压激励第 1 阶和第 2 阶模态下“长时间共振”的振动幅值随时间的变化(高压转速基频)

Fig. 18 Variation of measured vibration amplitude with time after prolonged resonance in the first and second order mode of low-pressure excitation (high-pressure rotational speed fundamental frequency)

激励第 1 阶模态, 将双转子试验器的转速设置到第 1 阶模态对应的高、低压转速处, 转子“共振”65 min, 连续采集转子的振动信号。针对高压激励第 2 阶模态, 再进行一次“长时间共振”试验, 时长 63 min。

图 21 显示两次试验中在风扇盘、低压涡轮

表 7 高压激励第 1 阶和第 2 阶模态对应的高压转速和
低压转速

Table 7 High and low pressure rotational speed corresponding to first and second order mode for high- pressure excitation (r/min)		
低压激励模态	低压转速	高压转速
第 1 阶	886	2 056
第 2 阶(“交叉激励”)	1 466	3 680

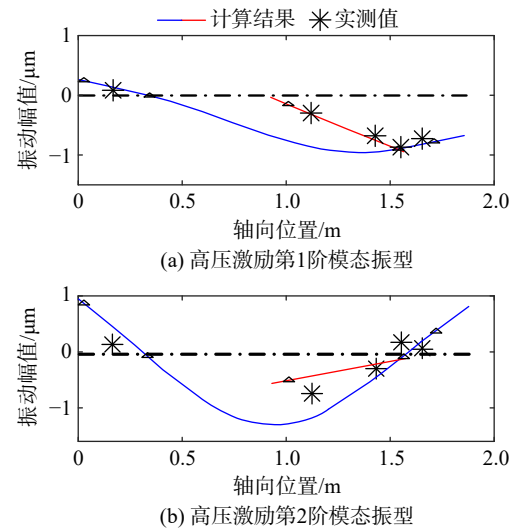


图 19 高压激励第 1 阶和第 2 阶模态振型
Fig. 19 Mode shapes of the first and second order under
high-pressure excitation

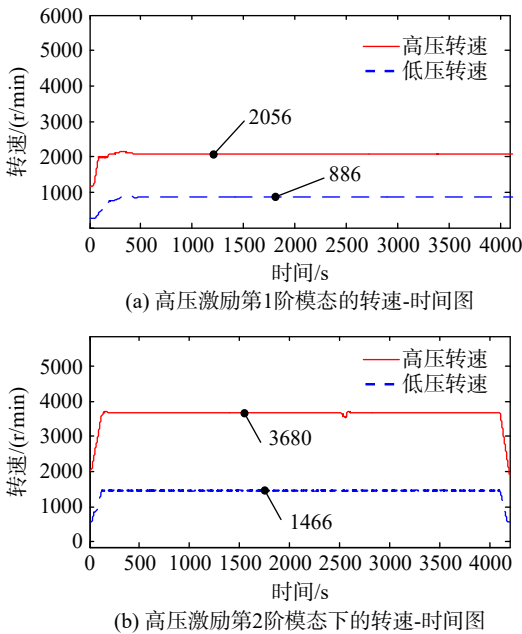


图 20 在高压激励第 1 阶和第 2 阶模态下“长时间共振”试验
的转速-时间图
Fig. 20 Variation of rotor speeds with time during prolonged
resonance experiments at the first and second order
mode with HP excitation

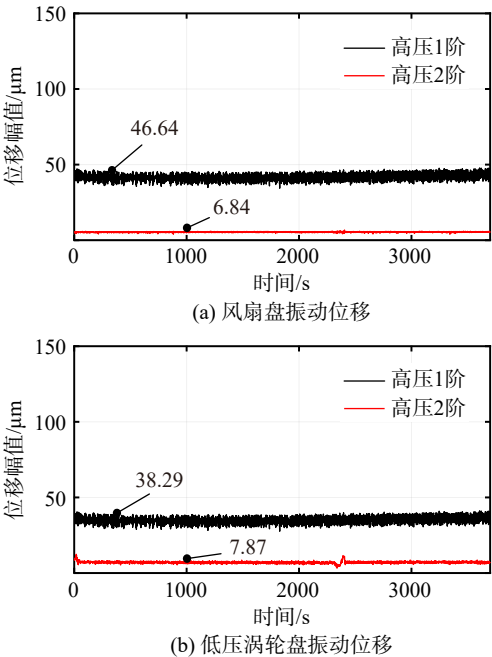
表 8 在高压激励第 1 阶和第 2 阶模态下“长时间共振”试验
时, 高压转子不平衡质量的分布

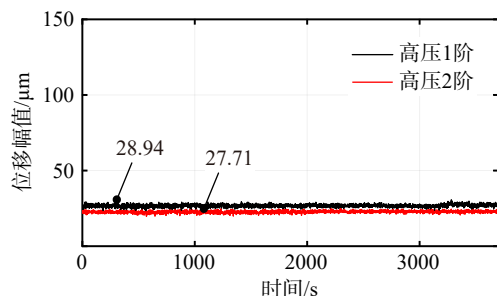
Table 8 Distribution of imbalance of high-pressure rotor during prolonged resonance experiment at first and second order mode of high-pressure excitation		
参数	模态阶次	
	第 1 阶	第 2 阶
总不平衡量/(g·cm)	84.4	156.1
一级压气机盘	大小/(g·cm)	13.2
	相位/(°)	0
二级压气机盘	大小/(g·cm)	17.1
	相位/(°)	0
三级压气机盘	大小/(g·cm)	20.6
	相位/(°)	0
高压涡轮盘	大小/(g·cm)	33.5
	相位/(°)	0

盘、压气机一级盘以及中介轴承外环 4 个测点测得的高压基频“共振”幅值随时间的变化。图 22 则表示两次试验中 4 个测点低压转速基频“共振”幅值随时间的变化。

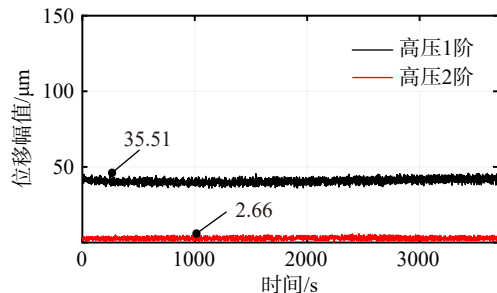
由图 21 可见, 首先在高压转子上施加与高压激励第 1 阶模态振型相似的不平衡量, 最大“共振”幅值 46.64 μm。随后在高压转子上施加与高压激励第 2 阶模态振型相似的不平衡量, 总量 156.1 g·cm, 接近第 1 阶模态试验的 2 倍, 最大“共振”幅值仅为 27.71 μm, 出现在高压压气机一级盘处, 其余测点的“共振”幅值小于 8 μm。

图 22 所示的结果则表明, 高压转子上的不平





(c) 高压一级压气机盘振动位移

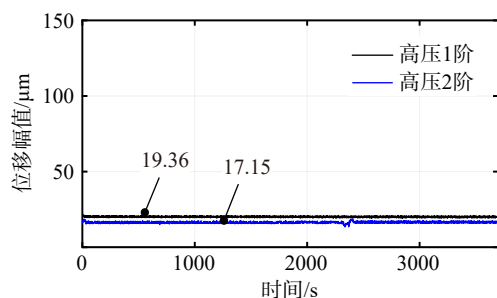


(d) 中介轴承外环支承振动位移

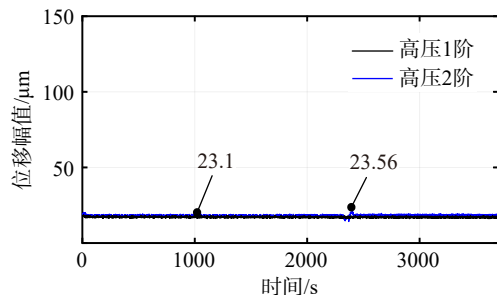
图 21 高压激励第 1 阶和第 2 阶模态下“长时间共振”的振动幅值随时间的变化(高压转速基频)

Fig. 21 Variation of measured vibration amplitude with time after prolonged resonance in the first and second order mode of high-pressure excitation (high-pressure rotational speed fundamental frequency)

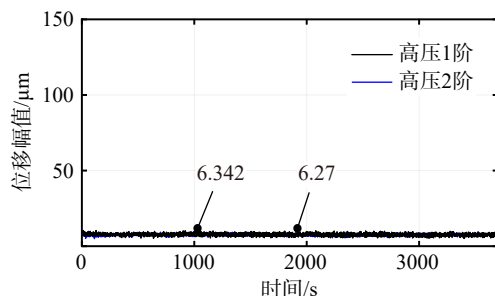
衡不会引起低压转速基频成分的振动;更进一步,不会激起低压转子系统在高压激励模态下的“共振”。在高压激励第 1 阶和第 2 阶模态下的两次“长时间共振”试验中,高压转子上施加了较大的不平衡量,分别为 $84.4 \text{ g}\cdot\text{cm}$ 和 $156.1 \text{ g}\cdot\text{cm}$,但转子振动中的低压转速基频成分几乎不变。这再次验



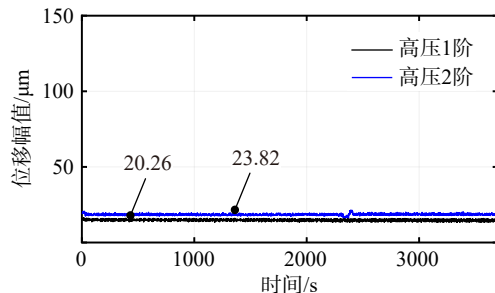
(a) 风扇盘振动位移



(b) 低压涡轮盘振动位移



(c) 高压一级压气机盘振动位移



(d) 中介轴承外环支承振动位移

图 22 高压激励第 1 阶和第 2 阶模态下“长时间共振”的振动幅值随时间的变化(低压转速基频)

Fig. 22 Variation of measured vibration amplitude with time after prolonged resonance in the first and second order mode of high-pressure excitation (low-pressure rotational speed fundamental frequency)

证了双转子系统模态正交性理论^[6]。

“长时间共振”试验的结果表明,对于“交叉激励”模态,即低压转子激励,高压转子振动为主;或高压转子激励,低压转子振动为主的模态,不平衡激励力与转子振型正交,导致转子模态可容度评价函数中的不平衡影响因子很小^[1],故“交叉激励”模态的“可容度”很高,转子在“交叉激励”模态下可“容忍共振”。

4 结 论

本文对双转子系统的“交叉激励”模态进行了“可容度”评价,利用高、低压转子单元体分离法和模态分析理论,揭示了双转子系统“交叉激励”模态高“可容度”的机理,即当激励源转子的不平衡激励以中介轴承为传递路径时,“交叉激励”模态是“可容模态”。通过带中介轴承的双转子试验器,验证了“交叉激励”模态的特性和“可容度”。本文得到如下结论:

1) “交叉激励”模态具有高“可容度”,在该阶模态之下,转子的响应对不平衡激励不敏感,激励源转子的不平衡不会激起转子系统剧烈的“共振”。因此,“交叉激励”模态风险较低。

2) “交叉激励”模态具有高“可容度”的原因是, 中介轴承位于模态振型的节点, 激励源转子的不平衡作用力难以通过中介轴承有效地激起被激励转子的振动。从模态分析理论上讲, 不平衡作用力始终与“交叉激励”模态振型正交, 激励源转子难以向被激励转子输入激励能量。

3) 双转子试验器的试验结果表明, 在升、降速过程中, 转子的不平衡响应在“交叉激励”模态处无峰值。在“交叉激励”模态下, 转子经历了超过 62 min 的“长时间共振”, 在激励源转子上所施加的不平衡量与耦合模态相比, 至少超出 45%, 而响应峰值则小于耦合模态的 25%。

4) 上述“交叉激励”模态仅针对激励源转子上的不平衡激励具有高“可容度”。若发动机运行中, 会产生激励源转子 1 倍频的流体激振力或其他激振力, 并通过不同的传递路径作用在被激励转子上, “交叉激励”模态的特性和响应则需要具体分析。

参考文献:

- [1] Meirovitch L. Fundamentals of vibrations[M]. Boston: McGraw-Hill, 2001.
- [2] 顾家柳. 转子动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
- [3] 钟一谔, 何衍宗, 王正, 等. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
- [4] 沈达宽. 航空发动机强度计算[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- [5] 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.
Liao Mingfu. Rotor dynamics of aero-engine[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 2015. (in Chinese)
- [6] 廖明夫, 王四季, 李全坤, 等. 航空发动机转子-支承系统的振动: 上册[M]. 北京: 科学出版社, 2023.
Liao Mingfu, Wang Siji, Li Quankun, et al. Vibration of aero-engine rotor-support system: Part I [M]. Beijing: Science Press, 2023. (in Chinese)
- [7] 金路. 航空发动机转子系统动力学优化设计方法研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2013.
Jin Lu. Research on dynamic optimization design method of aero-engine rotor system[D]. Xi'an: Northwestern Poly-technical University, 2013. (in Chinese)
- [8] 王东华, 刘占生, 窦唯. 基于混合遗传算法的转子系统优化设计[J]. 振动与冲击, 2009, 28(5): 87-91.
Wang Donghua, Liu Zhansheng, Dou Wei. Rotordynamics optimization based on a hybrid genetic algorithm[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(5): 87-91. (in Chinese)
- [9] 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, 2015. (in Chinese)
- [10] 李岩, 廖明夫, 蒋云帆, 等. 航空发动机双转子系统“临界跟随”现象的机理及影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(11): 2403-2413.
Li Yan, Liao Mingfu, Jiang Yunfan, et al. Mechanism and effect of “critical follower speed” on dual-rotor system of aero-engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(11): 2403-2413. (in Chinese)
- [11] 李岩. 航空发动机转子系统可容模态优化设计方法与实验研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2020.
Li Yan. Optimization design and experimental verification of tolerable modes of aero-engine rotor systems[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2020. (in Chinese)
- [12] 黄江博, 廖明夫, 雷新亮, 等. 航空发动机低压转子系统的“可容模态”设计及实验验证[J]. 航空动力学报, 2022, 37(5): 964-979.
Huang Jiangbo, Liao Mingfu, Lei Xinliang, et al. Workable mode design and experimental verification of aero-engine low-pressure rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(5): 964-979. (in Chinese)
- [13] 赵璐, 廖明夫, 薛永广, 等. 航空发动机高压转子“可容模态”设计及实验验证[J]. 推进技术, 2022, 43(2): 318-330.
Zhao Lu, Liao Mingfu, Xue Yongguang, et al. Workable mode design and experimental verification of aero-engine high pressure rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(2): 318-330. (in Chinese)
- [14] 王瑞, 廖明夫, 雷新亮, 等. 带中介轴承双转子系统“可容模态”优化设计及实验[J]. 推进技术, 2023, 44(5): 240-256.
Wang Rui, Liao Mingfu, Lei Xinliang, et al. Optimization design and experiment of workable mode for dual-rotor system with inter-shaft bearing[J]. Journal of Propulsion Technology, 2023, 44(5): 240-256. (in Chinese)
- [15] 王瑞, 廖明夫, 程荣辉, 等. 带中介轴承双转子系统的“可容模态”优化设计方法[J]. 航空动力学报, 2024, 39(9): 47-58.
Wang Rui, Liao Mingfu, Cheng Ronghui, et al. Workable mode optimization design method for dual-rotor system with inter-shaft bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(9): 47-58. (in Chinese)
- [16] 王瑞, 廖明夫, 程荣辉, 等. 航空发动机双转子系统的模态及其表达方法[J]. 振动与冲击, 2022, 41(21): 209-215, 278.
Wang Rui, Liao Mingfu, Cheng Ronghui, et al. Modal characteristics and their expression method for aeroengine dual-rotor system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(21): 209-215, 278. (in Chinese)
- [17] 黄江博, 廖明夫, 程荣辉, 等. 航空发动机双转子系统模态正交性和不平衡响应[J]. 振动与冲击, 2022, 41(21): 176-189.
Huang Jiangbo, Liao Mingfu, Cheng Ronghui, et al. Modal orthogonality and unbalance response of aeroengine dual-rotor system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(21): 176-189. (in Chinese)
- [18] 王瑞, 廖明夫, 黄江博. 建立双转子系统响应特性三面三维表达方式的方法: CN202210017008.3[P]. 2023-07-04.

(编辑: 张 雪)