

带中介轴承双转子系统“可容模态”优化设计及实验^{*}

王 瑞¹, 廖明夫¹, 雷新亮², 程 驰¹, 王 理³, 石 斌²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710129;

2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 成都 610500;

3. 中国航发沈阳发动机研究所, 辽宁 沈阳 110015)

摘 要: 为解决航空发动机双转子系统无法避开临界转速的问题, 提高双转子系统容忍振动的能力, 根据带中介轴承双转子系统的“可容模态”优化设计方法, 以某型带中介轴承双转子发动机相似模型为初始模型进行优化设计, 并以此搭建一套双转子实验器系统。通过模态测试、响应测试、连续变速以及长时间“共振”实验, 先后验证了带中介轴承双转子系统的“可容模态”优化设计方法的准确性、有效性、稳定性和可靠性。研究发现, 双转子实验器测试结果与计算结果临界转速误差最高3.06%、模态振型误差最高9.6%; 工作范围内任意转速下, 即使频繁穿越临界转速, 振动幅值均不超过50 μ m; 在6阶临界转速处各完成了不少于3790s的“共振”实验, 所容忍的不平衡量最大为设计不平衡量的5.2倍, 振幅平稳, 且可容度评价函数值越高, 容忍共振能力越强。实验结果充分验证了带中介轴承双转子系统的“可容模态”优化设计方法是可行的。

关键词: 航空发动机; 双转子系统; 可容模态; 优化设计; 实验验证

中图分类号: V235.13 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2023) 05-2208091-17

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 2208091

Optimization Design and Experiment of Workable Mode for Dual-Rotor System with Inter-Shaft Bearing

WANG Rui¹, LIAO Ming-fu¹, LEI Xin-liang², CHENG Chi¹, WANG Li³, SHI Bin²

(1. College of Energy and Power, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China;

3. AECC Shenyang Engine Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to solve the problem that the dual-rotor system of aero-engine cannot avoid the critical speed, and improve the vibration tolerance of the dual-rotor system, according to the optimization design method for the workable mode of dual-rotor system with inter-shaft bearing, the similar model of a dual-rotor engine with inter-shaft bearing is used as the initial model for optimization design. Based on the optimization results, a dual-rotor test rig system was built. The accuracy, effectiveness, stability and reliability of the optimization design method for the workable mode of dual-rotor system with inter-shaft bearing were verified by modal test, response test, continuous variable speed experiment and long time resonance experiment. According to research findings, the maximum error of the critical speed between the experimental results and the calculation results of

^{*} 收稿日期: 2022-08-27; 修订日期: 2022-11-11。

基金项目: 国家科技重大专项 (2017-IV-0001-0038)。

作者简介: 王 瑞, 博士生, 研究领域为航空发动机转子动力学。

通讯作者: 廖明夫, 博士, 教授, 研究领域为航空发动机转子动力学、风能工程。E-mail: mfliao@nwpu.edu.cn

引用格式: 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): 2208091. (WANG Rui, LIAO Ming-fu, LEI Xin-liang, 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):2208091.)

the dual-rotor test rig system is 3.06%, and the maximum error of the modal shape is 9.6%. The vibration amplitude is less than $50\text{ }\mu\text{m}$ at any speed even though the critical speed is frequently passed in the working range. The resonance experiments at the sixth critical speed are completed at no less than 3790s. The maximum tolerated amount of unbalance mass is 5.2 times the designed amount. The amplitude is stable, and the higher the tolerability evaluation function is, the higher the tolerance to resonance is. The results indicate that the established optimization design method of workable mode for aero-engine dual-rotor system with inter-shaft bearing is effective.

Key words: Aero-engine; Dual-rotor system; Workable mode; Optimization design; Experimental verification

1 引言

目前航空发动机采用的主要构型为带中介轴承的双转子结构。中介轴承位于高、低压转子之间,用于支承高压转子的涡轮端,从而形成结构耦合。该构型作为一多源激励系统,振动问题较为突出,尤其在军用发动机中,传统的“临界转速裕度”准则^[1]已难以满足频繁的变工况运行要求。因此需要一种能够允许双转子系统在临界转速位置或邻域处工作而振动不超限的设计方法,并且对可能出现的不平衡量和振动有较高的容忍性。这种由“避开共振”向“容忍共振”设计理念发展的转子动力学设计方法被称为“可容模态”设计方法^[2]。

转子系统的动力学设计一直都是转子动力学^[1-5]研究的重点,优化对象因优化目标不同而有所差异。黄太平等^[6]以临界转速避开工作转速与平均振动烈度最小为目标对转子系统的支承刚度与支承阻尼进行了优化。Lin等^[7]使用Powell算法对支承和阻尼器参数进行优化,目标函数为应变能分布,约束条件则为临界转速裕度、振动峰值以及支承外传力。Shiau等^[8-9]以转子轴系总质量最小为最优目标,以临界转速避开设定工作转速为约束条件,对转轴的直径等结构参数进行了优化。Choi等^[10-11]利用遗传算法来优化转子系统的转轴长度、直径以及支承刚度等参数,以临界转速与工作转速之间的裕度为约束,追求轴系质量和临界转速响应最小作为设计目标,利用遗传算法对转子系统的转轴长度、直径以及支承刚度等参数进行了动力学优化。廖明夫^[2]针对发动机转子系统“可容模态”的优化设计进行了大量的研究,建立了“可容模态”优化设计理论。刘展翅^[12]建立了“可容模态”下挤压油膜阻尼器的设计方法,并完成了实验验证,为“可容模态”设计中挤压油膜阻尼器的优化设计提供了支撑。李岩等^[13-14]探明了单、双转子系统动力学“临界跟随”现象产生机理与表现特征,为“可容模态”设计提供了叶盘惯量参数约束

条件,同时对“可容模态”理论进行了初步完善。赵璐等^[15]通过带双阻尼器的刚性高压转子系统动力学模型,建立了高压转子“可容模态”优化设计方法,并完成实验验证。黄江博等^[16]研究了带套齿连接结构的航空发动机低压转子系统振动稳定性,给出了套齿连接结构的振动失稳的三要素,为带套齿连接结构的航空发动机低压转子的“可容模态”设计奠定了基础。

综合来看,目前对转子系统的“可容模态”优化设计及验证多停留在单转子系统,对双转子系统的“可容模态”优化设计也仅停留在理论层面,未有以带中介轴承的双转子系统为优化目标的设计实例和实验验证。

在上述“可容模态”优化设计理论的基础上,本文以某型双转子发动机的相似模型为初始模型展开优化,并以优化结果设计建造了一套带中介轴承的双转子实验器系统,通过模态测试、振动响应测试、连续变转速以及长时间“共振”实验,验证了带中介轴承双转子系统“可容模态”优化设计方法的准确性、有效性、稳定性和可靠性。

2 双转子系统动力学特性

2.1 双转子系统初始模型

以某型航空发动机带中介轴承双转子结构为原型,基于动力学相似,建立如图1所示的系统简化模型,作为实验器初始模型。

双转子系统中,低压转子系统为1-1-1支承结构,包含低压风扇盘和低压涡轮盘两个盘节点;高压转子系统为1-0-1支承结构,包含高压的三级压气机盘和高压涡轮盘四个盘节点。图1中b1~b5为支承节点,d1~d6为盘节点,各节点含义如表1所示。

1#,3#和5#支点为鼠笼式弹性支承结构,设置有挤压油膜阻尼器,4#支点为中介支点,中介轴承安装方式为内环与高压转子配合,外环安装在与低压转子固连的轴承座中。各支点的初始刚度如表2所示,其余参数详见表3~表5。

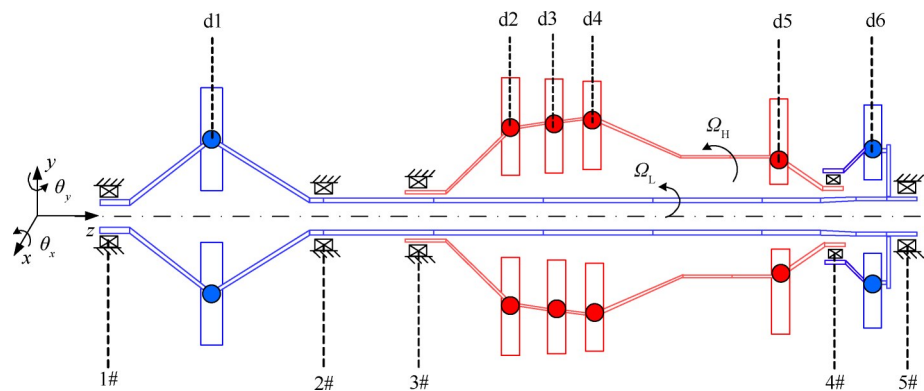


Fig. 1 Dynamic model of a dual-rotor system

Table 1 Meaning of dual-rotor system nodes

Node number	Node meaning
1#	Front bearing of LP fan
2#	Rear bearing of LP fan
3#	Front bearing of HP rotor
4#	Inter-shaft bearing
5#	Rear bearing of LP turbine
d1	LP fan disk
d2	HP primary compressor disk
d3	HP second stage compressor disk
d4	HP third stage compressor disk
d5	HP turbine disk
d6	LP turbine disk

Table 2 Initial stiffness of fulcrum stiffness

Number	Initial stiffness/(N/m)
1#	5.96×10^6
2#	3.35×10^7
3#	9.99×10^6
4#	5.00×10^7
5#	7.04×10^6

Table 3 Initial value of fulcrum span and shaft parameters

Parameter	Value/mm
Length of LP shaft	1183.1
Span of 3# and 4#	449.4
Span of 4# and 5#	69.3
Outer radius of LP shaft	40.0

Table 4 Initial value of LP disk parameters

Node	m/kg	$I_{\text{pL}}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$I_{\text{dL}}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
d1	75.690	2.136	1.068
d6	52.090	0.991	0.495

原型发动机的高、低压转子对转,低压转子最高转速为 11000r/min,高压转子最高转速为 15000r/min。因后续开展实验研究需要,在中介轴承额定转速限制下,将发动机转速控制律换算到双转子系统模型

中,如图 2 所示,图中 Ω_{L} 为低压转子转速, Ω_{H} 为高压转子转速;若无特殊说明,下文所得计算与实验结果,皆是在此共同工作线下所得。

Table 5 Initial value of HP disk parameters

Node	m/kg	$I_{\text{pH}}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$I_{\text{dH}}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
d2	22.677	0.500	0.250
d3	24.596	0.315	0.157
d4	8.205	0.041	0.021
d5	65.302	1.727	0.864

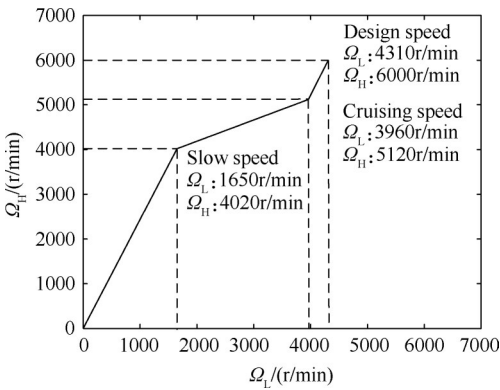


Fig. 2 Actual speed line of the dual-rotor system

2.2 动力学特性计算

双转子系统的运动微分方程^[2]为

$$\mathbf{M}^s \ddot{\mathbf{q}}^s + (\mathbf{C}^s - \Omega_{\text{L}} \mathbf{G}_{\text{L}} - \Omega_{\text{H}} \mathbf{G}_{\text{H}}) \dot{\mathbf{q}}^s + \mathbf{K}^s \mathbf{q}^s = \mathbf{Q}^s \quad (1)$$

式中下标 L, H 分别表示与低压、高压转子相关的量;上标 s 表示系统 System 的缩写。 $\mathbf{M}^s$ 为系统质量矩阵, $\mathbf{C}^s$ 为系统阻尼矩阵, 阻尼器以线性阻尼添加至系统阻尼矩阵中, $\mathbf{G}_{\text{L}}$ 为低压转子系统陀螺力矩矩阵, $\mathbf{G}_{\text{H}}$ 为高压转子系统陀螺力矩矩阵; $\mathbf{K}^s$ 为系统刚度矩阵, $\mathbf{Q}^s$ 为系统外力向量, $\mathbf{q}^s$ 为系统广义位移向量。

求解式(1)对应的齐次方程,即可得到双转子系统的自振频率和对应的模态振型。根据转子自转转速与公转转速的方向^[12],将转子的临界转速分为正

进动临界转速和反进动临界转速,对应的振型分为正进动振型和反进动振型。由不平衡力激起的进动称为双转子系统的正进动。

基于有限元的动力学特性计算方法,可以计算出双转子系统在低压激励和高压激励条件下的临界转速和振型。

低压激励条件下,双转子系统在工作范围内共有2阶模态,低压激励各阶临界转速列于表6中,其坎贝尔图和模态振型如图3所示。

图3(a)纵坐标为低压激励条件下双转子系统自振频率。低压转子不平衡产生的激振力频率与低压

Table 6 Critical speed of LP excited mode			
Mode	$\Omega_L/(r/min)$	$\Omega_H/(r/min)$	Ω_H/Ω_L
1st	2122.6	4245.1	1.99
2nd	2987.9	4657.1	1.56

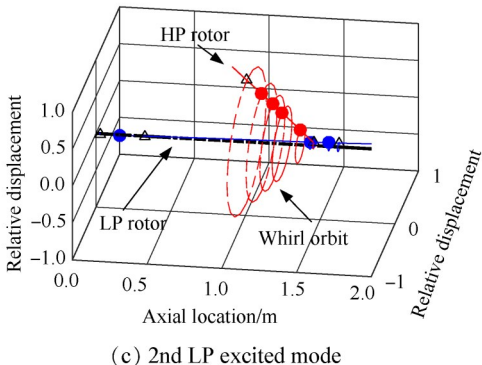
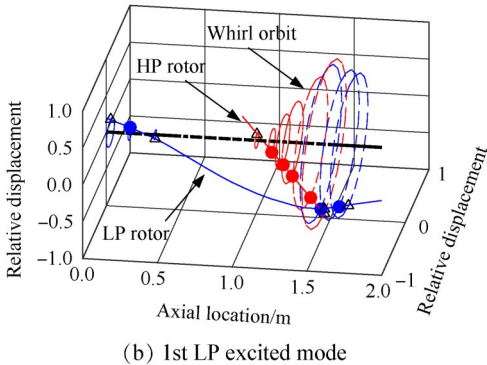
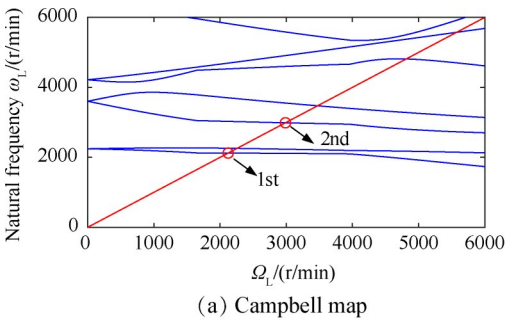


Fig. 3 LP excited Campbell map and mode shapes of initial model

转子转速相同,因此斜率为1的射线与正进动^[2]自振频率曲线相交的点为低压激励条件下的临界转速点。

高压激励条件下,双转子系统在工作范围内共有4阶模态,临界转速列于表7中,其坎贝尔图和模态振型如图4所示。图4(a)纵坐标为高压激励条件下双转子系统自振频率,斜率为1的射线与正进动自振频率曲线相交的点为高压激励条件下的临界转速点。

Table 7 Critical speed of HP excited mode			
Mode	$\Omega_L/(r/min)$	$\Omega_H/(r/min)$	Ω_H/Ω_L
1st	865.4	2108.4	2.44
2nd	1570.0	3825.1	2.44
3rd	3071.0	4696.6	1.53
4th	4051.8	5350.9	1.32

3 可容模态优化设计

3.1 优化参数与范围

航空发动机双转子系统的参数主要分为以下几类^[16]:

- (1) 支承参数,包括支点的位置和刚度等;
- (2) 盘参数,包括低压叶盘、高压叶盘的位置、质量与惯量等;
- (3) 转轴参数,包括轴的长度、外径等。这些参数都可以作为优化设计的参数。

选取双转子系统的相关参数并分析其灵敏度,以确定优化参数与取值范围。本节以1#刚度为例,分析双转子系统工作范围内在高压激励下的四阶模态对其的灵敏度。

图5为1#支点刚度对双转子系统动力学特性的影响,刚度变化为 $2 \times 10^6 \sim 1.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。图5显示,1#支点刚度会使高压激励第二阶、第三阶临界转速增加,变化范围在1000r/min以内;在 $2 \times 10^6 \sim 8 \times 10^6 \text{ N/m}$ 内,高压激励第二阶模态的低压轴应变能占比先降低再升高,之后一直缓慢增高,第三阶模态在 $5 \times 10^6 \sim 1.1 \times 10^7 \text{ N/m}$ 内逐渐降低;中介轴承应变能占比受刚度影响较小;第二阶模态的弹支总应变能占比在 $2 \times 10^6 \sim 8 \times 10^6 \text{ N/m}$ 内先升高再降低,第三阶模态逐渐增高。综合考虑高压激励第二阶和第三阶的应变能分布情况,选取1#支点刚度的优化取值范围为 $5 \times 10^6 \sim 8 \times 10^6 \text{ N/m}$ 。

对双转子系统其他参数,采取相同的分析方法,得到双转子系统的优化设计参数及其取值范围,如表8~

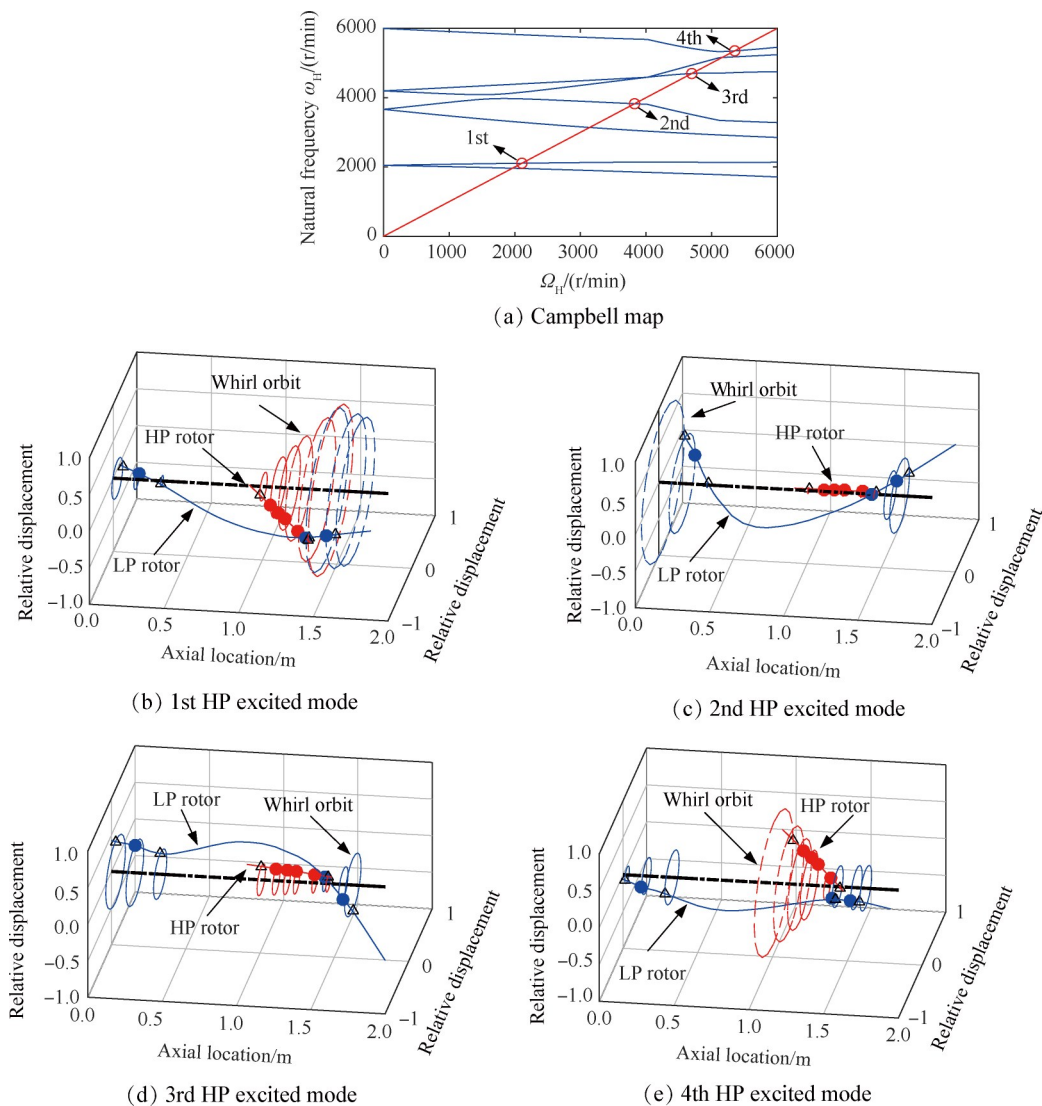


Fig. 4 HP excited Campbell map and mode shapes of initial model

表 10 所示,其中叶盘惯量参数以变化系数表示。

3.2 优化设计目标函数

传统的“临界转速裕度”准则要求转子系统临界转速避开工作转速,以保证在主要工作范围内转子振动不超限。而“可容模态”设计允许转子在任意转速下工作而振动不超限,这不仅对结构设计提出了更高的要求,阻尼器和动平衡也要发挥重要的作用。因此,为了避免阻尼器失效^[2],避免转子振动响应对不平衡过于敏感^[13],构造“可容模态”优化设计应满足的约束条件如下

$$f_{\text{penalty}} = \max\left(0, -\min\left(f\left(\omega_{\text{Leri}}\right)\right)\right) + \max\left(0, -\min\left(f\left(\omega_{\text{Herg}}\right)\right)\right) + \max\left(0, -\min\left(f\left(\xi_{\text{L}}\right), f\left(\xi_{\text{H}}\right)\right)\right) \quad (2)$$

式中 $f\left(\omega_{\text{Leri}}\right)$ 和 $f\left(\omega_{\text{Herg}}\right)$ 为刚支模态约束^[2]条件, $f\left(\xi_{\text{L}}\right)$

和 $f\left(\xi_{\text{H}}\right)$ 为叶盘惯量参数约束^[13]条件。

若 f_{penalty} 为 0 则满足约束条件,若不为 0 则须对转子结构重新设计。

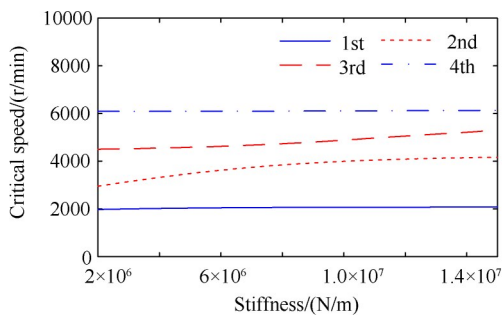
为了综合体现转子不平衡量及其分布、弹性支承应变能占比以及中介轴承应变能占比的影响,需构造一个模态评价函数,以评价模态是否“可容”。构造双转子系统低压激励第 i 阶模态可容度评价函数 $f_{\text{Li to}}$ 为^[14]

$$f_{\text{Li to}} = \left[1 - \left(1 - P_{\text{Li}}^{\text{eb}}\right) \tilde{U}_{\text{Li}}\right] \Psi_{\text{Li}}^{\text{in}}, f_{\text{Li to}} \in [0, 1] \quad (3)$$

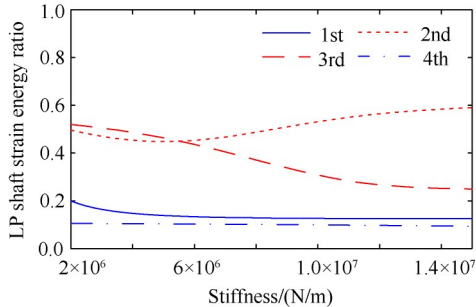
式中下标“to”为“Tolerance”的缩写, $P_{\text{Li}}^{\text{eb}}$ 为低压激励第 i 阶模态的弹性支承总应变能占比; $\tilde{U}_{\text{Li}}$ 为不平衡影响因子; $\Psi_{\text{Li}}^{\text{in}}$ 为中介支承应变能评价函数。

双转子系统高压激励第 g 阶模态可容度评价函数 $f_{\text{Hg to}}$ 为^[14]

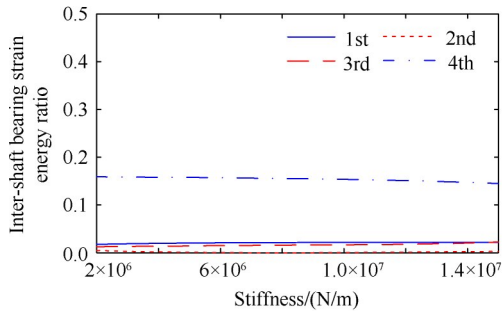
$$f_{\text{Hg to}} = \left[1 - \left(1 - P_{\text{Hg}}^{\text{eb}}\right) \tilde{U}_{\text{Hg}}\right] \Psi_{\text{Hg}}^{\text{in}}, f_{\text{Hg to}} \in [0, 1] \quad (4)$$



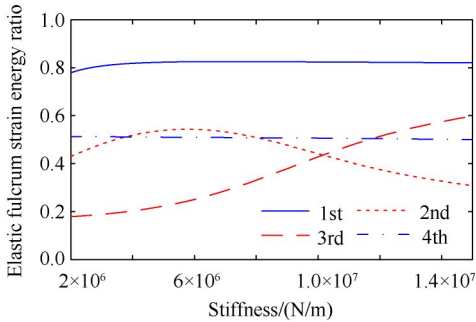
(a) Alteration of critical speed



(b) Alteration of LP shaft strain energy ratio



(c) Alteration of inter-shaft bearing strain energy ratio



(d) Alteration of elastic fulcrum strain energy ratio

Fig. 5 Influence of 1# stiffness on dynamic characteristics of dual-rotor system

Table 8 Optimization range of fulcrum stiffness

Number	Bound/(N/m)	
	Upper	Lower
1#	8×10^6	5×10^6
2#	8×10^8	2×10^8
3#	9×10^6	5×10^6
4#	8×10^8	2×10^8
5#	8×10^6	4×10^6

Table 9 Optimization range of fulcrum span and shaft parameters

Parameter	Bound/mm	
	Upper	Lower
Length of LP shaft	1280	1160
Span of 3# and 4#	500	449
Span of 4# and 5#	70	60
Outer radius of LP shaft	75	55

Table 10 Optimization range of disk parameters

Parameter	Bound/%	
	Upper	Lower
LP fan disk	120	80
LP turbine disk	100	70
HP primary compressor disk	140	100
HP turbine disk	100	70

式中函数含义与低压激励下类似,不再赘述。

考虑到针对双转子系统进行“可容模态”优化设计时需要兼顾工作范围内的所有模态,结合式(3)和式(4),构造双转子系统“可容模态”优化设计的目标函数为

$$f_{to} = \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^m \zeta_{Li} (1 - P_{Li}^{eb}) \tilde{U}_{Li} + \sum_{g=1}^n \zeta_{Hg} (1 - P_{Hg}^{eb}) \tilde{U}_{Hg}}{\sum_{i=1}^m \zeta_{Li} + \sum_{g=1}^n \zeta_{Hg}} \right] \prod_{i=1}^m (\psi_{Li}^{in}) \prod_{k=1}^n (\psi_{Hg}^{in}), \zeta_{Li} \in [0, 1], \zeta_{Hg} \in [0, 1] \quad (5)$$

式中 ζ_{Li} 为第 i 阶低压激励模态振型的优化权重, ζ_{Hg} 为第 g 阶高压激励模态振型的优化权重。对于远离设计转速或易于施行振动控制的模态振型,可以适当降低其优化权重,甚至取值为 0。

3.3 优化算法

确定了双转子系统参数优化范围,以 3.2 节所述“可容模态”优化设计的目标函数 f_{to} 为优化目标,采用现有的遗传算法^[17]对参数模型进行筛选,当遗传代数达到上限,或目标函数值高于 0.99 时,结束计算。遗传算法关键参数列于表 11,优化流程如图 6 所示。

Table 11 Key parameters of genetic algorithm

Parameter	Value
Genetic algebra	80
Population size	5
Population individual	50
Mobility	0.2
Generation gap	0.9
Crossover probability	0.7
Mutation probability	0.1

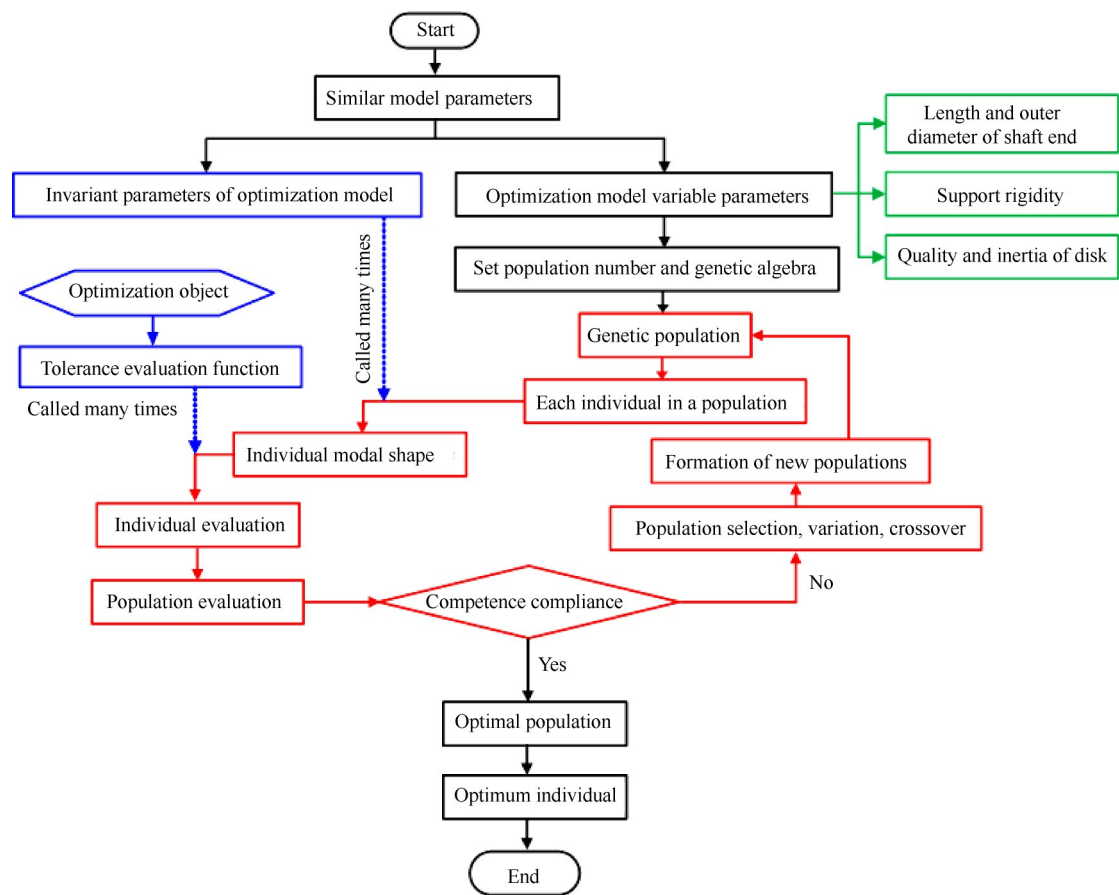


Fig. 6 Optimized calculation process

3.4 优化结果

针对上述双转子系统的初始模型,采用带中介轴承双转子系统“可容模态”优化设计方法,得到双转子系统优化模型。表 12~表 14 为优化前后双转子系统结构参数对比。

Table 12 Optimization results of fulcrum stiffness

Number	Stiffness/(N/m)		Relative change/%
	Initial	Optimal	
1#	5.96×10^6	6.01×10^6	0.84
2#	3.35×10^7	6.03×10^8	1700
3#	9.99×10^6	7.99×10^6	-20.02
4#	5.00×10^7	3.19×10^8	538
5#	7.04×10^6	6.52×10^6	-7.39

Table 13 Optimization results of fulcrum span and shaft parameters

Parameter	Value/mm		Relative change/%
	Initial	Optimal	
Length of LP shaft	1183.1	1210.1	2.28
Span of 3# and 4#	449.4	485.1	7.94
Span of 4# and 5#	69.3	62.8	-9.38
Outer radius of LP shaft	40	31.5	-21.25

Table 14 Optimization results of disk parameters

Parameter	Relative change/%
LP fan disk	-18
LP turbine disk	-10
HP primary compressor disk	18
HP turbine disk	-5

优化后的双转子系统模型在图 2 所示的共同工作线下存在 2 阶低压激起的临界转速和 4 阶高压激起的临界转速,如表 15 所示。

Table 15 Critical speed and speed ratio of optimization model

Excitation rotor	Mode	$\Omega_L/(r/min)$	$\Omega_H/(r/min)$	Ω_H/Ω_L
LP rotor	1st	1853.9	4117.1	2.22
	2nd	2987.8	4657.0	1.56
HP rotor	1st	843.2	2054.4	2.44
	2nd	1505.8	3668.6	2.44
	3rd	2502.9	4426.1	1.77
	4th	4040.3	5322.0	1.32

图 7 和图 8 分别为优化后的双转子实验器模型在工作范围内的模态振型。与图 3 和图 4 对比,经过

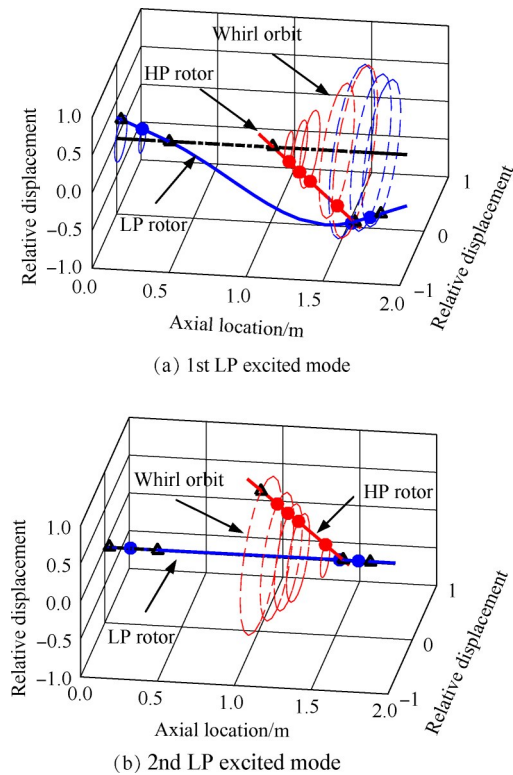


Fig. 7 LP excited mode shapes of optimization model

参数优化后,低压激励前2阶模态和高压激励前2阶模态相比初始模型变化不大,但高压激励下,高压转子振动占优的第三阶模态对应的临界转速降低,而低压轴弯曲占优的第四阶模态临界转速升高,导致

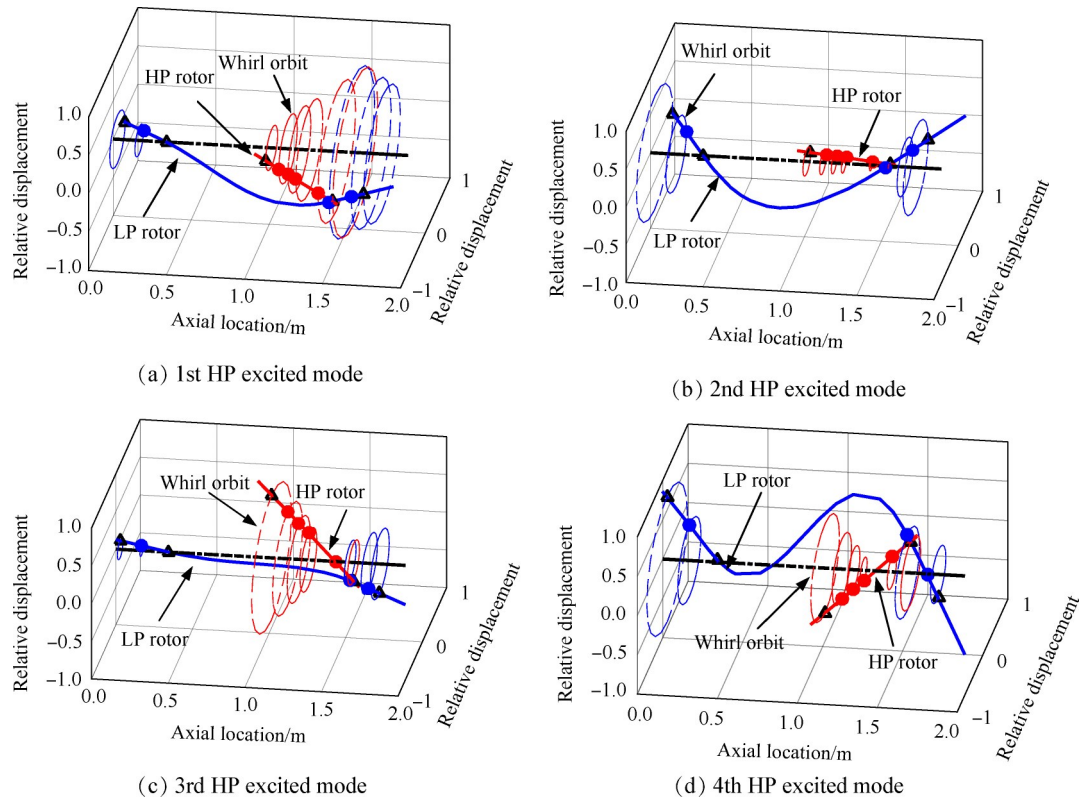


Fig. 8 HP excited mode shapes of optimization model

初始模型的第四阶模态降为优化模型的第三阶模态。后文以优化后模态振型顺序为准。

将优化前后的双转子系统各阶模态的可容度进行对比,低压激励下的2阶模态可容度函数值如表16所示,高压激励下的4阶模态可容度函数值如表17所示。

Table 16 Comparison results of LP excited mode tolerance evaluation function values

Function	Model	1st	2nd
$\tilde{U}_{Li}$	Initial	0.353	0.002
	Optimal	0.487	0.001
P_{Li}^{eb}	Initial	0.808	0.982
	Optimal	0.799	0.991
Ψ_{Li}^{in}	Initial	1	1
	Optimal	1	1
f_{Lto}	Initial	0.932	0.999
	Optimal	0.902	0.999

从初始模型的可容度函数计算结果可以看出,高压激励第三阶模态由于中介支承应变能超限,可容度值降为0,高压激励第四阶模态弹支总应变能占比过低使得可容度值较低。通过“可容模态”优化设计,较大地提高了高压激励第三阶和第四阶模态的可容度,然而低压激励第一阶和高压激励第二阶的

Table 17 Comparison results of HP excited mode tolerance evaluation function values

Function	Model	1st	2nd	3rd	4th
$\tilde{U}_{Hg}$	Initial	0.540	0.036	0.560	0.289
	Optimal	0.432	0.061	0.546	0.196
P_{Hg}^{eb}	Initial	0.820	0.540	0.514	0.205
	Optimal	0.797	0.586	0.954	0.271
Ψ_{Hg}^{in}	Initial	1	1	0	1
	Optimal	1	1	1	1
f_{Hgio}	Initial	0.903	0.983	0	0.770
	Optimal	0.912	0.974	0.975	0.857

可容度有所降低。低压激励第一阶的弹支总应变能占比在 0.8 左右,处于较高水平,阻尼器可以发挥减振作用。高压激励第二阶与低压激励第二阶振型的主激励转子振动较小,被激励转子振动明显,模态不平衡影响因子非常小,表明其对不平衡量不敏感,适当降低可容度不会影响双转子系统整体的振动水平。

3.5 约束条件检验

3.5.1 刚支模态约束检验^[2]

设置双转子系统五个支承刚度均为 $1 \times 10^9 \text{ N/m}$,在图 2 所示共同工作线下,计算得到低压激励的第一阶刚支模态和高压激励的第一阶刚支模态,如表 18 所示。

Table 18 Critical speed and speed ratio of rigid support mode

Rigid support mode	1st LP excited mode	1st HP excited mode
$\Omega_L/(\text{r/min})$	11001	6230
$\Omega_H/(\text{r/min})$	22822	10824
Ω_H/Ω_L	2.07	1.74

与表 14 所列优化模型临界转速对比检验, $f(\omega_{Lcri})$ 和 $f(\omega_{Hcri})$ 均大于 0,双转子“可容模态”优化设计所得结果满足刚支模态约束。

3.5.2 叶盘惯量参数约束检验^[13]

双转子系统模型的低压转子和高压转子对转,遂检验对转工况下的 $f(\xi_L)$ 和 $f(\xi_H)$,检验结果如表 19 和表 20 所示。

Table 19 Inspection results of LP disk parameters

LP disk	$I_{pL}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$I_{dL}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	ξ_L	$f(\xi_L)$
Fan disk	2.136	1.068	2.01	0.9975
Turbine disk	0.991	0.495	2.01	1.0176

Table 20 Inspection results of HP disk parameters

HP disk	$I_{pH}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$I_{dH}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	ξ_H	$f(\xi_H)$
Primary compressor disk	0.500	0.250	2.00	0.9975
Second stage compressor disk	0.315	0.157	2.01	1.0176
Third stage compressor disk	0.041	0.021	1.95	0.900
Turbine disk	1.727	0.864	2.00	0.9975

可见,对转工况下的 $f(\xi_L)$ 和 $f(\xi_H)$ 均大于 0,即满足叶盘惯量参数约束条件。

综合考虑上述两类约束检验结果可得 $f_{\text{penalty}} = 0$,双转子系统“可容模态”优化设计结果满足约束条件。

4 实验验证

为验证上述双转子系统“可容模态”优化设计方法的准确性、有效性、稳定性和可靠性,根据优化设计结果设计建造了一套双转子实验器系统,并开展实验验证。

4.1 双转子实验器系统

双转子实验器支承方案与图 1 所示动力学模型一致,结构尺寸完全根据优化设计结果确定。低压转子和高压转子均通过三相异步电机同轴直驱,可对转,也可同转,转速调节范围为 0~6000r/min。双转子实验器实物如图 9 所示。

为开展“可容模态”实验验证,在双转子实验器的低压风扇盘、低压涡轮盘、高压压气机盘、高压涡轮盘以及中介轴承外环的水平 and 竖直方向安装了振动位移传感器,在 1#, 2#, 3# 以及 5# 支点的轴承座上安装了振动加速度传感器,在 4 个支座上布置了轴向振动速度传感器,传感器布置方案如图 10 所示,传感器参数列于表 21 中。

传感器获取的电压信号需要通过信号调理器进

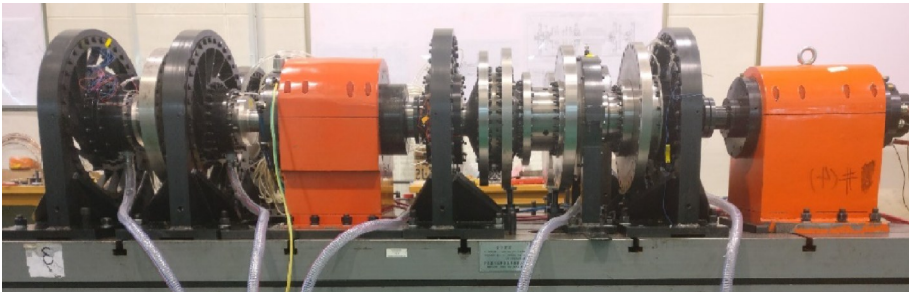
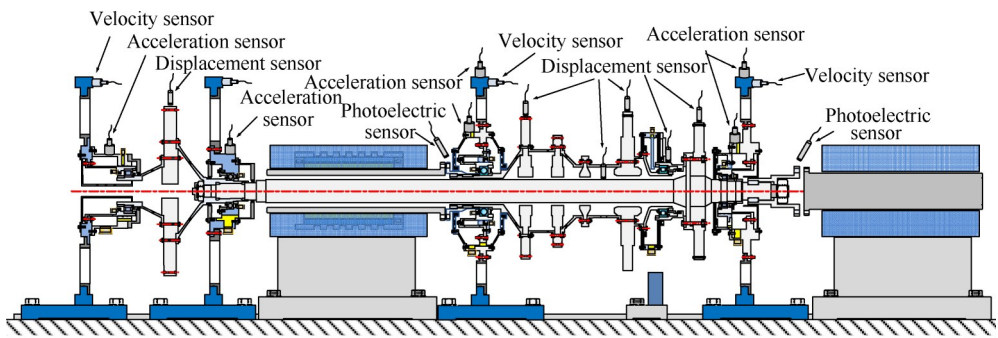
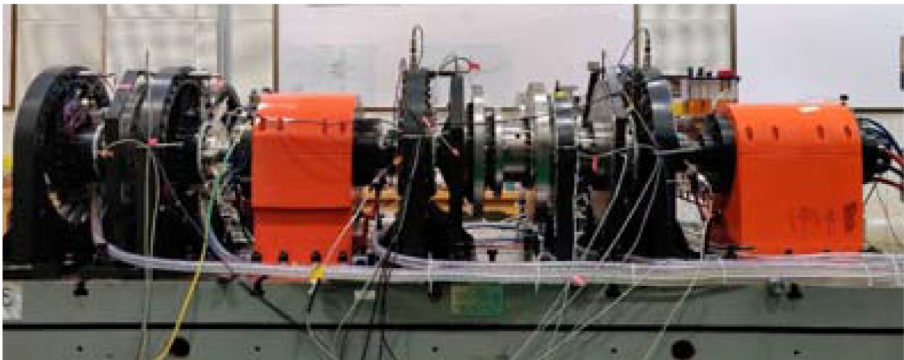


Fig. 9 Dual-rotor test rig system



(a) Sensor layout



(b) Photos of sensors installed on the experimenter

Fig. 10 Sensor arrangement of dual-rotor experimenter

Table 21 Technical parameters of sensors

Name	Type	Sensitivity
Photoelectric sensor	P-84	—
Displacement sensor	IN-085	8mV/ μ m
Velocity sensor	VS-080	75mV/(mm/s)
Acceleration sensor	AS-020	100mV/g

行处理,并通过振动监测软件,实时监测实验器振动和存储振动数据。双转子实验器的测试系统如图 11 所示,采用了两套西北工业大学旋转机械与风能装置测控研究所研制的 CAMD-6800 型发动机状态检测与故障诊断系统^[18-19],对振动信号进行监视、采集、记录和分析,每套系统包含 2 个转速通道以及 15 个振动信号通道。

图 12 为实验器的控制与振动监测平台,可以实现双转子的转速控制,振动信号的监测与存储,以及



Fig. 11 Vibration data acquisition system

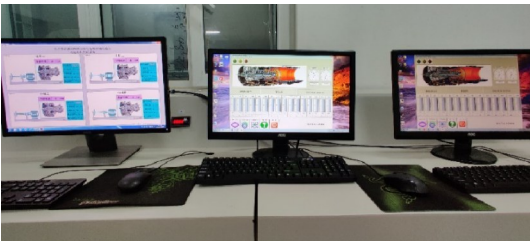


Fig. 12 Experimental control and vibration monitoring platform

振动数据的实时分析。

4.2 双转子系统模态测试

为验证双转子系统“可容模态”优化设计方法的准确性,对双转子实验器的临界转速和振型测试结果与计算结果进行对比。图 13 为高、低压转子对转和同转工况下的临界转速图谱。图中线条为计算结果,标记点为实验测试结果。高压激励下的临界转速测试结果为固定低压在某一转速,使高压转子缓慢升速,根据幅频特性曲线识别临界转速点,标记于图谱中所得,低压激励临界转速测试结果与之类似。

图 13 的结果表明,临界转速的实验结果与设计计算结果整体一致性很高。将双转子实验器按照图 2 所示的共同工作线增速,测得到实际转速工作线下的临界转速对比结果,如表 22 和表 23 所示,其中误差为主激励转子转速误差。

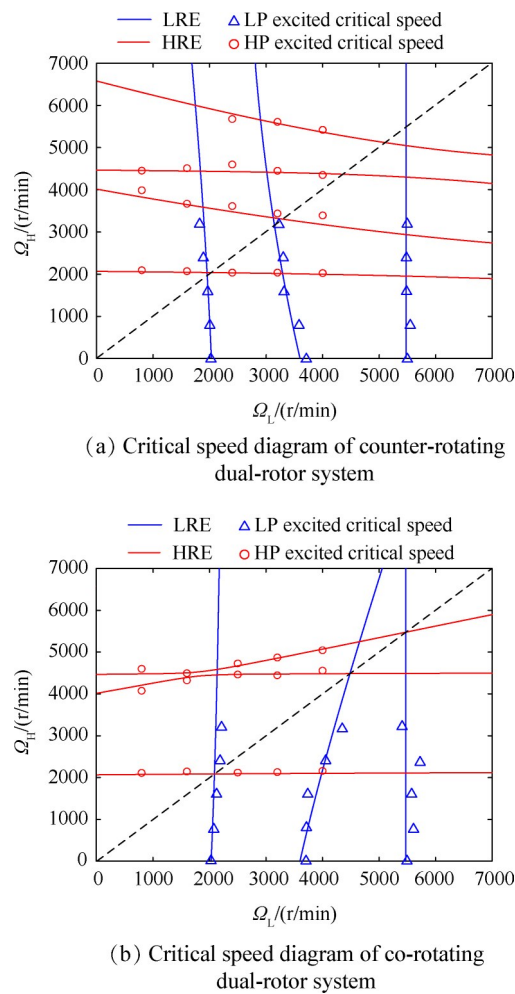


Fig. 13 Comparison of critical speed experimental and calculation results

Table 22 Comparison results of LP excited critical speed				
Mode	Result	$\Omega_L/(r/min)$	$\Omega_H/(r/min)$	Relative error/%
1st	Computation	1853.9	4117.1	0.43
	Experimental	1846	4074	
2nd	Computation	2987.8	4657.0	1.81
	Experimental	3043	4919	

Table 23 Comparison results of HP excited critical speed				
Mode	Result	$\Omega_L/(r/min)$	$\Omega_H/(r/min)$	Relative error/%
1st	Computation	843.2	2054.4	0.07
	Experimental	886	2056	
2nd	Computation	1505.8	3668.6	0.31
	Experimental	1466	3680	
3rd	Computation	2502.9	4426.1	2.19
	Experimental	2370	4525	
4th	Computation	4040.3	5322.0	3.06
	Experimental	3650	5490	

表 22 和表 23 表明,在实际转速工作线下临界转速吻合良好,转速越高误差越大,最大误差为高压激励第四阶临界转速的 3.06%,原因在于,为保证实验安全,实验器驱动电机为手动控制,较高转速下人为误差较为明显。

双转子系统的振型是“可容模态”优化设计的关键。测量双转子实验器在表 22 和表 23 所示的临界转速实测值下低压风扇盘、低压涡轮盘和中介轴承外环、高压一级压气机盘、高压涡轮盘的振动响应,以对应截面的轴向位置为横坐标,将无量纲化后的测点振动有效值绘于设计振型中,如图 14 和图 15 所示。

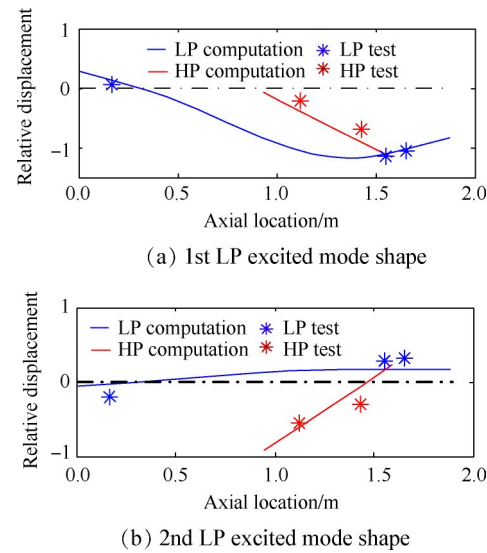


Fig. 14 LP excited mode shapes

图 14 和图 15 显示,双转子系统低压激励和高压激励下的 6 阶模态振型与设计结果吻合良好,由于低压激励第二阶模态振幅本身很小,受数据波动影响较大,误差达到 9.6%。

总的来看,“可容模态”优化设计结果是准确的。

4.3 双转子系统振动响应测试

“可容模态”设计要求转子在额定不平衡量下,在任意转速处工作而振动不超限,这是检验“可容模态”设计有效性的基本要求。根据原型发动机转子质量、设计转速和额定不平衡量换算得到双转子实验器单个转子额定不平衡量为 30g·cm。为此,对双转子实验器进行动平衡,动平衡精度为 G2.5,之后在双转子实验器低压转子和高压转子上分别添加 30g·cm 的不平衡量,模拟发动机在实际运行时同时存在低压激励和高压激励的情况,系统残余不平衡量与所添加的不平衡量相比可以忽略,不平衡量分布如表 24

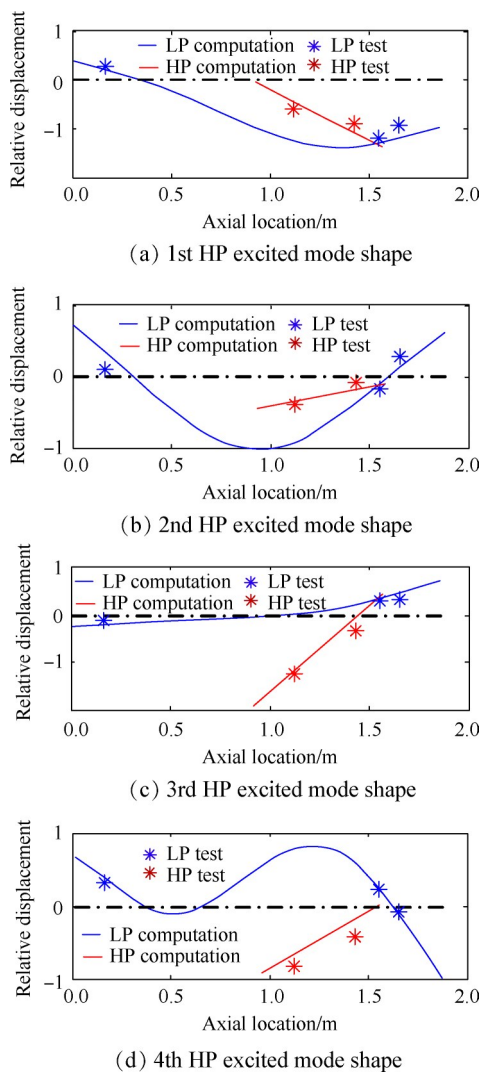


Fig. 15 HP excited mode shapes

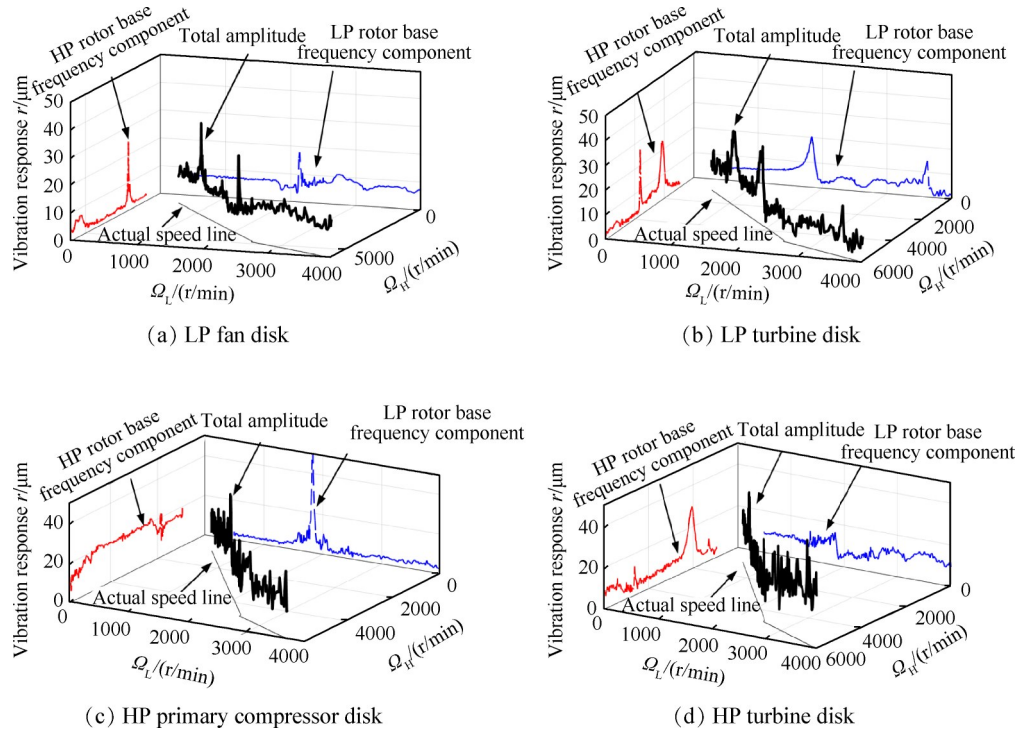


Fig. 16 "3 plane 3 dimension" diagram of dual-rotor test rig vibration response

所示。

Table 24 Unbalance mass distribution of response test

Position	Size/(g·cm)	Phase/(°)
LP fan disk	4.3	180
LP turbine disk	25.7	0
HP primary compressor disk	5.22	0
HP turbine disk	24.78	180

令双转子实验器在上述不平衡量下增速,测试振动位移,如图 16 所示。位移信号采用双转子系统响应特性的“三面三维”表达方法^[20],即将振动总量、低压基频分量和高压基频分量分别表示在三个立面上,将共同工作线绘制在平面上。

观察双转子系统四个通道振动位移信号,无论是振动总量还是各基频分量,均不超过设计限值 50μm,由此验证了“可容模态”优化设计方法的有效性。

4.4 连续变转速实验

现代军用战斗机注重高机动性,转子系统在工作范围内频繁穿越临界转速的工况已不罕见,这是检验“可容模态”设计稳定性的基本要求。

在双转子系统上添加如表 24 所示的不平衡量,令双转子系统连续增速、降速,反复穿过工作范围内的 6 阶临界转速,以验证双转子系统的抗振性能。为便于控制电机,设定双转子系统转速比为 1.5,转速曲线如图 17 所示。图 18 为双转子系统高压涡轮盘实

测的振动位移随时间的变化。

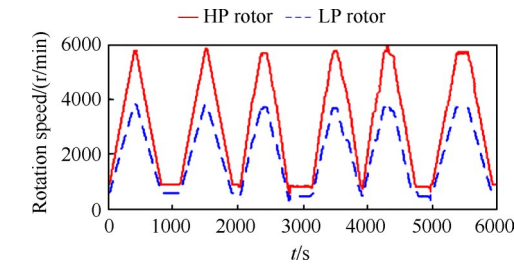


Fig. 17 Time-rotating speed curve

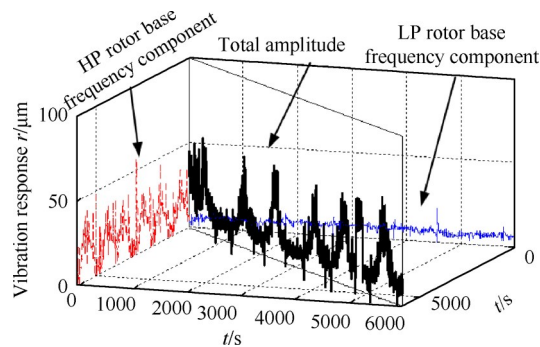


Fig. 18 Experiment results of HP turbine disk

由图 18 可见,各增减速过程的双转子系统振动幅值变化基本一致,且无论是振动总量还是各基频分量,均不超过 $50\mu\text{m}$,可以证明“可容模态”优化设计方法的稳定性和双转子实验器的可重复性。

4.5 “可容模态”下长时间“共振”实验

发动机在运行过程中,不可避免地会产生新的不平衡量,当超过额定不平衡量时,双转子系统能否容忍由此产生的更强烈的振动是检验“可容模态”优

化设计可靠性的重要标准。

为此,在双转子实验器上添加超出设计标准、与各阶模态振型相似的不平衡量,在对应临界转速下开展长时间“共振”实验,以检验双转子系统“可容模态”优化设计的可靠性。

4.5.1 低压激励第一阶模态

在双转子系统上添加与低压激励第一阶模态振型相似的不平衡量,不平衡量分布如表 25 所示。使双转子系统在该阶模态下持续运行,所测得转子转速和振动位移随时间变化曲线如图 19 所示。

Table 25 Unbalance mass distribution similar to the 1st LP excited mode shape

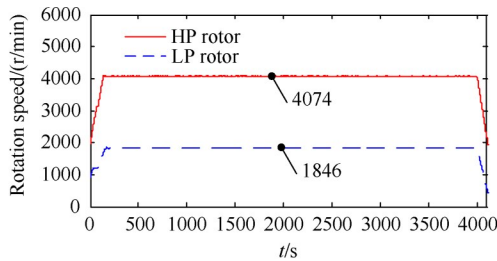
Position	Size/(g·cm)	Phase/(°)
LP fan disk	7.5	180
LP turbine disk	45.0	0
Total	52.5	—

实验中添加的 $52.5\text{g}\cdot\text{cm}$ 不平衡量超出设计不平衡量 $30\text{g}\cdot\text{cm}$ 的 75%,转子持续“共振”约 3812s,虽然低压涡轮盘和中介轴承处的振动幅值已经达到 $120\mu\text{m}$ 左右,但实验器整体振动平稳,证明了双转子实验器具有良好的“容忍共振”能力。

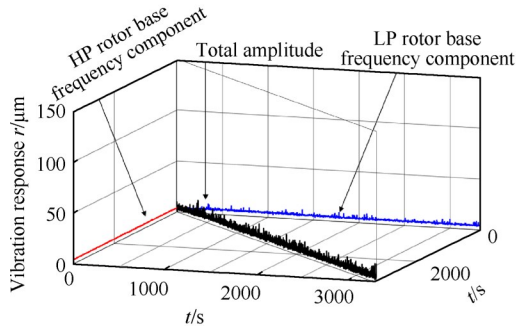
4.5.2 低压激励第二阶模态

在双转子系统上添加如表 26 所示的不平衡量,不平衡量与低压激励第二阶模态振型相似。使双转子系统在该阶模态下持续运行,所测得转子转速和振动位移随时间变化曲线如图 20 所示。

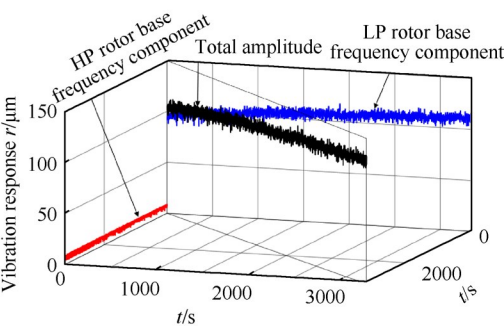
表 26 所列 $76.2\text{g}\cdot\text{cm}$ 不平衡量超出设计不平衡量



(a) Experimental speed curve



(b) LP fan disk



(c) LP turbine disk

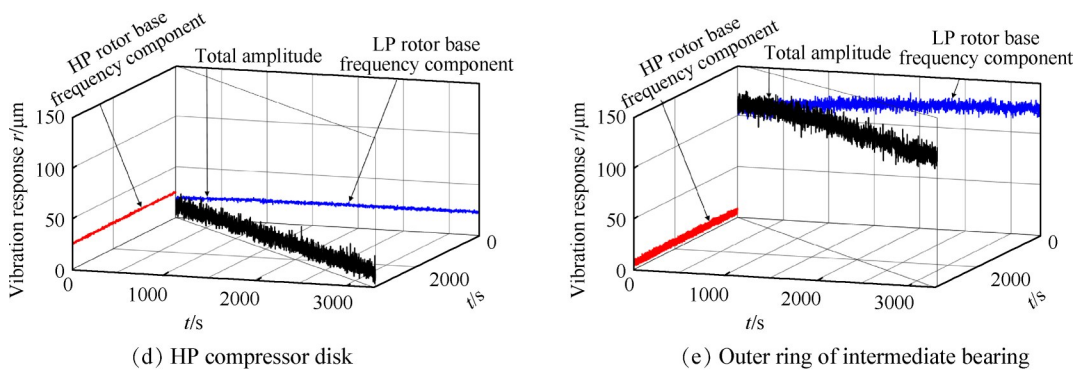


Fig. 19 Experiment results of the 1st LP excited mode

Table 26 Unbalance mass distribution similar to the 2nd LP excited mode shape

Position	Size/(g·cm)	Phase/(°)
LP fan disk	12.5	0
LP turbine disk	63.7	180
Total	76.2	—

的 154%, 转子持续“共振”约 3795s, 实验器整体振动水平较小, 继续增大不平衡量, 实验器振动水平依然较低, 考虑长时间“共振”后仍要经过低压激励第一阶模态, 从安全角度出发未继续添加不平衡量。这一阶模态可容度评价函数值高达 0.99, 设计结果与实验结果相符, 证明了双转子“可容模态”优化设计方法的可靠性。

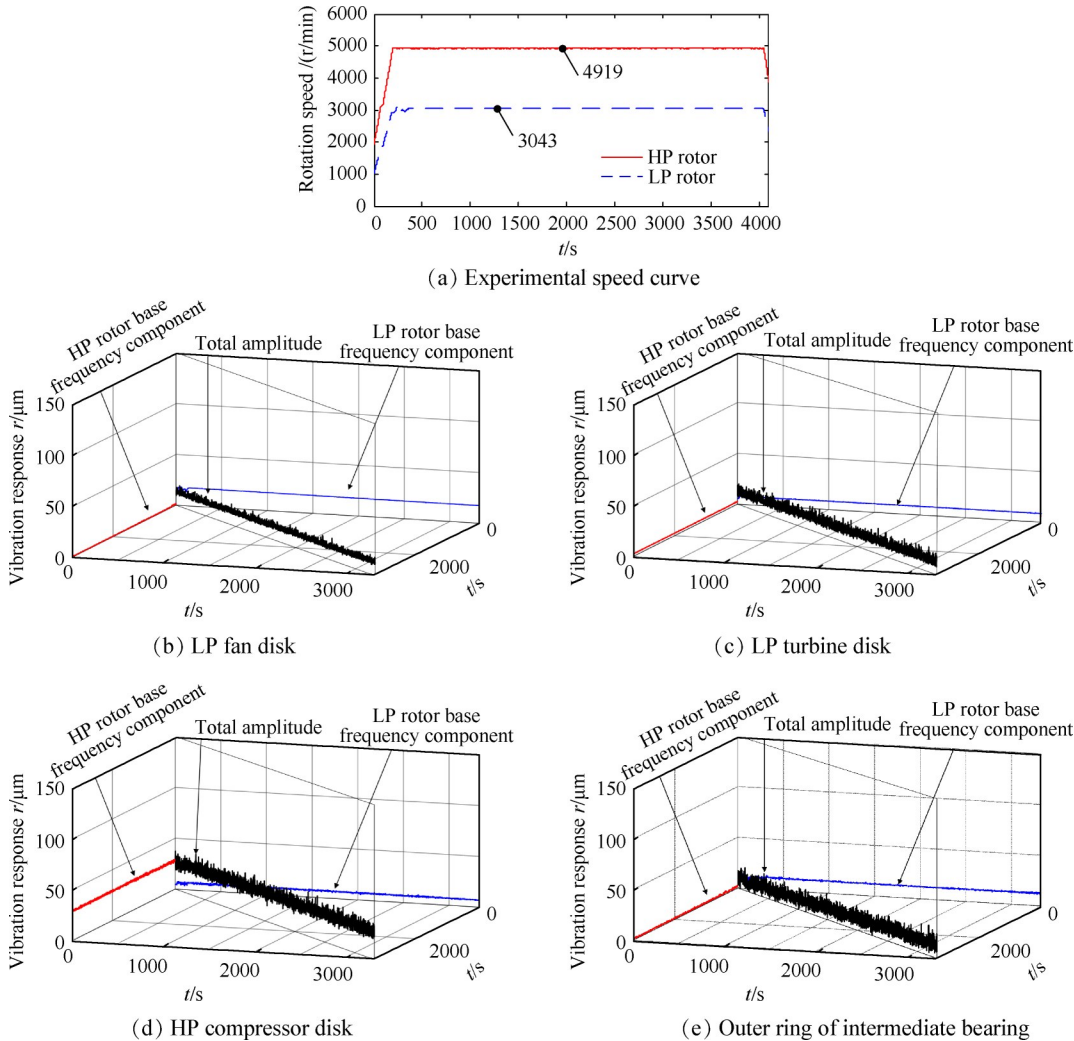


Fig. 20 Experiment results of the 2nd LP excited mode

4.5.3 高压激励第一阶模态

高压激励模式下,在高压转子上添加与高压激励第一阶模态振型相似的不平衡量,不平衡量分布如表 27 所示。使双转子系统在该阶模态下持续运行,所测得转子转速和振动位移随时间变化曲线如图 21 所示。

实验中添加的 $83.4\text{g}\cdot\text{cm}$ 不平衡量超出设计不平衡量的 178%,转子持续“共振”约 3916s,转子振动幅

值最大增长仅为 0.6%,证明双转子实验器具有良好的抗振能力。

4.5.4 高压激励第二阶模态

在双转子系统上添加与高压激励第二阶模态振型相似的不平衡量,不平衡量分布如表 28 所示。使双转子系统在该阶模态下持续运行,所测得转子转速和振动位移随时间变化曲线如图 22 所示。

实验中添加的 $156.1\text{g}\cdot\text{cm}$ 不平衡量约为设计不平衡量的 5.2 倍,转子持续“共振”约 3793s,振动平稳且幅值较小,与可容度评价函数值 0.974 相符,证明了双转子“可容模态”优化设计方法的可靠性。

双转子实验器在高压激励第三阶模态下,添加超过设计值 167% 的不平衡量,持续“共振”了 3790s;在高压激励第四阶模态下,添加超过设计值 56% 的不平衡量,平稳运行 3801s,由于篇幅所限,不再做详细介绍。各阶模态下长时间“共振”实验结果如表 29 所示。

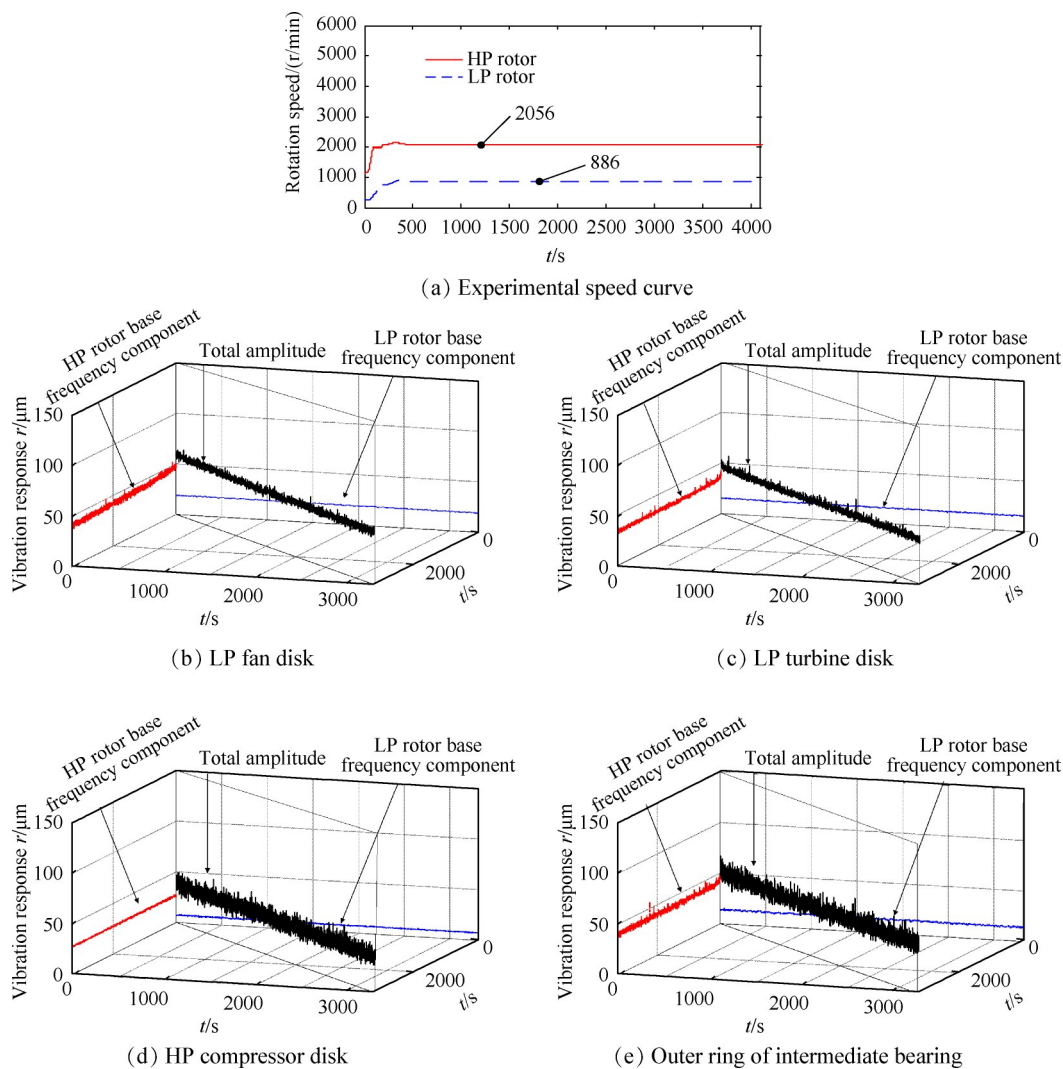
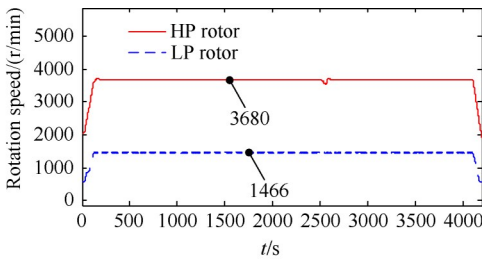


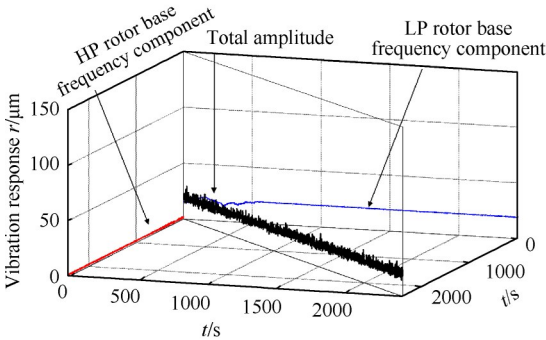
Fig. 21 Experiment results of the 1st HP excited mode

Table 28 Unbalance mass distribution similar to the 2nd HP excited mode shape

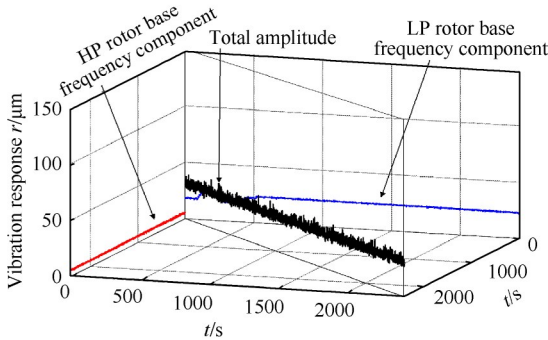
Position	Size /($\text{g} \cdot \text{cm}$)	Phase/($^{\circ}$)
HP primary compressor disk	49.2	0
HP second stage compressor disk	47.0	0
HP third stage compressor disk	28.6	0
HP turbine disk	31.3	0
Total	156.1	—



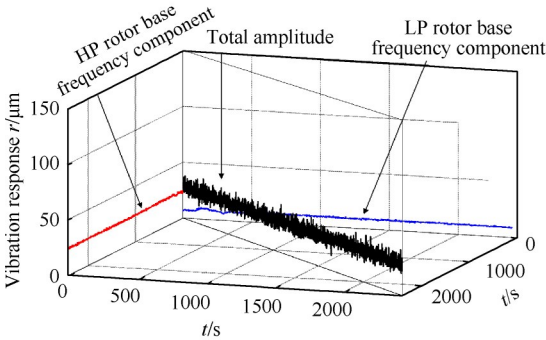
(a) Experimental speed curve



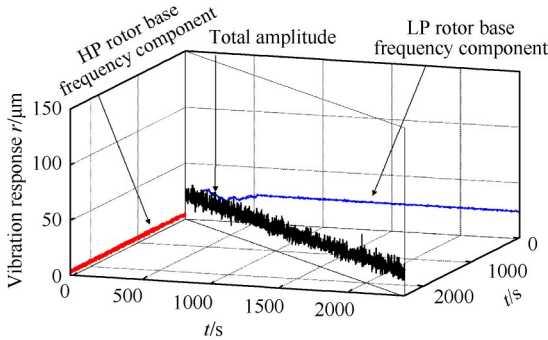
(b) LP fan disk



(c) LP turbine disk



(d) HP compressor disk



(e) Outer ring of intermediate bearing

Fig. 22 Experiment results of the 2nd HP excited mode

Table 29 Information of unbalance mass and runtime

Modality	Size/($\text{g} \cdot \text{cm}$)	Duration/(s)
1st LP excited mode	52.5	3812
2nd LP excited mode	76.2	3795
1st HP excited mode	83.4	3916
2nd HP excited mode	156.1	3793
3rd HP excited mode	80.1	3790
4th HP excited mode	46.8	3801

根据上述各阶模态的长时间“共振”实验结果,结合表 15 和表 16 的可容度评价函数计算值,可以看出,按照“可容模态”优化设计方法设计后,双转子实验器表现出了较高的可靠性,即具有“容忍共振”的能力,可容度评价函数值越高,容忍共振的能力越强。在显著超出设计不平衡量的激励下,双转子实验器可长时间“共振”,证明双转子系统在工作范围内的任意转速下,均可以安全运行,且对振动有较高的容忍度。

5 结 论

本文通过研究,可以得出如下结论:

(1)双转子实验器模态测试结果显示,临界转速误差不超过3.06%,模态振型误差不超过9.6%,验证了双转子系统动力学模型和计算方法的准确性。

(2)实验结果表明,可容度评价函数可以准确反映双转子模态的“可容”程度,按照“可容模态”优化设计方法设计的双转子各阶模态均具有较高的“可容”度。

(3)按照“可容模态”优化设计方法设计的双转子实验器,设计不平衡量下,在工作转速范围内各个位置的振动幅值均不超过50 μ m,连续变转速实验表现出较好的可重复性,证明了带中介轴承双转子系统的“可容模态”优化设计方法的有效性和稳定性。

(4)在与各阶模态振型相似且远超设计值的不平衡量下,完成了双转子实验器低压激励2阶、高压激励4阶模态的长时间“共振”实验,所容忍的不平衡量最大为设计不平衡量的5.2倍,“共振”时间最长为3916s。振动平稳、可容度评价函数值越高的模态,对不平衡量和振动容忍度越高,展现了带中介轴承双转子系统“可容模态”优化设计方法的可靠性。

概括而言,所建立的带中介轴承双转子系统的“可容模态”优化设计方法是可行的。

致 谢:感谢国家科技重大专项的资助。

参考文献

- [1] 航空发动机设计手册总编委. 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.
- [2] 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.
- [3] 顾家柳. 转子动力学[M]. 北京:国防工业出版社,1985.
- [4] 钟一谔. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1987.
- [5] 沈达宽. 航空发动机强度计算[M]. 北京:国防工业出版社,1980.
- [6] 黄太平,罗贵火. 转子动力学优化设计[J]. 航空动力学报,1994,9(2):113-116.
- [7] Lin Y, Cheng L, Huang T P. Optimal Design of Complex Flexible Rotor-Support Systems Using Minimum Strain Energy under Multi-Constraint Conditions [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1998, 215(5): 1121-1134.
- [8] Shiau T N, Hwang J L. Optimum Weight Design of a Rotor-bearing System with Dynamic Behavior Constraints [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 1990, 112: 454-462.
- [9] Shiau T N, Chang J R. Multi-Objective Optimization of Rotor-Bearing System with Critical Speed Constraints [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 1993, 115: 246-455.
- [10] Choi B G, Bo S Y. Optimum Shape Design of Rotor Shafts Using Genetic Algorithm [J]. *Journal of Vibration & Control*, 2000, 6(2): 207-222.
- [11] Choi B K, Yang B S. Optimal Design of Rotor-Bearing Systems Using Immune-Genetic Algorithm [J]. *Journal of Vibration & Control*, 2001, 123(3): 398-401.
- [12] 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.
- [13] 李 岩,廖明夫,蒋云帆. 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.
- [14] 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.
- [15] 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):210553. (ZHAO Lu, LIAO Ming-fu, XUE Yong-guang, et al. Workable Mode Design and Experimental Verification of Aero-Engine High Pressure Rotor [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43 (2) : 210553.)
- [16] 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.
- [17] 李敏强. 遗传算法的基本理论与应用[M]. 北京:科学出版社,2002.
- [18] 陈 曦,廖明夫,王四季,等. 转子高速动平衡数据采集与处理方法研究[J]. 推进技术,2016,37(3):554-562. (CHEN Xi, LIAO Ming-fu, WANG Si-ji, et al. Data Acquisition and Processing Method for High-Speed Dynamic Balancing of Rotors [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(3): 554-562.)
- [19] 杨仲记,赵 明,杨秉玉,等. 转子越过临界转速的振动特性试验研究[J]. 推进技术,1998,19(2):31-35. (YANG Shen-ji, ZHAO Ming, YANG Bing-yu, et al. Experimental Study of Vibration Characteristic of Rotor Passing through Critical Speed [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 1998, 19(2): 31-35.)
- [20] 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的方式的方法[P]. 中国:202210017008.3, 2022-01-08.

(编辑:朱立影)