

轴段可调节式双转子结构动力特性模拟试验台设计与优化

李明明¹, 王东强¹, 张曦², 于贺春¹, 董学武¹, 姜海芹¹

(1. 中原工学院机电学院: 郑州 451191; 2. 郑州科技学院机械工程学院: 郑州 450064)

摘要: 为了解航空发动机双转子的动力学特性, 搭建了轴段可调节式双转子结构动力特性模拟试验台, 其主要包括高速电机、低压转子、高压转子、模拟盘、支架、齿轮箱、基座等。采用有限元法和变换哈默斯利算法相结合的联合仿真方法, 对试验台进行了临界转速的计算及优化; 计算了双转子系统的稳态不平衡响应, 分析了临界转速变化对转子系统振动特性的影响。结果表明: 优化后试验台前 4 阶临界转速与原型机实测临界转速的误差在 5% 以内, 试验台能较好的模拟原型机动力学特性; 优化后各轴承处最大响应幅值中的最大值明显减小, 试验台具有良好的振动特性。

关键词: 轴段可调节; 双转子; 动力学特性; 试验台; 变换哈默斯利算法; 临界转速; 不平衡响应; 航空发动机

中图分类号: V231.96

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2023.06.021

Design and Optimization of Simulation Test Bench for Dynamic Characteristics of Dual-rotor Structure with Adjustable Shaft Section

LI Ming-ming¹, WANG Dong-qiang¹, ZHANG Xi², YU He-chun¹, DONG Xue-wu¹, JIANG Hai-qin¹

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou 451191, China;

2. School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University of Science and Technology, Zhengzhou 450064, China)

Abstract: In order to study the dynamic characteristics of a dual-rotor aeroengine, a simulation test bench for dual-rotor dynamic characteristics with adjustable shaft sections was built, which mainly included high-speed motor, low-pressure rotor, high-pressure rotor, simulation disk, bracket, gearbox, base, etc. Firstly, the critical speed of the test bench was calculated and optimized using the co-simulation method of finite element method and shifted Hammersley algorithm. Then, the steady-state unbalance response of the dual-rotor system was calculated, and the influence of the change of critical speed on the vibration characteristics of the rotor system was analyzed. The results show that the error between the fourth-order critical speed of the optimized test bench and the measured critical speed of the prototype is within 5%, and the dynamic characteristics of the prototype can be well simulated by the test bench. After optimization, the maximum response amplitude at each bearing is significantly reduced, and the test bench has good vibration characteristics.

Key words: adjustable shaft section; dual-rotor; dynamic characteristics; test bench; shifted Hammersley algorithm; critical speed; unbalance response; aeroengine

0 引言

双转子航空发动机是一种高度复杂和精密的机械系统, 是一个国家科技、工业和国防实力的重要体现。航空发动机转子系统的动力学特性直接影响飞机的性能、可靠性及经济性^[1]。双转子动力学特性的研

究一直是转子动力学研究的热点和难点, 为了探明航空发动机转子系统的动力学特性, 较多学者进行了理论探究, 对发动机转子动力学研究具有指导意义^[2]。理论研究的准确性多需要通过试验进行验证, 但考虑到试车的高成本和高风险, 比较可靠的方法是利用模拟试验台进行验证, 试验台的搭建为将来一些创新性

收稿日期: 2021-06-23 基金项目: 国家自然科学基金面上资助项目(51875586)、河南省高等学校重点科研项目(20A460030)、纺织服装产业河南省协同创新中心(2019CY005)资助

作者简介: 李明明(1991), 男, 在读硕士研究生。

引用格式: 李明明, 王东强, 张曦, 等. 轴段可调节式双转子结构动力特性模拟试验台设计与优化[J]. 航空发动机, 2023, 49(6): 135-142. LI Ming-ming, WANG Dongqiang, ZHANG Xi, et al. Design and optimization of simulation test bench for dynamic characteristics of dual-rotor structure with adjustable shaft section[J]. Aeroengine, 2023, 49(6): 135-142.

的理论研究成果的验证提供了试验条件和基础^[3]。

目前国内外建立的航空发动机结构动力特性模拟试验台很多,其中单转子试验台占比较大,双转子试验台占比较小^[4]。Peters等^[5]针对航空发动机TP400低压轴的优化研究建立了单转子试验台;Guskov等^[6]所搭建的单转子试验台可实现临界转速的调节,工作转速可通过其第2阶临界转速;张程^[7]搭建的单转子试验台主要用于不对称支撑转子的动力学特性的研究;马辉等^[8]根据试验要求建立了单轮盘的单转子试验台,其支撑类型为两端支撑,额定转速达到12000 r/min;胡绚^[9]建立的双转子试验台的内外转子通过中介轴承连接,内转子通过高速电机带动,外转子则通过皮带传动进行驱动,主要用于双转子系统的动力学特性研究;史峰等^[10]搭建的双转子试验台,主要包含内外转子以及内外转子圆盘,主要用于研究内转子转速的改变以及外转子转速的改变对双转子系统临界转速的影响;Bonello^[11]、Hai等^[12]搭建的双转子模拟试验台主要用于质量不平衡的模拟试验。

综合上述文献,目前国内外大多数转子试验台基于转子动力学的通用特性而设计,而不是根据具体型号设计,无法同时具有结构和动力学特性的相似性。为了同时满足结构和动力学相似性要求,本文根据航空发动机的结构特点,搭建了轴段可调节式双转子结构动力特性模拟试验台。

1 结构动力特性模拟试验台的建立

试验台采用2台高速电机分别带动高低压转子以一定的转速比转动的方式进行试验。低压转子通过联轴器直接与1台电机相连;另一台电机用联轴器与齿轮轴相连,通过齿轮传动,带动试验台高压转子旋转。试验台系统由高速齿轮箱、试验台基座、动力特性模拟转子、轴承支撑系统组成,如图1所示。

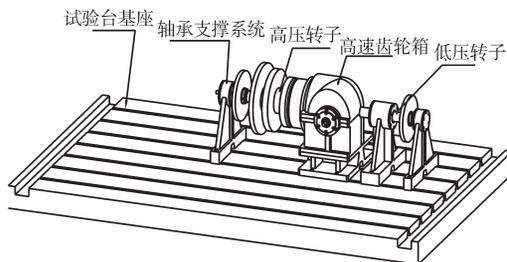


图1 试验台系统

根据航空发动机低压转速和高压转速的要求,低压转子工作转速需达到12000 r/min,最高机械转速为

15000 r/min,高压转子的工作转速15000 r/min,最高机械转速为18000 r/min。

1.1 动力特性模拟转子

根据航空发动机双转子的结构特点和支撑方式,初步确定模拟转子的结构及支点位置,如图2所示。从图中可见,模拟转子主要包括高压转子、低压转子、风扇及低压压气机模拟盘(盘A)、高压压气机模拟盘1(盘B)、高压压气机模拟盘2(盘C)、高压涡轮模拟盘(盘D)、低压涡轮模拟盘(盘E)。其中低压转子支承方案为1-1-1,高压转子支承方案为1-0-1。模拟转子的各支撑点从左至右依次为低压风扇前支点(1#)、低压风扇后支点(2#)、高压压气机前支点(3#)、中介支点(4#)以及低压涡轮后支点(5#)。

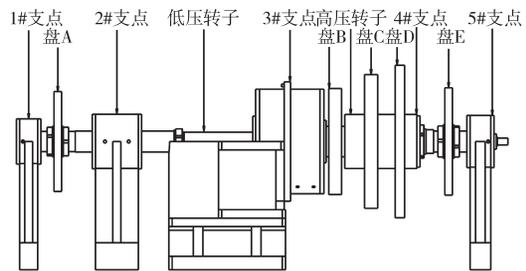


图2 模拟转子结构及支点位置

1.2 轴承支撑系统

轴承支撑系统主要由轴承、轴承座以及轴承支架组成,根据设计要求,2#、3#支点处需另安装鼠笼式弹性支撑从而实现支撑刚度的调节。为了更真实地反映航空发动机的动力学特性,轴承选用航空发动机同类型轴承,2#、3#支点处选用深沟球轴承,1#、4#、5#支点处选用圆柱滚子轴承,轴承支架对整个机械系统起到支撑作用。

支撑刚度对转子系统动力学特性的影响较大,要研究转子系统的临界转速、不平衡响应等动力学特性,支撑刚度的值是必不可少的。支点处的支撑刚度主要由支架的支撑刚度、轴承的支撑刚度、鼠笼弹支的支撑刚度组成,其计算公式^[7]为

$$k = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3}{k_1 \cdot k_2 + k_2 \cdot k_3 + k_1 \cdot k_3} \quad (1)$$

式中: k_1 为支架的刚度; k_2 为鼠笼弹支的刚度; k_3 为轴承的支撑刚度。

由于支架的支撑刚度较大,因此支点处的支撑刚度主要由轴承和弹性支撑的刚度决定。

深沟球轴承的径向刚度为

$$K' = \frac{F}{\delta_1 + \delta_2 + \delta_3} \quad (2)$$

式中: $\delta_1 = \beta \delta_0$, 为深沟球轴承预紧时径向变形位移, 其中 $\delta_0 = 1.277((F/z)2/d_0)^{1/3}$, F 为径向负载, z 为每列中钢球数, d_0 为钢球直径; δ_2 为轴承外圈与支座的接触变形; δ_3 为轴承内圈与轴颈的接触变形。

圆柱滚子轴承刚度为

$$K'' = 0.34 \times 10^4 \times (R^{0.1} Z^{0.9} L^{0.8} \cos^{1.9} \beta) \quad (3)$$

式中: R 为径向负载; Z 为滚子数量; β 为滚动体接触角; L 为滚子有效接触长度。

根据式(2)、(3)计算出各支点处轴承刚度值, 结合支点设计刚度以及式(1)求出 2#、3#处鼠笼支撑刚度值, 见表 1。

表 1 各支点刚度值 $\times 10^7$ N/m

支点	轴承刚度	鼠笼弹支刚度	组合刚度
1#	2.05		2.05
2#	74.6	14.3	12
3#	16.3	2.41	21
4#	20		20
5#	6		6

1.3 双转子试验台物理模型

运用 SolidWorks 软件搭建的双转子动力特性模拟试验台的物理模型, 如图 3 所示。

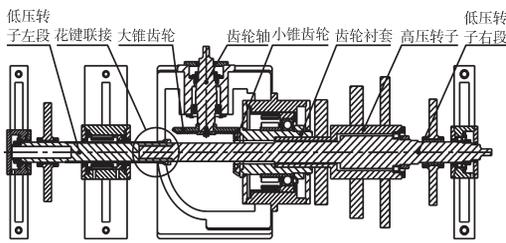


图 3 试验台物理模型

从图中可见, 低压转子由左右两段连接而成, 通过更换不同长度的轴段可实现轴段的调节。由于低压转子的左右 2 轴段采用花键轴连接, 轴径配合处有一定的过盈量, 整体可作为固结的形式, 可将低压转子视为一个整体。

2 双转子系统动力学模型及方程的建立

2.1 动力学模型的建立

在数值计算中, 在保证计算精度的前提下, 对模型进行合理的简化, 可有效缩短计算时间, 提高计算效率^[13]。参考文献[14], 在转子系统进行动力学建模

时, 省去了联轴器环节, 由于齿轮衬套与联轴器连接机理类似, 也忽略其对高压转子的影响, 本文也采用类似方法得到双转子系统动力学模型, 如图 4 所示。

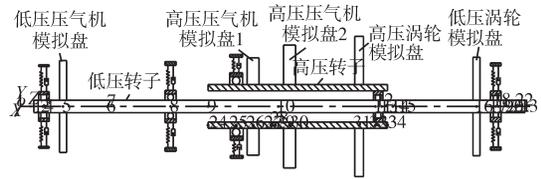


图 4 双转子系统动力学模型

2.2 动力学方程的建立

根据文献[15]和转子动力学知识^[16], 采用有限单元法分别分析模拟盘、轴段单元及轴承支承的运动, 由 Lagrange 方程得到其运动微分方程, 按照高压转子、低压转子、模拟盘以及轴承耦合节点的对应关系, 以及界面上的力的相互作用关系, 从而合并各类部件的运动方程, 便可以得出双转子系统的动力学方程

$$\begin{bmatrix} M_1 & \\ & M_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Omega_1 J_1 & \\ & \lambda \Omega_1 J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_2 \\ \dot{q}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & K_{12} \\ K_{12} & K_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_3 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} M_1 & \\ & M_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Omega_1 J_1 & \\ & \lambda \Omega_1 J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & K_{12} \\ K_{12} & K_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_2 \\ q_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_2 \\ Q_4 \end{bmatrix}$$

$$q_1 = [x_1, \theta_{x1}, \dots, x_h, \theta_{xh}]^T$$

$$q_2 = [y_1, \theta_{y1}, \dots, y_h, \theta_{yh}]^T$$

$$q_3 = [x_{h+1}, \theta_{x(h+1)}, \dots, x_{h+1}, \theta_{x(h+1)}]^T$$

$$q_4 = [y_{h+1}, \theta_{y(h+1)}, \dots, y_{h+1}, \theta_{y(h+1)}]^T \quad (5)$$

式中: M_1 和 M_2 分别为高低压转子系统的总质量矩阵; K_1 和 K_2 分别为高低压转子系统的总刚度矩阵; $\Omega_1 J_1$ 和 $\Omega_2 J_2$ 分别为高低压转子系统的总陀螺矩阵; Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 为外部激励; h 和 l 分别为高低压转子的节点数; Ω_1 和 Ω_2 分别为高低压转子的转速; 令 $\lambda = \Omega_2 / \Omega_1$, 即低高压转子转速比; K_{12} 为中介轴承所产生的耦合刚度

$$K_{12} = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ 0 & \dots & -k_{xx} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & -k_{yy} & \dots & 0 \\ \vdots & \dots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中:元素 $-k_{xx}$ 和 $-k_{yy}$ 在耦合刚度矩阵中的位置分别为 $(4q-3, 4p-3)$ 和 $(4q-2, 4p-2)$, p 和 q 分别为中介轴承节点所对应的高低压转子节点数。

$$\text{令 } M = \begin{bmatrix} M_1 & \\ & M_2 \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} \Omega_1 J_1 & \\ & \lambda \Omega_1 J_2 \end{bmatrix},$$

$$K = \begin{bmatrix} K_1 & K_{12} \\ K_{12} & K_2 \end{bmatrix}, q_5 = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_3 \end{bmatrix}, q_6 = \begin{bmatrix} q_2 \\ q_4 \end{bmatrix}, Q_u = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_3 \end{bmatrix}, Q_v = \begin{bmatrix} Q_2 \\ Q_4 \end{bmatrix}$$

则系统动力学方程可以表示为

$$\begin{aligned} M\ddot{q}_5 + G\dot{q}_6 + Kq_5 &= Q_u \\ M\ddot{q}_6 + G\dot{q}_5 + Kq_6 &= Q_v \end{aligned} \quad (7)$$

令 $Q_u=0, Q_v=0$,则得到系统动力学方程对应的齐次方程的解为

$$\begin{aligned} q_5 &= A\{\varphi\} \cos(\omega t + \alpha) \\ q_6 &= A\{\varphi\} \sin(\omega t + \alpha) \end{aligned} \quad (8)$$

将式(8)代入式(7)可得

$$[-M\omega^2 + G\omega + K]\{\varphi\} = 0 \quad (9)$$

从而得到频率方程为

$$|-M\omega^2 + G\omega + K| = 0 \quad (10)$$

根据式(10)可得当 $\Omega_1=\omega$ 时双转子系统的临界转速,此时得出了高压转子为主激励时系统的临界转速。

3 双转子系统临界转速计算及优化

3.1 双转子系统临界转速计算

根据第2.2节建立的双转子系统动力学模型及其方程,结合计算参数(见表2~5),编写系统临界转速计算程序,分别得到以低压转子为主激励和高压转子为主激励的双转子系统,如图5、6所示,其中高压转子与低压转子的转速比为1.25。

表2 模拟盘参数

节点	模拟盘	质量/kg	极转动惯量/(kg·m ²)	直径转动惯量/(kg·m ²)
5	A	12.35	0.141	0.0710
26	B	22.18	0.296	0.151
30	C	32.96	0.751	0.382
31	D	32.30	0.928	0.466
16	E	14.28	0.188	0.095

表3 弹性支撑参数

节点	弹性支撑参数	
	k_x	k_y
3	6	6
8	12	12
25	2.1	2.1
12	20	20
18	2.05	2.05

表4 低压转子轴参数

节点	长度/mm	(内径/外径)/mm	节点	长度/mm	(内径/外径)/mm
1	30	35/45	12	10.5	0/80
2	4.25	35/55	13	38	0/75
3	4.25	35/55	14	23.5	0/70
4	61	35/60	15	261	0/63
5	150	35/60	16	57	0/63
6	1.5	35/55	17	8.5	0/60
7	214	0/55	18	8.5	0/60
8	127.5	0/55	19	33	0/55
9	239	0/64	20	24.5	0/45
10	330	0/98	21	3	0/28
11	10.5	0/80	22	30	0/20

注:密度为7800 kg/m,弹性模量 $E=2.1 \times 10^5$ GPa,泊松比 $\mu=0.28$ 。

表5 高压转子轴参数

节点	长度/mm	(内径/外径)/mm	节点	长度/mm	(内径/外径)/mm
24	95.5	70/90	29	48	110/160
25	57.5	70/90	30	236.5	110/160
26	61	70/90	31	55.5	110/160
27	5	70/110	32	10.5	122/160
28	10	70/160	33	30.5	122/160

注:密度为7800 kg/m,弹性模量 $E=2.1 \times 10^5$ GPa,泊松比 $\mu=0.28$ 。

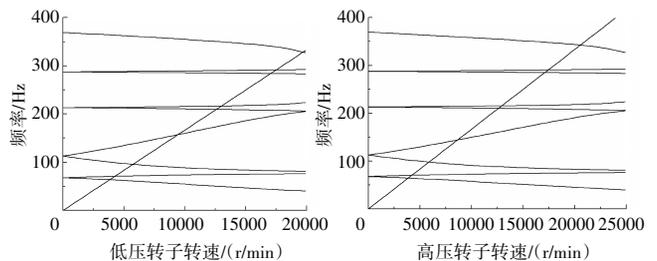


图5 低压转子为主激励的双转子系统

图6 高压转子为主激励的双转子系统

图5、6分别反映了双转子系统的正反进动曲线随低压转子转速和高压转子转速的变化情况。根据临界转速的定义,从坎贝尔图中可得到高低压转子为主激励时系统的前4阶临界转速值。系统前4阶临界转速计算值及与原转子实测数据的相对误差见表6。

表6 转子临界转速计算值及与原转子实测数据的相对误差

临界转速及误差	第1阶		第2阶		第3阶		第4阶	
	低压	高压	低压	高压	低压	高压	低压	高压
计算临界转速/(r/min)	4238	4207	9433	8650	12983	12926	17484	17422
实测临界转速/(r/min)	4700	4650	7950	7350	8700	8250	14350	13750
误差/%	9.8	9.5	20.2	21.0	52.7	60.6	21.8	26.7

从表中可见,简化模型的高阶临界转速与航空发动机实测数据相差较大,远远超过了允许误差5%,为

为了满足二者动力学特性的相似性,需要对模型的临界转速进行优化。

3.2 双转子系统临界转速优化

当临界转速不满足设计要求时,可通过更改转子系统的结构参数,例如转轴的长度、直径、轮盘的尺寸等,或者轴承以及机匣的支承刚度,从而调整系统临界转速^[17]。为了更真实地反映航空发动机动力学特性,轴承选用航空发动机同类型轴承,因此不改变双转子系统支撑刚度以及轴的直径。从表 6 中可见,双转子系统的高阶临界转速需进行较大程度的调整,根据文献[4]轮盘的转动惯量变化时,转子系统的高阶临界转速随之变化较大。此外根据设计要求,低压转子轴总长度以及质量都需满足一定约束条件。因此本文选择优化轮盘的大小以及轴段长度来调节双转子系统的临界转速。考虑到采用试凑法的方式进行调节,无法保证优化的效率及准确性,因此采用了变换哈默斯利(Shifted Hammersley)算法对模型的临界转速进行优化。

3.2.1 变换哈默斯利算法构建原理

变换哈默斯利算法优化方法是一种适用于所有样本生成的采样方法,算法由逆根函数构建而成,过程如下。

任何整数 n 都可以用下面的公式表示为 1 个数字序列 $n_0, n_1, n_2, \dots, n_m$

$$n = n_0 n_1 n_2 n_3 \dots n_m \quad (11)$$

如果 1 个整数用基数 R 表示,则式(11)可表示为

$$n = n_m R^{m-1} + n_{m-1} R^{m-2} + \dots + n_0 \quad (12)$$

逆根函数是指通过对式(12)中的关于小数点的数字顺序进行倒转,从而得到(0,1)中的分数的函数

$$\Phi_R(n) = 0 n_m n_{m-1} n_{m-2} \dots n_0 = \frac{n_m R^{-1} + n_{m-1} R^{-2} + \dots + n_0 R^{-(m-1)}}{R^m} \quad (13)$$

因此,对于 k 维搜索空间, Hammersley 点为

$$H_k(i) = \left[\frac{i}{N}, \Phi_{R_1}(i), \Phi_{R_2}(i), \dots, \Phi_{R_{k-1}}(i) \right] \quad (14)$$

式中: $i=0, \dots, N$, 表示样本点,为了使得 Hammersley 采样器生成的点更靠近 k 维超立方体的原点,提出 1 个点移动过程,将所有 Hammersley 点进行移动

$$\Delta = \frac{1}{2} N \quad (15)$$

3.2.2 临界转速优化设计模型

设系统优化目标函数为以高低压转子为主激励

时系统前 4 阶临界转速即 $0 < n_{h1} < n_{l1} < n_{h2} < n_{l2} < n_{h3} < n_{l3} < n_{h4} < n_{l4}$, n_{hi} 和 n_{li} 分别是以高低压转子为主激励的系统第 i 阶临界转速;根据设计要求,将低压转子轴的总长度以及质量作为约束变量即 $l_{il} < l_i < l_{iu}$ ($i=1, 2, \dots, s$), l_{il} 和 l_{iu} 分别为约束变量的上下限;设计变量则为系统中各模拟盘的转动惯量以及低压转子轴轴段长度即 $c_{kl} < c_k < c_{ku}$ ($k=1, 2, \dots, t$), c_{kl} 和 c_{ku} 分别为设计变量的上下限。则该优化问题表达为

$$\left\{ \min \sum_{i=1}^p \left[(n_{hi} - n_{hi}^*)^2 + (n_{li} - n_{li}^*)^2 \right] \right\}^{1/2} \quad \begin{array}{l} l_{il} < l_i < l_{iu} \\ s.t. \\ c_{kl} < c_k < c_{ku} \end{array} \quad (16)$$

式中: n_{hi}^* 和 n_{li}^* 为优化目标函数值,即分别以高低压转子为主激励的实测临界转速值。

3.2.3 临界转速优化过程

考虑到低压转子轴轴段数较多,为了提高优化效率,从中挑选部分轴段长度作为设计变量,根据试验台模型剖视图(图 3)可知,低压转子轴中较短的轴段用于连接联轴器和安装轴承以及轴承的定位零件,因此不改变其长度,又考虑到低压转子的质量要求,不改变较粗的轴段长度。

综合考虑以上因素,选择低压转子结构(如图 7 所示)中的轴段 N 、 K 和 S 的长度作为设计变量。系统临界转速优化流程如图 8 所示。

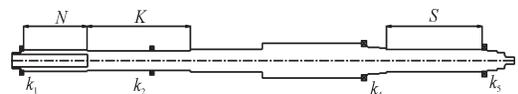


图 7 低压转子结构

3.2.4 优化结果分析

优化完成后得出系统分别以高低压转子为主激励的双转子系统如图 9、10 所示,从而得到分别以高低压转子为主激励时系统临界转速及其与实测临界转速的误差见表 7,优化完成后系统的设计参数见表 8。

从表 7、8 中可见,系统临界转速优化结果与航空发动机原型机实测临界转速相差较小,小于允许误差,优化后低压转子轴的总长度以及质量都满足了设计要求。从表中数据可得根据优化参数进行试验台的设计将较好的反映航空发动机原型机的动力学特性,从而为后续的理论分析和试验规律的探索建立基准。

4 优化前后双转子系统稳态不平衡响应分析

转子上所装配的各零部件,由于材质不均匀、加工误差、装配偏心等,都会导致转子发生质心偏移,造

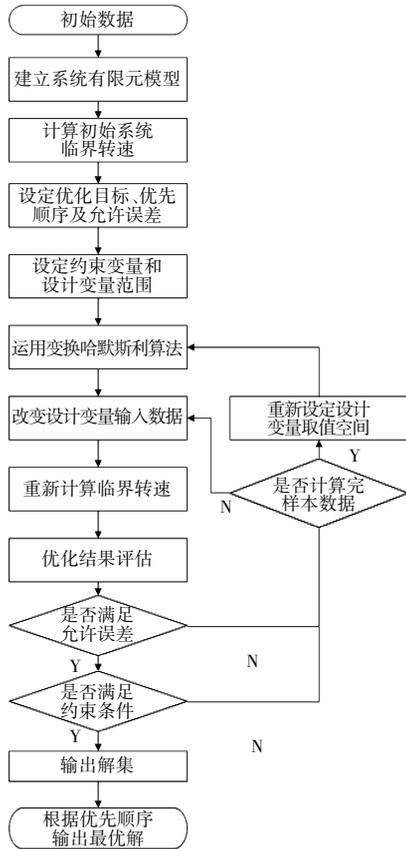


图8 系统临界转速优化流程

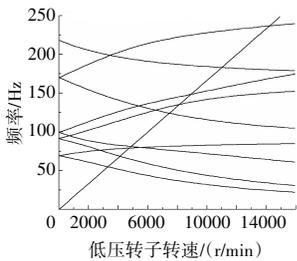


图9 优化后低压转子为主激励的双转子系统

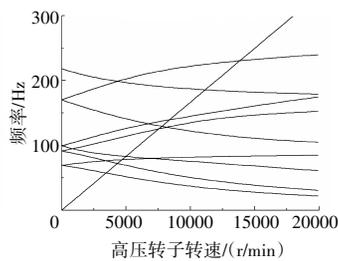


图10 优化后高压转子为主激励的双转子系统

表7 系统临界转速优化结果

临界转速及误差	第1阶		第2阶		第3阶		第4阶	
	低压	高压	低压	高压	低压	高压	低压	高压
优化临界转速/(r/min)	4748	4675	8133	7534	8922	8379	14220	13842
实测临界转速/(r/min)	4700	4650	7950	7350	8700	8250	14350	13750
误差/%	1.02	0.53	2.30	2.50	2.55	1.56	0.91	0.67
允许误差/%	5	5	5	5	5	5	5	5

成转子不平衡,产生离心力,从而引发转子系统的强迫振动,缩短设备的使用寿命。当振动引起的挠曲变形过大时,转子则会因此而断裂^[18]。因此对转子系统进行不平衡响应分析是必要的。

4.1 双转子系统不平衡响应求解

当圆盘具有不平衡质量时,双转子的运动微分方

表8 系统设计参数优化结果

参数	取值区间	优化前	优化后
N/mm	110~170	211	128
K/mm	180~235	343	214
S/mm	170~230	318	202
(A盘半径/宽度)/mm	(120~300)/(15~35)	148/24	285/26
(B盘半径/宽度)/mm	(130~260)/(25~55)	157/40	231/31
(C盘半径/宽度)/mm	(180~250)/(25~55)	198/41	223/34
(D盘半径/宽度)/mm	(200~310)/(10~40)	226/29.5	256/20
(E盘半径/宽度)/mm	(130~320)/(15~35)	159/24	291/29
低压转子轴总长度/mm	1200~1400	1669.5	1341..5
低压转子质量/kg	≥38	47	40

程为^[19-20]

$$M\ddot{z} - i\Omega J\dot{z} + Kz = \Omega^2 Q e^{i\Omega t} \quad (17)$$

式中: $z = q_5 + iq_6$; $Q = [m_1 e_1 e^{i\phi_1}, 0, m_2 e_2 e^{i\phi_2}, 0, \dots, m_N e_N e^{i\phi_N}, 0]^T$ 设不平衡响应的特解为

$$z = A e^{i\Omega t} \quad (18)$$

式中: A 为特定的复数矩阵。

将式(18)代入式(17)可得

$$[-M\Omega^2 + J\Omega^2 + K]A = \Omega^2 Q \quad (19)$$

此为 $2N$ 个非齐次代数方程组,对于给定的 Ω ,等号左边各项系数均为实数,可得

$$A = \Omega^2 [-M\Omega^2 + J\Omega^2 + K]^{-1} Q \quad (20)$$

因为 Q 是 $2N$ 复数矩阵,其中有 N 个元素为零,故 A 中每个元素为 N 个复数之和,即仍为一复数,可表示为

$$A = [a_1 e^{i\varepsilon_1}, a_2 e^{i\varepsilon_2}, \dots, a_{2N} e^{i\varepsilon_{2N}}]^T \quad (21)$$

式中: $a_i, \varepsilon_i (i=1, 2, \dots, 2N)$ 都为已确定的值。

将式(21)代入式(18)可得不平衡响应的特解为

$$z = [a_1 e^{i\varepsilon_1}, a_2 e^{i\varepsilon_2}, \dots, a_{2N} e^{i\varepsilon_{2N}}]^T e^{i\Omega t} \quad (22)$$

4.2 稳态不平衡响应计算结果分析

鉴于实际航空发动机动平衡等级要求为G6.3,根据转子系统的整体质量,相应的不平衡质量设置为 $70 \text{ g}\cdot\text{mm}$,针对双转子系统的不平衡分布情况,将 $70 \text{ g}\cdot\text{mm}$ 的不平衡量施加到低压涡轮模拟盘上,高低压转子转速分别设置为 125 rad/s 和 100 rad/s ,以各轴承节点为测点,分别得到优化前后各轴承处幅频响应曲线,如图11所示。

从图中可见,仿真区间内优化前后各轴承处不平衡响应各产生4个峰值,1#轴承、2#轴承、4#轴承低压端和5#轴承处峰值对应的频率分别为优化前后低压转子为主激励时系统临界转速,4#轴承高压端和3#

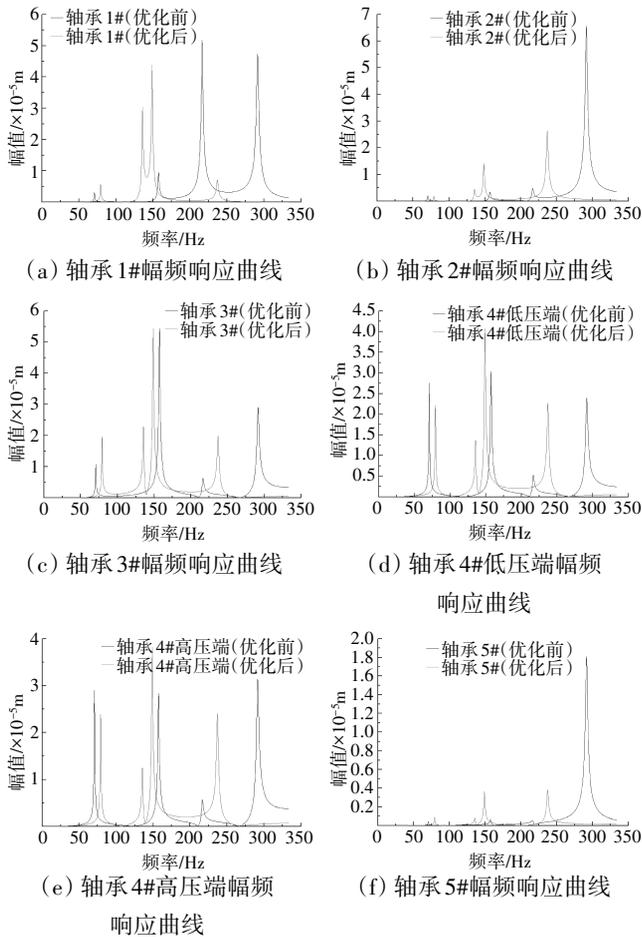


图 11 各轴承处幅频响应曲线

轴承处峰值对应的频率分别为优化前后高压转子为主激励时系统临界转速。根据各曲线,得到优化前后各轴承处的最大响应幅值见表 9。

表 9 优化前后各轴承处的最大响应幅值

测点	优化前的最大 响应幅值/ $\times 10^{-5}$ m	优化后的最大 响应幅值/ $\times 10^{-5}$ m	改变量/%
1#轴承	5.16795	4.38896	15.07
2#轴承	6.55594	2.6366	59.78
3#轴承	5.41676	5.43575	-0.35
4#轴承低压端	3.03075	4.07884	-34.58
4#轴承高压端	3.13827	3.82115	-21.76
5#轴承	18.1068	3.81277	78.94

从表中可见,优化前后 1#、2#以及 5#轴承处最大响应幅值降低,其中 5#轴承处最大响应幅值下降最明显为 78.94%,3#轴承、4#轴承低压端、4#轴承高压端处最大响应幅值有所上升,但增值较小。对比 6 个测点的最大响应幅值进行整体分析得,优化前各测点处最大响应幅值中的最大值数量级为 e^{-4} m,优化后各测点处最大响应幅值中的最大值数量级为 e^{-5} m,即降

低了 1 个数量级,表明优化后的双转子结构更加合理。

5 结论

(1) 优化后试验台临界转速与原型机实测临界转速误差在 5% 以内,试验台能较好地模拟原型机的动力学特性。该优化方法相比常用的试凑法的效率高,可有效缩短试验台的设计周期。

(2) 1#、2#轴及 5#轴承处最大响应幅值降低,3#、4#轴承处最大响应幅值增大,综合分析,优化前 5#轴承处最大响应幅值比其他轴承处的相应值大,数量级为 e^{-4} m,优化后各轴承处最大响应幅值的数量级均为 e^{-5} m,即优化后双转子系统的振动特性较好。

参考文献:

- [1] 郑建华. 民用航空产业战略研究[J]. 机械制造, 2018, 56(12): 1-6, 20.
ZHENG Jianhua. Research on the strategy of civil aviation industry [J]. Machinery Manufacturing, 2018, 56(12): 1-6, 20. (in Chinese)
- [2] 韩清凯, 王美令, 赵广, 等. 转子系统不对中问题的研究进展[J]. 动力学与控制学报, 2016, 14(1): 1-13.
HAN Qingkai, WANG Meiling, ZHAO Guang, et al. Research progress of rotor system misalignment [J]. Journal of Dynamics and Control, 2016, 14(1): 1-13. (in Chinese)
- [3] 王晓峰, 徐可君, 秦海勤. 航空发动机风扇转子试验器动力学特性研究[J]. 动力学与控制学报, 2017, 15(2): 142-148.
WANG Xiaofeng, XU Kejun, QIN Haiqin. Study on dynamic characteristics of aeroengine fan rotor tester [J]. Journal of Dynamics and Control, 2017, 15(2): 142-148. (in Chinese)
- [4] 李志鹏. 航空发动机双转子振动故障模拟试验台设计[D]. 武汉: 华中科技大学, 2015.
LI Zhipeng. Design of aeroengine double-rotor vibration fault simulation test-bed [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2015. (in Chinese)
- [5] Peters D, Kaletsch C, Nordmann R, et al. Test rig for a supercritical rotor of an aeroengine[C]//In: 12 th IFToMM World Congress. France: Besançon, 2007: 225-235.
- [6] Guskov M, Sinou J J, Thouverez F, et al. Experimental and numerical investigations of dual-shaft test rig with intershaft-bearing[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2007(1): 1-12.
- [7] 张程. 不对称转子系统的仿真分析与实验研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2009.
ZHANG Cheng. Simulation analysis and experimental study of asymmetric rotor system [D]. Shenyang: Northeastern University, 2009. (in Chinese)
- [8] 马辉, 李朝峰, 轩广进, 等. 转子系统油膜失稳故障的时频特征分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(2): 193-198.
MA Hui, LI Chaofeng, XUAN Guangjin, et al. Analysis of time-frequency characteristics of oil film instability fault in rotor system [J].

- Vibration and Shock, 2010, 29 (2): 193-198. (in Chinese)
- [9] 胡绚. 反向旋转双转子系统动力学特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2007.
- HU Xuan. Study on dynamic characteristics of counter-rotating dual-rotor system [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)
- [10] 史峰, 杜建标, 程礼. 双转子动力学研究[J]. 机械与电子, 2008 (10): 56-58.
- SHI Feng, DU Jianbiao, CHENG Li. Study on the dynamics of double rotors[J]. Mechanics and Electronics, 2008 (10): 56-58. (in Chinese)
- [11] Bonello P, Brennan J M, Holmes R. The prediction of the non-linear dynamics of squeeze-film damped aero-engine rotor housed in a flexible support structure[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2004(1): 213-229.
- [12] Bonello P, Hai P M. A receptance harmonic balance technique for the computation of the vibration of a whole aero-engine model with nonlinear bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009 (324): 221-242.
- [13] 张红红. 汽车座椅静强度有限元仿真分析及其结构优化[D]. 沈阳: 东北大学, 2006.
- ZHANG Honghong. Finite element simulation analysis of static strength of automobile seat and its structural optimization[D]. Shenyang: Northeastern University, 2006. (in Chinese)
- [14] 孟凯林. 航空轴向柱塞泵湿转子系统临界转速及不平衡响应分析[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2019.
- MENG kailin. Critical speed and unbalanced response analysis of wet rotor system of aviation axial piston pump [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2019. (in Chinese)
- [15] 路振勇. 航空发动机转子系统的动力学建模及非线性振动研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
- LU Zhenyong. Research on dynamic modeling and nonlinear vibration of aero-engine rotor system [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017. (in Chinese)
- [16] 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: 1-195.
- ZHONG Yiyi, HE Yanzong, WANG Zheng, et al. Rotor dynamics [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1987: 1-195. (in Chinese)
- [17] 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, 206.
- WANG Donghua, LIU Zhansheng, DOU Wei. Rotor based on hybrid genetic algorithm optimization design of system [J]. Vibration and Shock, 2009, 28(5): 87-91, 206. (in Chinese)
- [18] 张晓斌. 多轮盘转子系统不平衡力识别方法研究[D]. 南京: 东南大学, 2015.
- ZHANG Xiaobin. Research on identification method of unbalanced force of multi-disc rotor system [D]. Nanjing: Southeast University, 2015. (in Chinese)
- [19] 王文宇, 吴法勇, 金彬. 基于建模仿真分析的模拟转子平衡技术[J]. 航空发动机, 2023, 49(3): 147-154.
- WANG Wenyu, WU Fayong, JIN Bin. Simulated rotor balancing technology based on mathematical model and simulation analysis[J]. Aeroengine, 2023, 49(3): 147-154. (in Chinese)
- [20] 于平超, 陶玄君, 刘中华, 等. 航空燃气涡轮发动机碰摩研究现状与展望[J]. 航空发动机, 2023, 49(1): 1-17.
- YU Pingchao, TAO Xuanjun, LIU Zhonghua, et al. Research status and prospect of rubbing problem on aircraft gas turbine engines[J]. Aeroengine, 2023, 49(1): 1-17. (in Chinese)

(编辑: 程海)