

航空发动机低压转子系统的“可容模态” 设计及实验验证

黄江博¹, 廖明夫¹, 雷新亮², 李明², 周旋¹

(1. 西北工业大学 能源与动力学院, 西安 710129;

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

摘 要: 建立了带弹性支承和阻尼器的航空发动机低压柔性转子动力学模型, 进行了模态计算以及临界转速处的响应计算。在考虑临界转速约束与“临界跟随”现象约束的条件下, 综合模态不平衡影响因子、弹支应变能占比以及套齿连接结构稳定性构造了可容度评价函数, 建立了低压转子系统的“可容模态”优化设计方法。设计并搭建了低压转子实验系统, 从模态测试实验、阻尼器减振实验以及长时间“共振”实验, 验证了设计方法的可靠性。研究结果为计算的临界转速与实际测量的临界转速最大误差为 3.86%, 阻尼器在 1 阶与 2 阶临界转速处的减振比最大可达 45.6%, 实验转子系统在 1 阶与 2 阶临界转速处各完成了长达 412.5 s 和 429.8 s 的“共振”实验, 共振过程中转子系统各通道振动单峰值稳定在 100 μm 以内, 且无次谐波产生。表明了所建立的航空发动机低压转子系统“可容模态”优化设计方法是可行的。

关 键 词: 可容度评价函数; 低压转子系统; 可容模态; 动力学设计; 实验验证

中图分类号: V235.13

文献标志码: A

Workable mode design and experimental verification of aero-engine low-pressure rotor system

HUANG Jiangbo¹, LIAO Mingfu¹, LEI Xinliang², LI Ming², ZHOU Xuan¹

(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: A dynamic model of aero-engine low-pressure flexible rotor with elastic supports and dampers was established, the modal and critical speed responses were calculated. Under the condition of considering the constraint of critical speed and the constraint of “critical following” phenomenon, the influence factors of modal imbalance, the proportion of spring-supported strain energy, and the stability of the sleeve-tooth connection structure were synthesized to construct a tolerance evaluation function, and a “workable mode” optimization design method for the low-pressure rotor system was established. The low-pressure rotor experimental system was designed and established, and the reliability of the design method was verified from the modal test experi-

收稿日期: 2021-10-13

基金项目: 国家科技重大专项(2017-IV-0001-0038)

作者简介: 黄江博(1991—), 男, 博士生, 研究领域为航空发动机转子动力学。E-mail: 2018100553@mail.nwpu.edu.cn

通信作者: 廖明夫(1960—), 男, 教授, 博士, 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: 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.

ment, damper damping experiment and long-term “resonance” experiment. The study results indicated that the maximum error between the calculated critical speed and the actual measured critical speed did not exceed 3.86%. The maximum damping ratio of the damper at the first and second critical speeds can reach 45.6%. The experimental rotor system completed 412.5 s and 429.8 s “resonance” experiment at the first and second critical speeds, and the rotor system of each channel vibration peak kept stable within 100 μm during the resonance process without sub-harmonic generation. The results show that the established optimization design method of “capacity mode” for aero-engine low-pressure rotor system is feasible.

Key words: workable evaluation function; low-pressure rotor system; workable mode; dynamic design; experimental verification

近年来,随着对战机战术要求的提升和飞行任务的多样性,航空发动机变工况特征愈加突出。高性能航空发动机在工作期间,转子频繁越过若干阶临界转速,工作点甚至落在临界转速位置或邻域。另外,工作状态下,材料特性、配合刚度和连接刚度发生明显变化,导致临界转速在较大范围内变化,很难保证设计时的“转速裕度”,而“避开共振”。因此,转子结构动力学设计的准则应是把转子的临界响应控制在允许的限制值之下,而不再是刻意保证期望的“转速裕度”。概而言之,转子的动力学设计要从“避开共振”的设计原则向“容忍共振”的设计思路发展,而“容忍共振”的设计方法被称为“可容模态”设计方法^[1]。

转子系统的动力学设计一直都是转子动力学研究的重点。黄太平等^[2]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。Shiau等^[3-5]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^[6-7]以临界转速与工作转速之间的裕度,并综合考虑轴系质量和临界转速响应等为设计目标,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^[1]针对发动机高低压转子系统“可容模态”的优化设计进行了大量的研究,初步建立了刚性转子与柔性转子系统的“可容模态”设计方法与准则,给出了“可容模态”优化设计的流程。金路^[8]采用有限元方法建立了转子系统的动力学模型,给出了转子系统各个设计参数灵敏度计算方式,并采用NSGA-2(non-dominated sorting genetic algorithms-2)遗传算法以转子系统的结构参数与支承参数为变量,以转子系统振动峰值、支承外传力以及轴系总质量的最小化为优化

设计的目标,进行了转子系统的动力学优化设计,对“可容模态”优化设计方法进行了改进和验证。刘展翅^[9]提出了“可容模态”下弹性支承挤压油膜阻尼器的设计方法,给出了评判阻尼器减振性能与抗振性能的指标,提出了“可容模态”下挤压油膜阻尼器优化设计的方法。李岩等^[10]探明了转子系统动力学“临界跟随”现象产生的机理与表现特征,发现当盘的极转动惯量与直径转动惯量相等时,会导致转子的某一阶自振频率不断趋近转速,并随转速增加而增加,但不会与转速相交,造成转子系统临近共振状态,而无法穿越共振点。在此基础上,李岩给出了叶盘惯量约束条件,并在考虑其他因素的条件提出了转子系统模态的“可容度”评价函数,使转子“可容模态”设计方法更趋完善。赵璐等^[11]建立了航空发动机双阻尼器的高压转子动力学模型,分析了高压转子关键参数对可容模态的影响规律,并构造了高压转子的可容度评价函数,建立了航空发动机高压转子可容模态设计方法,并给出了实验验证,实验结果表明了可容模态方法设计的有效性。黄江博等^[12]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。

在上述“可容模态”优化设计的基础上,本文针对带套齿连接结构的航空发动机低压转子系统,建立了带套齿连接结构的柔性转子系统的“可容模态”设计方法与流程,并以某型发动机低压转子系统为例,设计了低压转子实验系统,实验验证了发动机低压转子“可容模态”设计方法的准确性与可靠性,为新一代航空发动机的设计提供了指导。

1 转子系统动力学特性

1.1 转子模型与运动微分方程

如图 1 所示,假设两个支承的刚度和阻尼系数分别为 S_{b1} 、 d_{b1} 、 S_{b2} 和 d_{b2} ; s_{11} 为轮盘处转轴的位移刚度、 s_{22} 为转角刚度、 s_{12} 为转角引起的位移刚度、 s_{21} 为位移引起的转角刚度; Ω 为转子转速。取图中所示的坐标系,设轴两端的振动位移分别为 (x_{b1}, y_{b1}) 、 (x_{b2}, y_{b2}) , 盘中心的位移为 (x, y) , 盘的摆角为 (θ_x, θ_y) , 支点间的跨距为 L , 1 支点与盘的跨距为 a , 盘质量为 m 。则转子的运动方程为

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + s_{11}\left[x - x_{b1} - \frac{a(x_{b2} - x_{b1})}{L}\right] + \\ s_{12}\left[\theta_y + \frac{(x_{b2} - x_{b1})}{L}\right] = m\epsilon\Omega^2 \cos(\Omega t + \beta) \quad (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + s_{11}\left[y - y_{b1} - \frac{a(y_{b2} - y_{b1})}{L}\right] - \\ s_{12}\left[\theta_x - \frac{(y_{b2} - y_{b1})}{L}\right] = m\epsilon\Omega^2 \sin(\Omega t + \beta) \quad (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_d\ddot{\theta}_x + I_p\Omega\dot{\theta}_y - s_{21}\left[y - y_{b1} - \frac{a(y_{b2} - y_{b1})}{L}\right] + \\ s_{22}\left[\theta_x - \frac{(y_{b2} - y_{b1})}{L}\right] = 0 \quad (3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_d\ddot{\theta}_y - I_p\Omega\dot{\theta}_x + s_{21}\left[x - x_{b1} - \frac{a(x_{b2} - x_{b1})}{L}\right] + \\ s_{22}\left[\theta_y + \frac{(x_{b2} - x_{b1})}{L}\right] = 0 \quad (4) \end{aligned}$$

式中 ϵ 为轮盘的质量偏心距, β 为质量偏心距的相位。

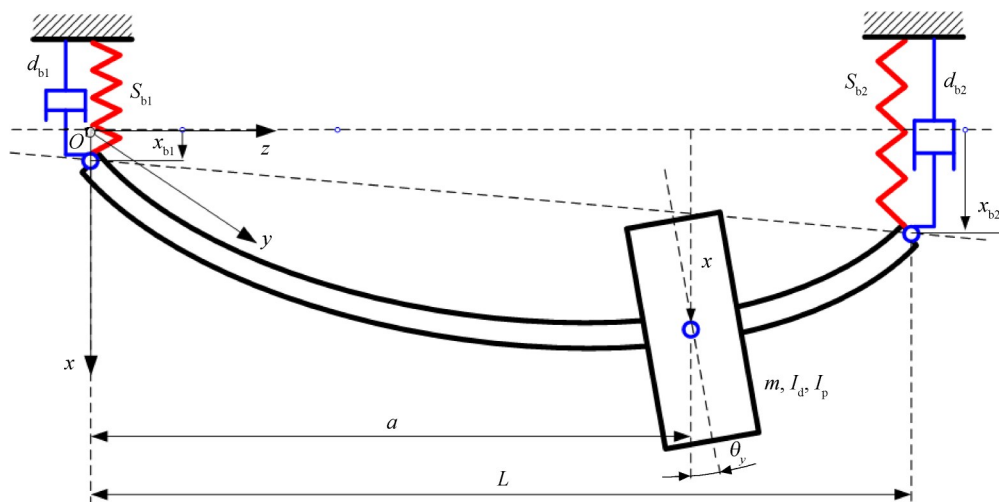


图 1 带弹支和阻尼器的柔性转子模型

Fig.1 Flexible rotor model with spring support and damper

取复向量 $\begin{cases} r = x + jy \\ \varphi = \theta_x + j\theta_y \\ r_{b1} = x_{b1} + jy_{b1} \\ r_{b2} = x_{b2} + jy_{b2} \end{cases}$, 上述方程组则

变为

$$\begin{aligned} m\ddot{r} + s_{11}\left[r - r_{b1} - \frac{a(r_{b2} - r_{b1})}{L}\right] - js_{12}\varphi + \\ \frac{s_{12}(r_{b2} - r_{b1})}{L} = m\epsilon\Omega^2 e^{j(\Omega t + \beta)} \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_d\ddot{\varphi} - jI_p\Omega\dot{\varphi} + s_{22}\varphi + js_{21}r - js_{21}r_{b1} - \\ js_{21}\frac{a(r_{b2} - r_{b1})}{L} + js_{22}\frac{(r_{b2} - r_{b1})}{L} = 0 \quad (6) \end{aligned}$$

1.2 转子系统的模态

为了计算转子系统的临界转速,将运动方程

式(5)与式(6)写成矩阵形式

$$M\ddot{Q} + D\dot{Q} + SQ = u \quad (7)$$

式中 $Q = \begin{Bmatrix} r \\ \varphi \\ r_{b1} \\ r_{b2} \end{Bmatrix}$, $M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$, $D =$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -jI_p\Omega & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -d_{b1} & -d_{b2} \\ 0 & 0 & jad_{b1} & -j(L-a)d_{b2} \end{bmatrix}, \quad u =$$

$$\begin{Bmatrix} m\epsilon\Omega^2 e^{j(\Omega t + \beta)} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}。其中 S 矩阵详见参考文献[1]。$$

令 $Q_1 = \begin{Bmatrix} r \\ \varphi \end{Bmatrix}$, $Q_2 = \begin{Bmatrix} r_{b1} \\ r_{b2} \end{Bmatrix}$, 并代入式(7)中进行

化简,得到的运动方程为

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_d \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bd} \ddot{Q}_2 + \\ & \left(\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_d \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bb} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -jI_p \Omega \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bd} \right) \ddot{Q}_2 + \\ & \left(\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -jI_p \Omega \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bb} + S_{bd} \right) \dot{Q}_2 + \\ & \text{式中 } S_{bd} = \begin{bmatrix} d_{b1} & d_{b2} \\ -jad_{b1} & j(L-a)d_{b2} \end{bmatrix}, S_{bb} = \begin{bmatrix} \left(1 - \frac{a}{L}\right)s_{11} + \frac{s_{12}}{L} + s_{b1} & \frac{a}{L}s_{11} - \frac{s_{12}}{L} + s_{b2} \\ j\left(1 - \frac{a}{L}\right)s_{21} + j\frac{s_{22}}{L} - jas_{b1} & j\frac{a}{L}s_{21} - j\frac{s_{22}}{L} + (L-a)js_{b2} \end{bmatrix}, S_s = \\ & \begin{bmatrix} s_{11} & -js_{12} \\ js_{21} & s_{22} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

设齐次方程(8)的解为 $Q_2 = \bar{Q}_2 e^{j\omega t}$, 代入式(8), 当同步进动时, $\omega = \Omega$, 可得特征方程为

$$\begin{vmatrix} -\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_d - I_p \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bb} \Omega^2 + \begin{bmatrix} s_{b1} & s_{b2} \\ -jas_{b1} & j(L-a)s_{b2} \end{bmatrix} & 0 \\ 0 & \frac{s_{cr1}}{m_{cr1}} \end{vmatrix} = 0 \quad (10)$$

由此求得临界转速为

$$\begin{bmatrix} \Omega_{cr1}^2 & 0 \\ 0 & \Omega_{cr2}^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{s_{cr1}}{m_{cr1}} & 0 \\ 0 & \frac{s_{cr2}}{m_{cr2}} \end{bmatrix} \quad (11)$$

式中 Ω_{cr1} 和 Ω_{cr2} 分别为转子的第1阶和第2阶临界转速, s_{cr1} 和 s_{cr2} 分别为转子的第1阶和第2阶模态刚度, m_{cr1} 和 m_{cr2} 分别为第1阶和第2阶模态质量。与之对应求解的特征向量即模态振型表示为

$$\Phi = [\Phi_1 \quad \Phi_2] = \begin{bmatrix} \psi_{11} & \psi_{12} \\ \psi_{21} & \psi_{22} \end{bmatrix} \quad (12)$$

式中 $\Phi_1 = \begin{bmatrix} \psi_{11} \\ \psi_{21} \end{bmatrix}$ 为转子的第1阶振型; $\Phi_2 = \begin{bmatrix} \psi_{12} \\ \psi_{22} \end{bmatrix}$

为转子的第2阶振型。

1.3 转子系统不平衡响应

设转子的不平衡响应为

$$Q_2 = Q_{20} e^{j(\Omega t + \beta_2)} \quad (13)$$

在临界转速处, $\Omega = \Omega_{cri} (i=1, 2)$, 转子的临界响应为

$$Q_2 = Q_{2cr} e^{j(\Omega_{cri} t + \beta_{2cr})} \quad (14)$$

代入方程(8), 整理得

在不考虑阻尼项时得到的齐次方程为

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_d \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bb} \ddot{Q}_2 + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -jI_p \Omega \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bb} \dot{Q}_2 + \\ & \begin{bmatrix} s_{b1} & s_{b2} \\ -jas_{b1} & j(L-a)s_{b2} \end{bmatrix} Q_2 = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & -j \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_d \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bd} \Omega_{cri}^3 Q_{2cri} - \\ & \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -jI_p \Omega_{cri} \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bd} \Omega_{cri}^2 Q_{2cri} - \\ & \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_d \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bb} \Omega_{cri}^2 Q_{2cri} + \\ & \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & I_p \Omega_{cri} \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bb} \Omega_{cri} Q_{2cri} + \\ & jS_{bd} \Omega_{cri} Q_{2cri} + \begin{bmatrix} s_{b1} & s_{b2} \\ -jas_{b1} & j(L-a)s_{b2} \end{bmatrix} Q_{2cri} = U_1 \Omega_{cri}^2 Q_{2cri} \end{aligned} \quad (15)$$

在临界转速 $\Omega_{cri} (i=1, 2)$ 处, 转子的临界响应可由对应的振型来表达, 即

$$Q_{2cri} = c_i \Phi_i; \quad i=1, 2 \quad (16)$$

式中 $c_i (i=1, 2)$ 为常数。

将式(16)代入式(15), 并考虑到式(9), 则在临界转速处, 则有

$$\begin{aligned} & -j \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_d \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bd} \Omega_{cri}^3 Q_{2cri} - \\ & \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -jI_p \Omega_{cri} \end{bmatrix} S_s^{-1} S_{bd} \Omega_{cri}^2 Q_{2cri} + jS_{bd} \Omega_{cri} Q_{2cri} = U_1 \Omega_{cri}^2 Q_{2cri} \end{aligned} \quad (17)$$

为便于分析, 令 $q_{2cr} = S_s^{-1} S_{bd} Q_{2cr}$; $Q_{2cr} = S_{bd}^{-1} S_s q_{2cr}$, 代入式(17), 则有

$$\left(-\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_d - I_p \end{bmatrix} \Omega_{cri}^2 + S_s \right) j q_{2cr} = U_1 \Omega_{cri} \quad (18)$$

由式(18)可解得

$$q_{2cr} = -j \left[S_s - \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_d - I_p \end{bmatrix} \Omega_{cri}^2 \right]^{-1} U_1 \Omega_{cri} \quad (19)$$

则转子在临界转速处的振动为

$$Q_{1cri} = S_s^{-1} S_{bb} Q_{2cri} + S_s^{-1} S_{bd} \dot{Q}_{2cri} = (S_s^{-1} S_{bb} + j\Omega_{cri} S_s^{-1} S_{bd}) Q_{2cri} \quad (20)$$

2 转子系统“可容模态”优化设计

2.1 优化参数选取与取值范围

航空发动机低压转子系统的参数主要分为以下三类:

- 1) 支承参数,包括支点的位置与刚度等;
- 2) 盘参数,包括盘的位置、质量、极转动惯量以及直径转动惯量等;
- 3) 转轴参数,包括轴的长度、内径和外径等。这些参数都可以作为优化设计的参数。

对于低压转子系统,由于空间结构限制,转轴的长度不能小于高压转子长度,外径要小于高压轴内径。其中支承刚度参照《航空发动机设计手册》^[13],选取范围约为 4.8×10^6 N/m 至 5.25×10^7 N/m。因此,优化设计时,可根据转子系统的结构、质量和空间等限制因素确定设计参数的优化范围。

另外,如果转子系统优化的参数过多,可采用 MIV(平均影响值法)方法^[14],计算出各个优化参数对模态振型与临界转速的影响程度 M_{iv} 值的大小,筛选出 M_{iv} 值较大的参数,从而达到设计参数降维的目的。

2.2 优化约束条件

2.2.1 临界转速约束^[1]

与传统的“临界转速裕度准则”下的设计不同,“可容模态”设计准则是,转子系统的临界转速不需要刻意避开转子工作转速范围,而是需要避开刚性支承条件下转子的临界转速。文献[1]中给出当弹性支承条件下的临界转速与刚性支承条件下的临界转速保留约 8.3% 的设计裕度时,转子临界振动峰值减小了 83.6%。由此,建议将裕度 10% 作为“可容模态”临界转速的裕度,构造如下多项式:

$$f(\omega_{cr}) = (\omega_{cr} - 0.9\tilde{\omega}_{cr})(\omega_{cr} - 1.1\tilde{\omega}_{cr}) \quad (21)$$

式中 ω_{cr} 为低压转子在弹性支承条件下的临界转速; $\tilde{\omega}_{cr}$ 为刚性支承条件下的临界转速。

当转子系统的临界转速 ω_{cr} 落入 $[0.9\tilde{\omega}_{cr}, 1.1\tilde{\omega}_{cr}]$ 范围内时,多项式 $f(\omega_{cr}) \leq 0$,反之,则 $f(\omega_{cr}) > 0$ 。对于工作范围内的多阶临界转速, $f(\omega_{cr}) > 0$ 都必须成立,即

$$\min(f(\omega_{cr})) > 0 \quad (22)$$

2.2.2 盘惯量参数约束^[10]

当转子中叶盘的极转动惯量 I_p 与直径转动惯量 I_d 相等时,转子会表现出“临界跟随”特征,转子振动响应会对不平衡非常敏感。因此,叶盘的惯量参数也应当作为优化设计中的一个约束。

令叶盘惯量比 $\xi = I_p/I_d$,当叶盘惯量比 $\xi = 1$ 时,转子系统会出现“临界跟随”现象。为了避免出现这一现象,选取设计裕度 5%,构造约束多项式为

$$f(\xi) = (\xi - 0.95)(\xi - 1.05) \quad (23)$$

同样地,对于航空发动机低压转子系统多个叶盘的惯量参数,约束条件可表示为

$$\min(f(\xi)) > 0 \quad (24)$$

综合式(22)与式(24),低压转子系统的总约束可表示为

$$f_{\text{penalty}} = M_k \times \max(0, -\min(f(\omega_{cr}))) + M_l \times \max(0, -\min(f(\xi))) \quad (25)$$

式中 $M_k = 1, 2, \dots$; $M_l = 1, 2, \dots$, 表示线性惩罚因子。当需要强化第一项约束时,惩罚因子 M_k 可取大于 1 的数;当需要强化第二项约束时,惩罚因子 M_l 可取大于 1 的数。默认值为 1。

总约束函数 f_{penalty} 取式(25)的函数形式主要是为了在优化设计程序中,便于判断参数是否满足了约束条件。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。

2.3 可容度函数与优化目标

2.3.1 模态不平衡影响因子

综合考虑转子系统的模态不平衡量、振型以及常发不平衡量的分布,构造如下的第 i 阶模态不平衡影响因子来表征转子不平衡量及其分布对转子第 i 模态振动的影响:

$$\tilde{U}_i = \frac{\sum_{k=1}^N a_{i,k} r_{i,k}^2}{\Phi_i^T \Phi_i}, \tilde{U}_i \in [0, 1], a_{i,k} \in [0, 1] \quad (26)$$

式中 N 为有限元模型单元节点总数; $r_{i,k}$ 表示第 i 阶模态振型中第 k 节点处的归一化位移; Φ_i 为转子第 i 阶振型; $a_{i,k}$ 表示第 i 阶第 k 个单元节点的不平衡权重系数,其物理意义是,调整不同节点的不平衡量对影响因子的影响程度。

第 i 阶模态不平衡影响因子 $\tilde{U}_i$ 表征转子上的不平衡量分布与转子第 i 阶振型的相似程度。 $\tilde{U}_i$ 越大,相似度越高,转子不平衡的影响就越大。

2.3.2 应变能占比

1) 弹性支应变能占比^[1]

对于带挤压油膜阻尼器的低压转子系统,阻尼器一般都安装在弹性支承处。对于挤压油膜阻尼器而言,轴颈进动时的偏心比越大,则阻尼器所提供的阻尼效果越强。考虑到转子系统可能安装不止一个挤压油膜阻尼器,故利用弹支总应变能占比 P_i^{sid} 代表阻尼器在某阶模态下的减振能力,简称第 i 阶弹支应变能占比,如式(27)所示。

$$P_i^{\text{sid}} = \frac{E_i^{\text{sid}}}{E_i^{\text{sid}} + E_i^{\text{sh}} + E_i^{\text{rb}}}, \quad P_i^{\text{sid}} \in (0, 1) \quad (27)$$

$$E_i^{\text{sid}} = \sum_{z=1}^m 0.5k_z r_{i,z}^2, E_i^{\text{rb}} = 0.5k^{\text{rb}} r_{i,\text{rb}}^2 \quad (28)$$

$$E_i^{\text{sh}} = 0.5\Phi_i^T K^{\text{sh}} \Phi_i \quad (29)$$

式中下标 i 为振型阶次; E_i^{sid} 为第 i 阶模态弹支总应变能; E_i^{sh} 为转轴上的应变能; E_i^{rb} 为支承的应变能; k_z 为第 z 个弹性支承的刚度; k^{rb} 为支承的刚度; $r_{i,z}$ 表示第 i 阶模态振型中第 z 个阻尼器处的归一化位移; K^{sh} 为转子的刚度矩阵。

弹支应变能占比 P_i^{sid} 始终取正值,最大值为1,即 $0 \leq P_i^{\text{sid}} < 1$ 。 P_i^{sid} 值越大,表明阻尼器对第 i 阶模态振动的减振效果越显著。

2) 套齿连接结构应变能占比

对于带套齿连接结构的转子系统而言,振动失稳是常见的故障之一。引起套齿失稳的3个关键因素是:齿面间的内摩擦、内/外套齿存在倾斜角以及转子转速超过1阶弯曲临界转速^[15-16]。三个因素中,齿面间的内摩擦力主要由套齿传递的扭矩、摩擦因数等因素所决定,常常难于避免。如前面所述,目前大部分高性能发动机的低压转子都运行在临界转速之上,皆潜伏着失稳的风险,但这一因素也难以消除。因此,抑制套齿引起转子失稳的可控因素仅为内/外套齿间的倾斜角。而倾斜角取决于套齿段的变形。故在动力学设计过程中,以套齿段的应变能占比 P_i^s 来衡量内/外套齿的倾斜角,简称第 i 阶套齿段应变能占比,如式(30)所示。

$$P_i^s = \frac{E_i^s}{E_i^{\text{sh}}}, P_i^s \in (0, 1) \quad (30)$$

$$E_i^s = 0.5(\Phi_{i,s}^T - \Phi_{i,b}) K_s^{\text{sh}} (\Phi_{i,s} - \Phi_{i,b}) \quad (31)$$

式中 P_i^s 为第 i 阶模态下套齿段应变能占比,最大值为1。 E_i^s 为第 i 阶模态下套齿段应变能, $\Phi_{i,s}$ 为套齿段的振型位移值, $\Phi_{i,b}$ 为第 i 阶振型下套齿段起始节点振型位移, K_s^{sh} 为套齿段的刚度矩阵, E_i^{sh} 为第 i 阶模态下转轴的应变能。 P_i^s 值越小,表明

套齿段的倾斜角越小,套齿段失稳振动发生的可能性越小。选取1%的设计裕度,构造套齿段应变能评价函数 $\Psi(P_i^s)$ 为

$$\begin{cases} \Psi(P_i^s) = 1 & P_i^s \leq 0.01 \\ \Psi(P_i^s) = 0 & P_i^s \geq 0.01 \end{cases} \quad (32)$$

2.3.3 转子模态的可容度

在“可容模态”优化设计过程中,为了综合体现模态不平衡影响因子、弹支应变能占比以及套齿段应变能占比的影响,需构造一个模态评价函数,以评价模态是否“可容”。综合式(26)、式(27)和式(32),构造低压转子系统“可容模态”的可容度评价函数 f_{be} 如下:

$$f_{\text{be}} = \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_i (1 - P_i^{\text{sid}}) \tilde{U}_i}{\sum_{i=1}^n \zeta_i} \right] \prod_{i=1}^n (\Psi(P_i^s)) \quad (33)$$

式中 $\zeta_i \in [0, 1]$, $f_{\text{be}} \in (0, 1)$, n 为工作范围内的模态阶数; ζ_i 为第 i 阶模态的优化权重系数,用于调整优化过程中要特别关注的模态。若无特别需要关注的模态, ζ_i 可全部设置为1。

由可容度评价函数和式(25)表示的约束条件就可构造低压转子系统“可容模态”优化设计的目标函数

$$f = \max(f_{\text{be}}) + f_{\text{penalty}} \quad (34)$$

2.4 转子系统“可容模态”设计流程

发动机低压转子系统的“可容模态”设计需遵循的原则如下:

1) 转子系统的“可容模态”优化设计需满足两个约束条件,即临界转速约束与叶盘惯量参数约束;

2) 对于柔性转子系统,需结合阻尼器的数量与位置,优化设计工作转速范围内的各阶模态,尽可能地提高阻尼器处的弹支应变能占比;

3) 在优化参数允许的范围内,尽可能地提高目标函数的数值,使工作转速范围内的各阶模态均成为“可容模态”,可容度不低于0.8;

4) 在最大允许不平衡量 U_d 下,即使不平衡量分布与模态振型相似,也需保证转子各阶模态下的振动峰值不超限,且在对应的临界转速下可长时间平稳运行。

低压转子系统“可容模态”优化设计主要分为3个阶段:“可容模态”优化设计阶段、阻尼器设计阶段以及实验验证阶段。这3个阶段的流程可以

用图 2 来表示。

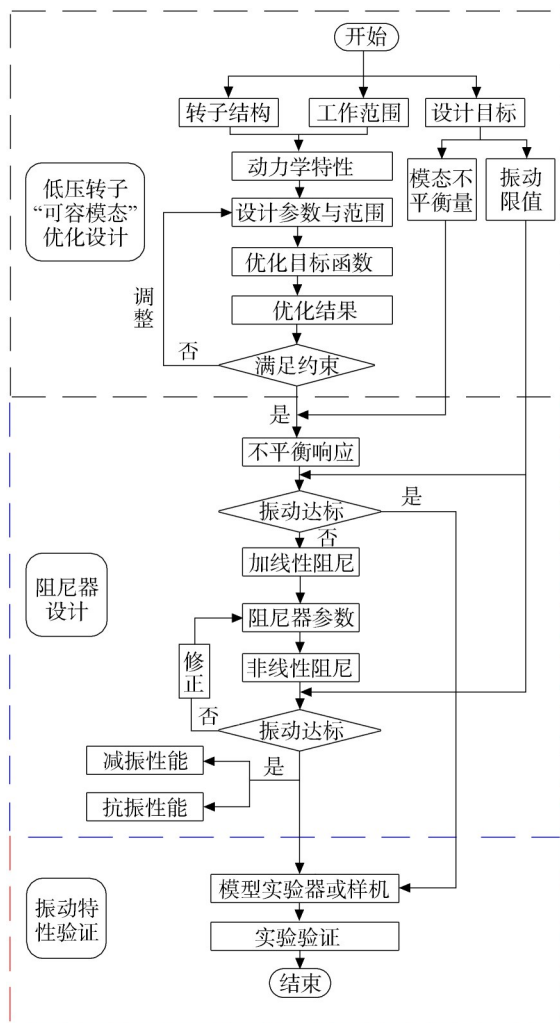


图 2 低压转子系统“可容模式”优化设计流程

Fig.2 “Workable mode” optimization design process of low-pressure rotor system

2.5 “可容模式”优化设计实例

2.5.1 低压转子模型和参数

低压转子动力学模型如图 3 所示。它为 0-3-0 支承的单转子结构,在航空发动机中较为常见。作为设计示例, D_1 、 D_2 和 D_3 分别为各段轴的直径; E 和 ρ 分别为轴的弹性模量与密度; s_{b1} 、 s_{b2} 和 s_{b3} 表示 3 个支点的刚度, d_{b1} 、 d_{b2} 和 d_{b3} 表示 3 个支点处的阻尼, m 、 I_p 、 I_d 分别为盘的质量、极转动惯量与直径转动惯量。

2.5.2 “可容模式”优化设计结果

在上述转子模型的基础上,利用“可容模式”优化设计方法进行优化设计,并在 1 支点与 3 支点处添加弹性环式挤压油膜阻尼器,主要针对转子系统的 1 阶与 2 阶模态进行“可容模式”优化设

计,采用遗传算法优化求解^[17-18],最终设计的低压转子系统各个参数如表 1 所示。

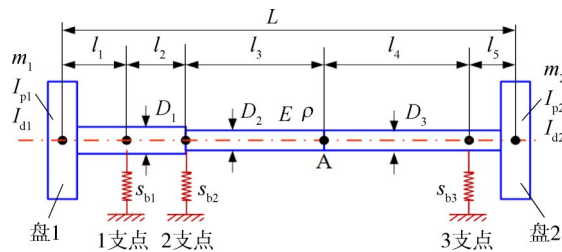


图 3 低压转子模型(0-3-0 支承)

Fig.3 Low-pressure rotor model (0-3-0 support)

表 1 转子系统优化设计后的参数值

Table 1 Parameter values after optimized design of the rotor system

参数	数值	参数	数值
L/m	1.64	l_1/m	0.1
l_2/m	0.227	l_3/m	0.67
l_4/m	0.56	l_5/m	0.083
D_1/m	0.07	D_2/m	0.05
D_3/m	0.050	$E/10^{11}\text{ Pa}$	2.09
$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	7870	m_1/kg	80.0
m_2/kg	28.7	$I_{p1}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	2.22
$I_{p2}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.6	$I_{d1}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1.11
$I_{d2}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.3	$d_{b1}, d_{b2}, d_{b3}/(\text{N}/(\text{s}\cdot\text{m}))$	200
$s_{b2}/10^7 (\text{N}/\text{m})$	8	$s_{b1}/10^7 (\text{N}/\text{m})$	0.35
$s_{b3}/10^7 (\text{N}/\text{m})$	0.7		

经过优化设计后,转子系统的第 1 阶模态可容度为 0.89,第 2 阶模态的可容度为 0.93。

为便于验证和比较,设计时,故意将第 3 阶模态设计为“不可容模态”,可容度仅为 0.014。

2.5.3 转子系统模态与约束条件检验

利用表 1 中的转子系统结构参数与支承参数,利用有限元方法^[1],计算转子动力学特性,结果如图 4 和图 5 所示。

由图 4 和图 5 可见,在设计的工作转速范围 0~7 000 r/min 内,转子有 3 阶模态。转子的第 1 阶临界转速为 2 494 r/min,振型以风扇盘位移与轴弯曲为主。第 2 阶临界转速为 3 523 r/min,振型以涡轮盘位移和轴弯曲为主。第 3 阶临界转速为 5 888 r/min,对应的振型以轴弯曲为主。对各阶模态的约束条件进行检验,结果如表 2 所列。

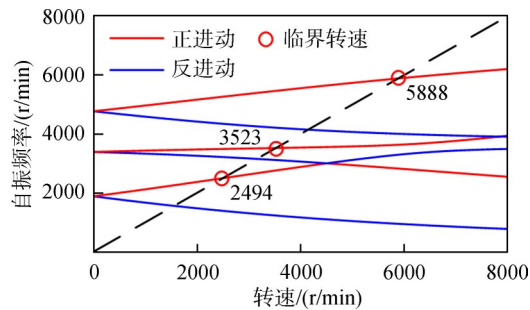


图 4 转子系统坎贝尔图

Fig.4 Campbell diagram of rotor system

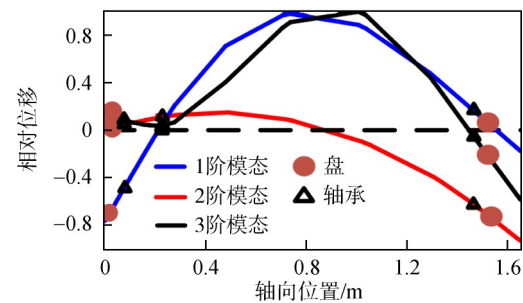


图 5 转子系统的前 3 阶振型

Fig.5 First three modes of the rotor system

由表 2 可见,叶盘惯量比 ξ 为 2,排除了“临界跟

表 2 约束条件检验结果		
Table 2 Constraint condition test results		
参数	约束条件	检验结果
叶盘惯量比 $\xi=I_p/I_d$	$ 1-\xi \geq 5\%$	100%
刚支临界转速 $\tilde{\omega}_{cr1}$	$\tilde{\omega}_{cr1}\leq$ 最大工作转速	5 986<7 000
临界转速 ω_{cri}	$\left 1-\frac{\tilde{\omega}_{cr1}}{\omega_{cri}}\right \geq 10\%$	40%($i=1$)
		30%($i=2$)
	($i=1,2,3$)	1.66%($i=3$)

随”现象。在设计的工作转速范围 0~7 000 r/min 内,绝对刚支条件下,转子临界转速为 5 986 r/min。根据“可容模式”设计的第 1 阶与第 2 阶临界转速满足约束条件,但第 3 阶临界转速不满足临界转速约束条件,与刚支临界转速的裕度仅为 1.66%。这与第 3 阶模态可容度(0.014)是相符的。另外,对转子系统的套齿段应变能占比和套齿段相对倾斜角进行计算,其中,某阶模态下的相对倾斜角为套齿后端倾斜角与前端倾斜角的差值除以该阶振型下转轴最大挠角。计算结果如表 3 所示,图 6 为工作转速范围内的 3 阶模态相对倾斜角示意图。

表 3 套齿应变能占比和相对倾斜角计算结果

Table 3 Calculation results of strain energy ratio and relative inclination angle

模态	风扇套齿段		涡轮套齿段	
	应变能/%	相对倾斜角差	应变能/%	相对倾斜角差
1 阶	0.017 5	0.031 2	0.000 3	-0.000 9
2 阶	0.015 8	-0.024 2	0.022 5	-0.015 6
3 阶	0.043 1	0.098 74	0.004 4	0.001 6

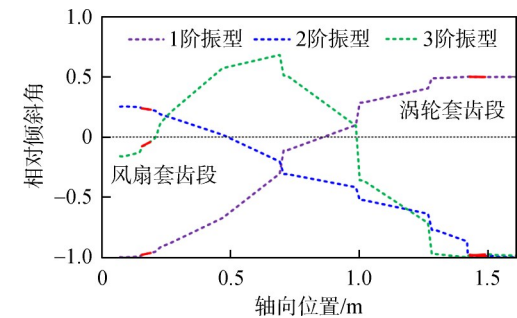


图 6 套齿连接结构相对倾斜角示意图

Fig.6 Schematic diagram of the inclination angle of the spline connection structure

由表 3 可知,低压转子系统中风扇套齿段与涡轮套齿段应变能占比都低于 1%,表明转子系统具有较好的稳定性。风扇与涡轮套齿段的应变

能与其相对倾斜角同步变化。因此,采用套齿段的应变能占比来衡量套齿相对倾斜角是可行的。图 6 为风扇套齿段与涡轮套齿段在不同阶模态下的相对倾斜角示意图,红色线段为套齿段,图中左侧红色线段为风扇套齿段,右侧为涡轮套齿段。

2.5.4 转子系统的不平衡响应检验

在 1 支点与 3 支点处设置弹性环式挤压油膜阻尼器。工作转速范围为 0~7 000 r/min。设定第 1 阶临界转速与第 2 阶临界转速处振动位移峰值不超过 100 μm ,振动速度有效值不超过 3.5 mm/s。

按照计算的模态振型,添加如表 4 所示的不平衡量,1 支点与 3 支点处均添加阻尼,阻尼比为

2%。计算涡轮盘、风扇盘与轴 A 点在工作转速范围内的不平衡响应,结果如图 7~图 9 所示。由图可见,即使转子系统携带过载不平衡量时,风扇盘与涡轮盘在 1 阶与 2 阶临界转速处的振动响应也未超过 $100\ \mu\text{m}$ 。满足“可容模态”设计的要求。而当转子系统携带设计不平衡量时,轴 A

表 4 不平衡量分布情况

Table 4 Distribution of imbalance

参数	模态	状态	风扇盘	轴中	涡轮盘
不平衡量/ ($\text{g}\cdot\text{cm}$)	1 阶	设计状态	22	2	1
		过载状态	43	4	1
	2 阶	设计状态	1	1	23
		过载状态	1	1	46
	3 阶	设计状态	1	22	3
		过载状态	3	42	3
相位/($^\circ$)	1 阶	设计状态	0	0	0
		过载状态	0	0	0
	2 阶	设计状态	0	0	0
		过载状态	0	0	0
	3 阶	设计状态	0	0	0
		过载状态	0	0	0

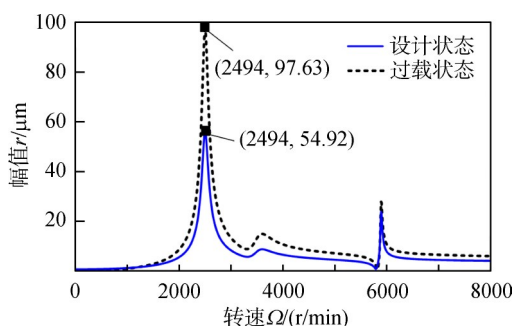


图 7 风扇盘振动响应

Fig.7 Vibration response of fan disk

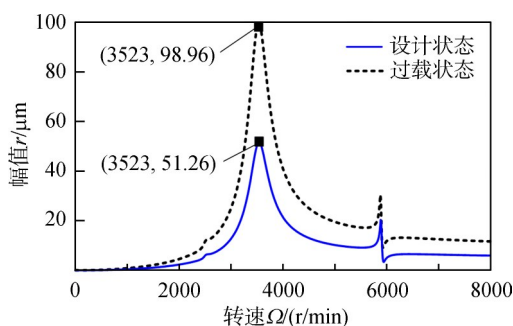


图 8 涡轮盘振动响应

Fig.8 Vibration response of turbine disk

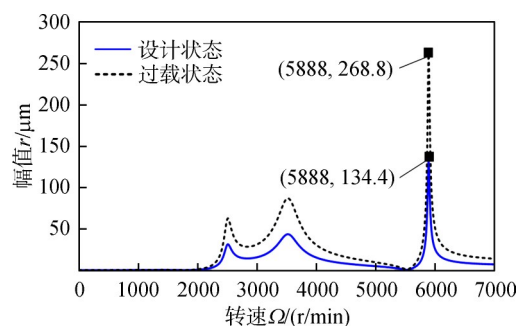


图 9 轴振动响应

Fig.9 Shaft vibration response

点在 3 阶临界转速处振动响应已达 $134.4\ \mu\text{m}$,与之前第 3 阶模态为“不可容模态”的设计结果是相符的。

3 实验验证

为了验证“可容模态”优化设计方法的准确性,设计了带弹性环式挤压油膜阻尼器的低压转子实验系统,将从模态测试实验、挤压油膜阻尼器减振实验以及长时间“共振”实验 3 个方面对“可容模态”优化设计方法进行实验验证。

3.1 转子实验系统

3.1.1 转子实验器的设计

转子实验器与前述的转子动力学模型支承方式一致,采用 0-3-0 的支承方式。根据优化的支承参数,在 1 支点与 3 支点处设计了与之刚度对应的弹性支承结构与弹性环式挤压油膜阻尼器,风扇短轴和涡轮短轴与低压长轴均采用套齿连接结构。经过各个零部件的设计、加工与装配,搭建了如图 10 和图 11 所示的低压转子实验系统。涡轮盘端轴上带有联轴器,用于与驱动电动机连接,驱动转子实验系统运行。联轴器上贴有反光纸,用于转速和相位测量。

3.1.2 测试系统

测试系统是完成转子“可容模态”设计实验验证的必要保障。转子实验系统共使用 15 个传感器测量转子的振动信号,其中 1 个光电传感器用于测量转子的转速,8 个位移传感器测量转子系统关键部位的振动位移,6 个速度传感器测量支座的振动速度。以上各传感器的通道信息列于表 5 中。转子实验器的传感器布置方案如图 12 所示。

测试系统所采用的传感器的相关参数与型号如表 6 所示。利用西北工业大学旋转机械与风能装置测控研究所研制的 CAMD-9100 型发动机状

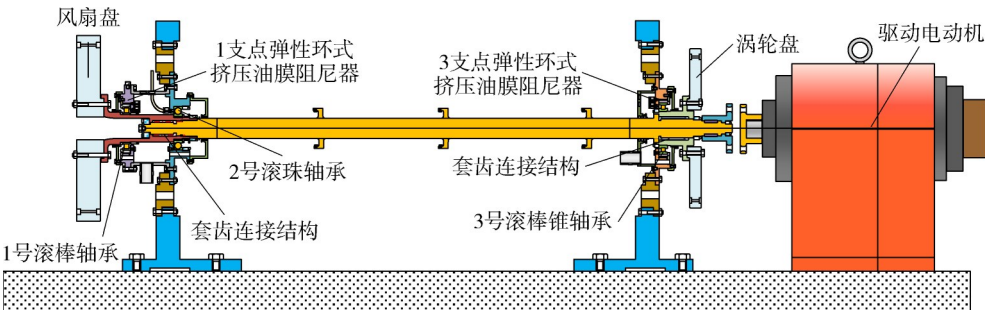


图 10 低压转子实验器

Fig.10 Low-pressure rotor experimental device

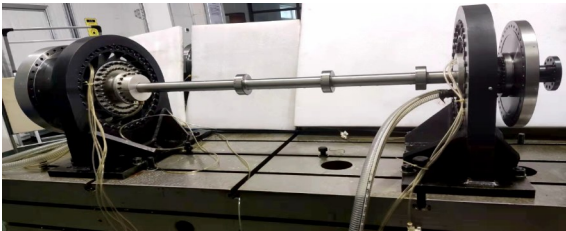


图 11 低压转子实验器实物照片

Fig.11 Physical photo of the low-pressure rotor experimental device

表 5 转子实验系统测量通道信息

Table 5 Measurement channel information of the rotor experimental system

通道编号		通道信息
第一套测试系统	CH1	风扇盘水平测量传感器
	CH2	轴 1 位置水平测量传感器
	CH3	轴 2 位置水平测量传感器
	CH4	轴 3 位置水平测量传感器
	CH5	涡轮盘水平测量传感器
	CH6	风扇盘竖直测量传感器
	CH7	涡轮盘竖直测量传感器
	CH8	轴 1 位置竖直测量传感器
	CH9	转子系统转速
第二套测试系统	CH1	1 支点支座竖直振动速度
	CH2	1 支点支座水平振动速度
	CH3	2 支点竖直振动速度
	CH4	2 支点水平振动速度
	CH5	3 支点竖直振动速度
	CH6	3 支点水平振动速度
	CH9	转子系统转速

态监测与故障诊断系统^[19-20],对振动信号进行调理、采集和分析。

3.2 转子系统模态实验

在进行减振实验与长时间“共振”实验之前,需先对转子系统的临界转速与模态振型进行验证。图 13 为低压转子实验器的幅频特性曲线。选取风扇盘与涡轮盘响应曲线对临界转速进行校核。为了保证获取的临界转速准确性,模态测试实验中弹性环式挤压油膜阻尼器不供油。由图可见,低压转子实验器的第 1 阶临界转速为 2 594 r/min,第 2 阶临界转速为 3 406 r/min,第 3 阶临界转速为 5 733 r/min。

将设计的临界转速与实际测量的临界转速数值统计于表 7 中,并计算其相对误差。从表可看出,设计的临界转速与实际测量的临界转速最大误差不超过 3.86%。

图 14 为实验转子系统工作转速范围内的 3 阶振型,红色圆圈为各测点实际测量数据归一化后的结果。由图可见,实际测量振型与设计振型保持了很好的一致性。

3.3 实验转子系统减振实验

阻尼器的减振效果是“可容模态”设计的核心内容之一。图 15~图 17 分别为风扇盘、涡轮盘和轴 3 测点在弹性环式挤压油膜阻尼器供油与不供油时的响应对比。风扇盘与涡轮盘携带不平衡量都为 50 g·cm,轴上携带 2.5 g·cm。从图可看出,转子实验系统在第 1 阶临界转速处减振比为 45.6%,在 2 阶临界转速处的减振比为 29.5%,而转子实验系统在第 3 阶临界转速处的减振比只有 1.50%。可见,第 3 阶模态不符合可容度要求。

3.4 可容模态实验验证

根据文中第 2 节的设计结果可知,低压转子实验系统在工作转速范围内最高阶临界转速为第 3 阶,其中可容的模态设计为第 1 阶模态与第 2 阶模态,其可容度都大于 0.8。因此,将低压转子实验系统的转速分别设置到第 1 阶临界转速与第 2

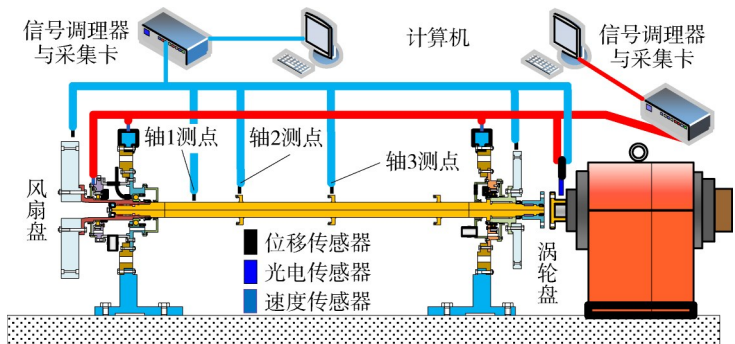


图 12 传感器测点布置
Fig.12 Sensor measuring point arrangement

表 6 传感器型号与参数

Table 6 Sensor models and parameters			
类型	型号	灵敏度	频响范围/kHz
位移	B&K IN-085	8 mV/ μm	0~10
速度	B&K VS-080	78 mV/(mm/s)	0.01~1
光电	B&K P-84		0~10

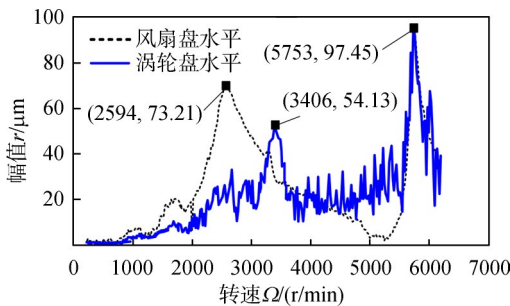


图 13 增速过程风扇盘与涡轮盘振动位移
Fig.13 Vibration displacement of fan disk and turbine disk during speed increase

表 7 临界转速设计值与实测值对比

Table 7 Comparison of critical speed design value and measured value			
模态阶数	设计值/(r/min)	实际值/(r/min)	误差/%
1 阶	2 494	2 594	3.86
2 阶	3 523	3 406	3.43
3 阶	5 888	5 753	2.35

阶临界转速处,进行长时间“共振”实验,以验证第 1 阶模态与第 2 阶模态是否达到“可容模态”要求,即是否能够长时间“容忍共振”。

3.4.1 第 1 阶模态长时间“共振”实验

图 18 为第 1 阶模态长时间“共振”实验中的转速随时间变化曲线,其中最高转速为 2 590 r/min,

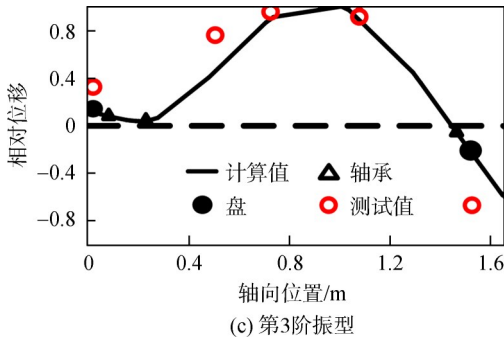
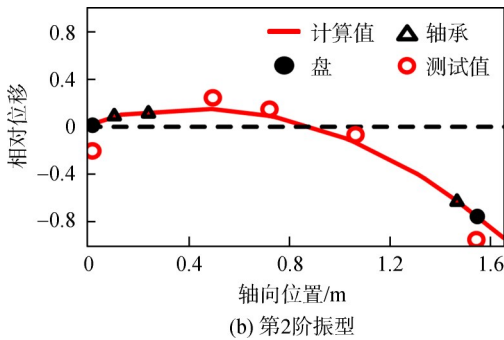
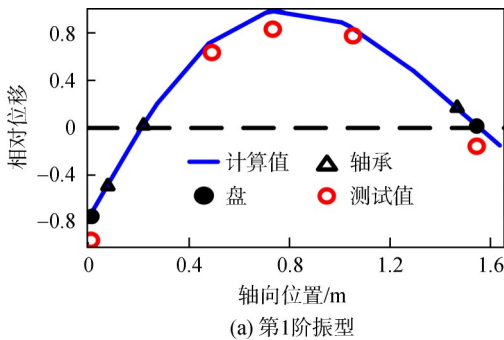


图 14 实验转子系统的 3 阶模态振型
Fig.14 Three modes shape of the experimental rotor system

维持在 1 阶临界转速(2 594 r/min)附近,持续长达 412.5 s。

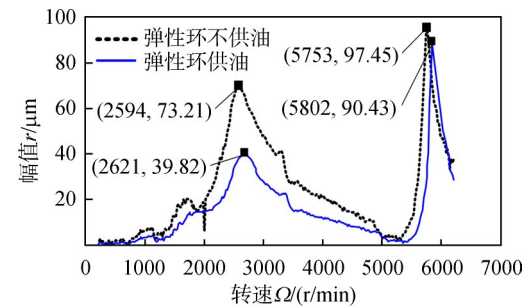


图 15 风扇盘减振实验

Fig.15 Vibration damping experiment of fan disk

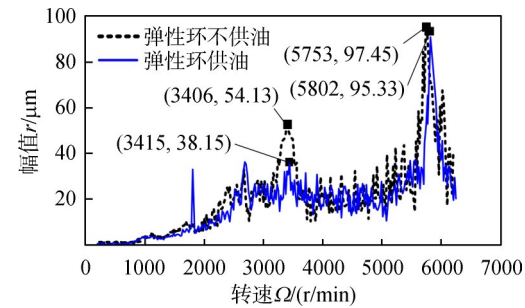


图 16 涡轮盘减振实验

Fig.16 Turbine disk vibration reduction experiment

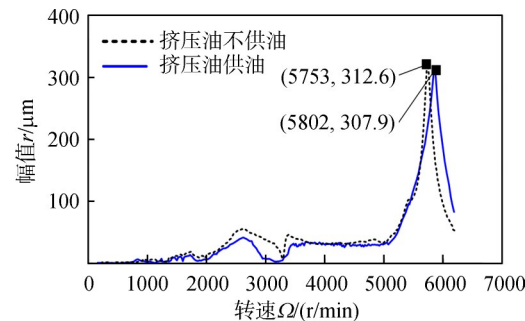


图 17 轴 3 测点减振实验

Fig.17 Vibration reduction experiment of axis 3 point

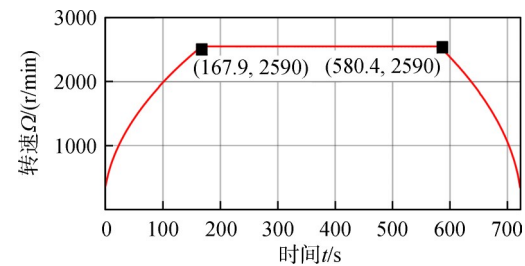


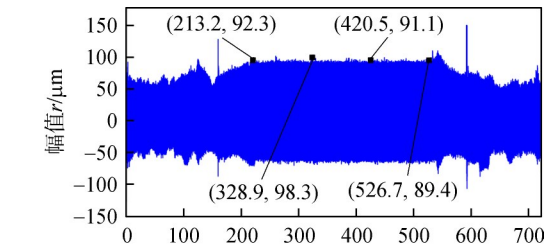
图 18 第 1 阶模态“共振”实验转速变化过程

Fig.18 Speed change process of the first-order mode “resonance” experiment

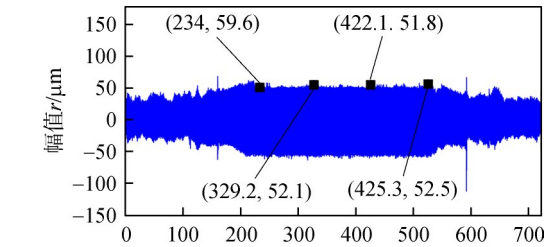
在实验过程中,转子实验系统共携带 90 g·cm 的不平衡质量,远大于过载不平衡量,其分布与第 1 阶振型相似,其分布大小与相位如表 8 所示。在此实验条件下,低压转子实验系统的振动响应如

图 19 所示,图 20 为各通道响应三维频谱图。

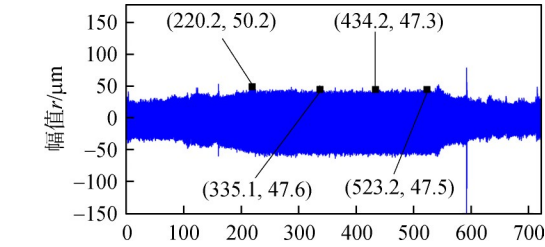
表 8 低压转子不平衡量分布情况(1 阶模态)		
Table 8 Low-pressure rotor unbalance distribution (the first-order mode)		
位置	不平衡量/(g·cm)	相位/(°)
风扇盘	75	0
轴中	7.5	180
涡轮盘	7.5	0
总不平衡量	90	



(a) CH1通道长时间“共振”波形



(b) CH3通道长时间“共振”波形

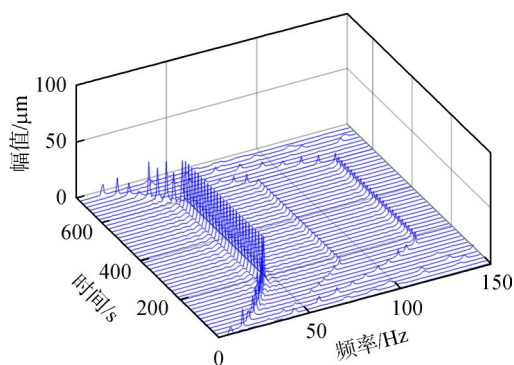


(c) CH5通道长时间“共振”波形

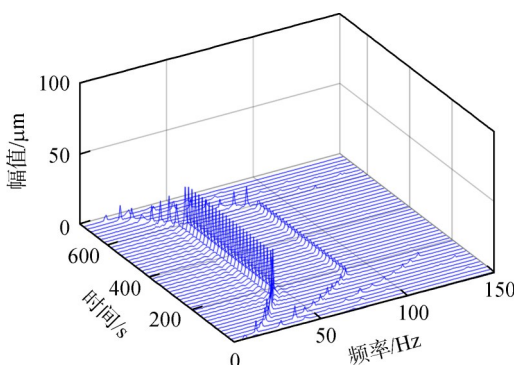
图 19 第 1 阶模态“共振”实验转子响应

Fig.19 Rotor response in the first-order mode “resonance” experiment

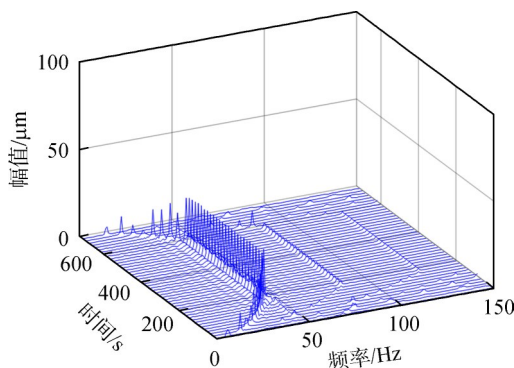
从图 19 可以看出,即使低压转子实验系统携带的不平衡量大于过载不平衡量,低压转子系统在第 1 阶临界转速下连续运行 412.5 s,各个通道的振动水平保持平稳,振动单峰值都在 100 μm 以下,满足“可容模态”设计要求。



(a) CH1通道“共振”实测位移瀑布图



(b) CH3通道“共振”实测位移瀑布图



(c) CH5通道“共振”实测位移瀑布图

图 20 第1阶模态“共振”实测位移瀑布图

Fig.20 Waterfall diagram of the measured displacement of the first-order mode “resonance”

图 20 为第 1 阶共振实验时的各个通道瀑布图。从图可以看出,在长时间“共振”实验中,低压转子实验系统振动以一倍频为主,全过程无次谐波产生,转子维持稳定,表明“可容模态”设计中,针对套齿连接结构处的应变能约束是有效的。

3.4.2 第 2 阶模态长时间“共振”实验

图 21 为第 2 阶模态长时间“共振”实验中转速随时间的变化曲线,其中最高转速为 3 400 r/min,维持在 2 阶临界转速(3 406 r/min)附近,持续时间 429.8 s。

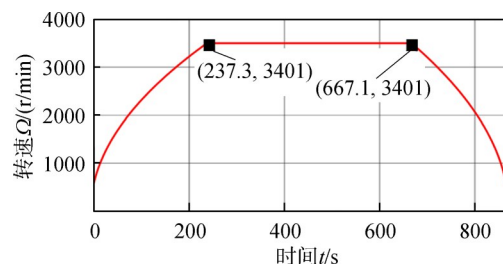


图 21 第 2 阶模态“共振”实验转速变化过程

Fig.21 Speed change process of the second-order mode “resonance” experiment

在实验过程中,转子实验系统共携带 107.5 g·cm 的不平衡质量,是过载不平衡量的 2.2 倍,其分布与第 2 阶振型相似,如表 9 所示。

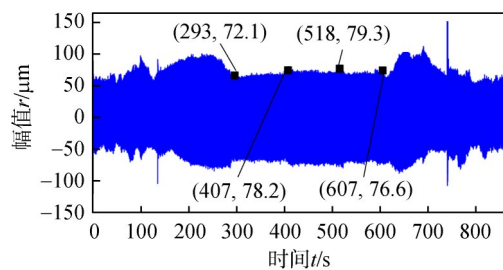
表 9 低压转子不平衡量分布(2 阶模态)

Table 9 Low-pressure rotor unbalance distribution (The second order mode)

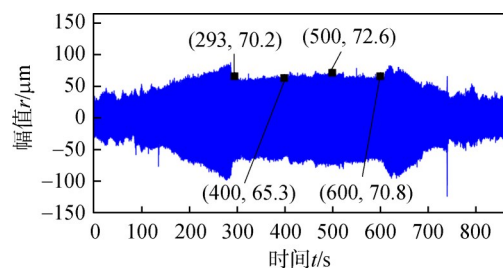
位置	不平衡量/(g·cm)	相位/(°)
风扇盘	25	0
轴中	7.5	180
涡轮盘	75	0
总不平衡量	107.5	

在此实验条件下,低压转子实验系统的振动响应如图 22 和图 23 所示。

从图 22 可见,基于“可容模态”设计的低压转子实验系统在第 2 阶临界转速处,携带 2.2 倍过载不平衡量的条件下,转子经历了 429.8 s 的长时间



(a) CH1通道长时间“共振”波形



(b) CH3通道长时间“共振”波形

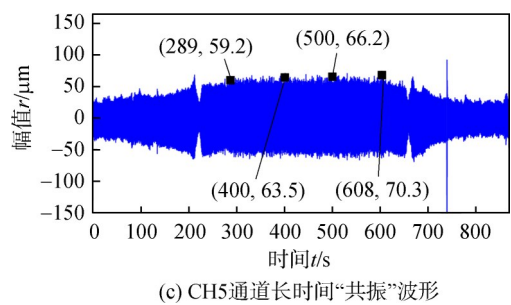


图 22 第 2 阶模态“共振”实验转子振动响应
Fig.22 Rotor vibration response in the second-order mode “resonance” experiment

持续共振,振动峰值都在 100 μm 以下。由此验证了低压转子实验系统具备“容忍共振”的抗振能力。

图 23 为第 2 阶模态共振实验时各个通道瀑布图。从图可以看出,长时间“共振”实验中,低压转子实验系统振动以一倍频为主,在“共振”时间段内一倍频幅值稳定,无次谐波产生,表明基于“可容模态”设计的转子实验系统具有良好的稳定性。

3.4.3 第 3 阶模态快速增减速实验

在实验转子系统“可容模态”设计中,第 3 阶

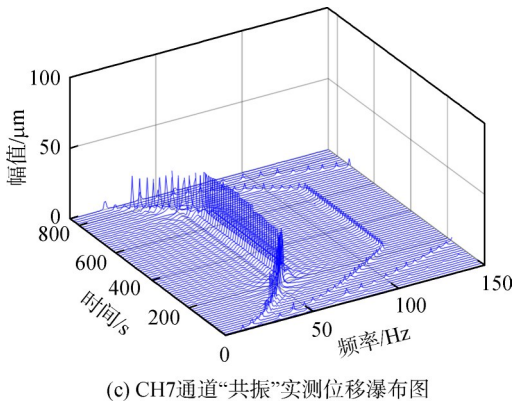
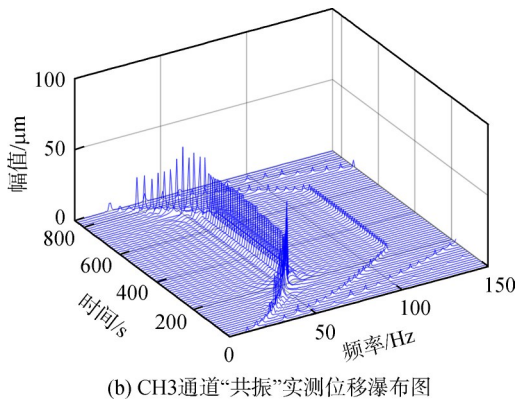
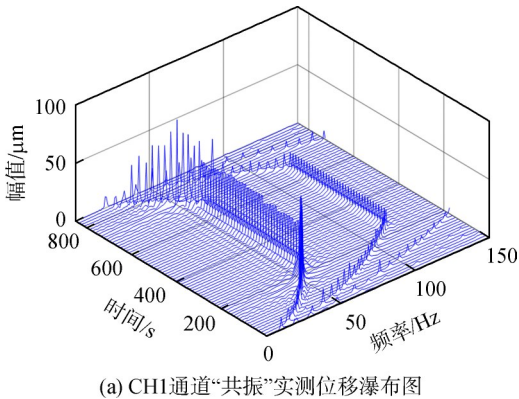


图 23 第 2 阶模态“共振”实测位移瀑布图
Fig.23 Waterfall diagram of measured displacement in second-order mode “resonance”

模态为“不可容模态”。因此,进行第三阶模态长时间“共振”实验之前,需进行快速增减速实验,判断第 3 阶临界转速处的振动幅值。若满足在第 3 阶临界转速处振动幅值小于 100 μm 的条件,则可进行长时间“共振”实验。快速增减速过程如图 24 所示。实验过程中,转子实验系统共携带 25 g·cm 的不平衡质量,为设计不平衡量,其分布与第 3 阶振型相似,如表 10 所示。

由图 24 可见,在第 3 阶临界转速处,轴上测点振动单峰值已达 307.3 μm,严重超标。表明低压转子实验系统在第 3 阶临界转速处无法进行长

表 10 低压转子不平衡量分布情况(3 阶模态)
Table 10 Low-pressure rotor unbalance distribution (the third mode)

位置	不平衡量/(g·cm)	相位/(°)
风扇盘	10	0
轴中	5	0
涡轮盘	10	0
总不平衡量	25	

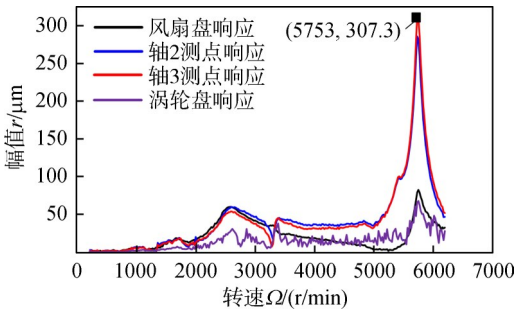


图 24 快速增减速实验
Fig.24 Rapid acceleration and deceleration experiment

时间“共振”实验,反向验证了“可容模态”设计方法的可行性。

4 结 论

本文建立了航空发动机低压转子系统动力学模型,提出了“可容模态”的优化设计方法,设计了带弹性环式挤压油膜阻尼器的低压转子实验系统,从模态测试、减振实验以及抗振实验三个方面对动力学模型与“可容模态”设计方法进行了实验验证,得到的结论如下:

1) 建立了航空发动机低压转子动力学模型,并对基于“可容模态”设计的实验转子进行动力学计算,计算所得模态振型与实验结果吻合,临界转速最大误差小于 3.86%。验证了“可容模态”下低压转子系统动力学设计方法的准确性。

2) 通过理论与实验研究了低压转子实验系统中挤压油膜阻尼器的减振性能,实验转子系统在 1 阶与 2 阶模态的减振比最大可达 45.6%,表明“可容模态”下弹性环式挤压油膜阻尼器的设计方法是准确有效的。

3) 基于“可容模态”优化设计的低压实验转子系统,在 1 阶与 2 阶模态处分别完成了长达 412.5 s 和 429.8 s 的“共振”实验,共振过程中转子振动单峰值稳定在 100 μm 以内,且无次谐波出现,表明按照“可容模态”设计的低压转子实验系统具有良好的稳定性和抗振性能。

4) 本文构造的可容度评价函数考虑了不平衡量敏感度、阻尼器对“可容模态”的贡献度以及套齿连接结构的稳定性。选取可容度评价函数作为转子“可容模态”优化设计的目标函数是合适的。

概括而言,所建立的航空发动机低压转子系统“可容模态”优化设计方法是可行的。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] 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.
HUANG Taiping, LUO Guihuo. Rotor dynamics optimization design[J]. Journal of Aerospace Power, 1994, 9(2):113-116. (in Chinese)
- [3] SHIAU T N, HWANG J L. Minimum weight design of a rotor bearing system with multiple frequency constraints[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1988, 110(4):592-599.
- [4] 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(4):454-462.
- [5] 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(2):246-455.
- [6] CHOI B K, YANG B S. Optimum shape design of rotor shafts using genetic algorithm[J]. Journal of Vibration Control, 2000, 6(2):207-222.
- [7] CHOI B K, YANG B S. Optimal design of rotor-bearing systems using immune-genetic algorithm[J]. Journal of Vibration and Acoustics ASME, 2001, 123(3):398-401.
- [8] 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 optimal design method of aero-engine rotor system dynamics[D]. Xi'an:Northwestern Polytechnical University, 2013. (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, 2016. (in Chinese)
- [10] 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.
LI Yan, LIAO Mingfu, JIANG Yunfan, et al. Mechanism and influence of “critical following” phenomenon in aero-engine dual rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(11):2403-2413. (in Chinese)
- [11] 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):323-336.
ZHAO Lu, LIAO Mingfu, XUE Yongguang. Workable mode design and experimental verification of aero-engine high pressure rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(2):323-336. (in Chinese)
- [12] 黄江博,廖明夫,刘巧英,等.带套齿连接结构的转子系统振动稳定性实验研究[J].推进技术,2022,43(2):275-285.
HUANG Jiangbo, LIAO Mingfu, LIU Qiaoying, et al. Experimental study on vibration stability of rotor system with spline connection structure[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(2):275-285. (in Chinese)
- [13] 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.
- [14] 皮骏,黄江博.基于IPSO-Elman神经网络的航空发动机故障诊断[J].航空动力学报,2017,32(12):3031-3038.
PI Jun, HUANG Jiangbo. Aero-engine fault diagnosis based on ipso-elman neural network[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(12):3031-3038. (in Chinese)
- [15] 顾家柳.转子动力学[M].北京:国防工业出版社,1985.

- [16] 钟一谔. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社, 1987.
- [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] 龚纯, 王正林. 精通 MATLAB 最优化计算: MATLAB 最优化计算[M]. 北京:电子工业出版社, 2014.
- [19] 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 Mingfu, WANG Siji, et al. Data acquisition and processing method for high-speed dynamic balancing of rotors[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(3):554-562. (in Chinese)
- [20] 杨伸记, 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 Shenji, ZHAO Ming, YANG Bingyu, et al. Experimental study of vibration characteristic of rotor passing through critical speed[J]. Journal of Propulsion Technology, 1998, 19(2):31-35. (in Chinese)

(编辑:张 雪)