

燃气轮机动力涡轮转子动力学相似 试验模型的设计方法研究

黄朝晖^{1,2}, 袁奇^{1,2}, 余承智^{1,2}, 高进³, 孔祥林³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 陕西省叶轮机械及动力装备工程实验室, 710049, 西安; 3. 东方电气 G50 研发中心, 610000, 成都)

摘要: 针对某实际燃气轮机动力涡轮转子因结构尺寸大、质量大等原因无法直接开展试验动力学研究,提出了一种由三维有限元仿真计算和试验相结合的动力学相似试验转子模型的设计方法。首先,利用动力相似原则建立原始涡轮转子的动力相似试验转子模型和相应转子试验台,确定了目标函数为临界转速和振型相似;然后,分别进行转子动力学相似模型的有限元仿真计算和动力学特性试验,所得临界转速最大相对误差为 4.5%,API 612 高速动平衡标准下的不平衡响应峰-峰值相对误差为 1.5%,说明仿真和试验的结果可靠;最后,对动力相似试验转子模型的有效性进行验证,动力相似试验转子模型的临界转速仿真和试验结果均与原始涡轮转子模型的临界转速成 2.05 倍关系,符合动力相似准则,并且动力相似试验转子模型的应变能分布与原始转子模型相似,成功构建了原始涡轮转子模型的动力相似试验转子模型,对于叶盘-转子系统的稳定性分析和试验设计研究有很大的参考价值和现实意义。

关键词: 燃气轮机;动力涡轮;动力学相似;应变能;临界转速;叶盘-转子系统

中图分类号: TK14 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202310008 **文章编号:** 0253-987X(2023)10-0078-12

Study on the Design Method of a Dynamic Similarity Test Model for Power Turbine Rotors of Gas Turbine

HUANG Chaohui^{1,2}, YUAN Qi^{1,2}, YU Chengzhi^{1,2}, GAO Jin³, KONG Xianglin³

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Shaanxi Province Impeller Machinery and Power Equipment Engineering Laboratory, Xi'an 710049, China; 3. Research on the Design Method of the Dynamic Similarity Test Model of the Gas Turbine Power Turbine Rotor, Chengdu 610000, China)

Abstract: In view of the fact that the power turbine rotor of a certain type of the gas turbine cannot be directly tested due to its large size and mass, this paper proposes a design method of dynamic similar test rotor model which combines 3D finite element simulation calculation and test. First, the dynamic similarity test rotor model of the original turbine rotor and the corresponding rotor test bed were established based on the principles of dynamic similarity; second, the finite element simulation calculation and dynamic characteristic test were carried out respectively for the dynamic similar test rotor model. The maximum relative error of the critical speed obtained was 4.5%, and the peak-to-peak relative error of the unbalance response under the API 612 high-

speed dynamic balance standard was 1.5%, indicating that the simulation and test results are reliable; at last, the validity of the dynamic similarity test rotor model was verified. The critical speed simulation and test results of the dynamic similarity test rotor model were 2.05 times higher than the critical speed of the original turbine rotor model, which conforms to the principles of dynamic similarity. The strain energy distribution of the dynamic similarity test rotor model was similar to that of the original turbine rotor model, indicating that the dynamic similarity test rotor model was successfully constructed in this paper. This model is of great reference value and practical significance for the stability analysis and experimental design research of the bladed disk-rotor system.

Keywords: gas turbine; power turbine; dynamic similarity; strain energy; critical speed; bladed disk-rotor system

工业燃气轮机^[1]广泛应用于天然气管道运输、发电、动力驱动、石油开采、取暖等关系民生^[2]的重要行业。燃气轮机主要由压气机、燃烧室和涡轮 3 部分组成,其中涡轮是动力输出结构。较航空燃气轮机,工业燃气轮机应用在地面,它的体积较大,输出的功率较高,对于运行稳定性和工作寿命的要求也更高。

当今较为成功的工业燃气轮机主要有美国通用公司(GE)的 LM2500、德国西门子(SIEMENS)的 SGT-750 等,工业燃气轮机的国产化^[3]是我国产业升级的重要一环。工业燃气轮机大多采用双轴结构,即压缩机和高压涡轮同轴,动力涡轮与发电机或被驱动机械同轴。由于空间限制和二次空气系统的要求,动力涡轮转子一般设计为悬臂拉杆组合转子^[4],多级涡轮轮盘完全悬于支持轴承外,这对于转子的强度^[5]和稳定性提出了更高的要求。由于工业燃气轮机^[6]造价高昂且尺寸大,难以直接开展动力学试验^[7],因此以动力学相似原理构建等效缩比模型开展动力学研究十分有必要^[8]。

达到动力学相似的条件^[9]是缩比模型与原始模型^[10]的固有频率、动力学响应特性和模态振型^[11]等在工作转速范围内一致或有固定比例,对于燃气轮机动力涡轮转子^[12],动力学相似^[13]需要满足临界转速相似和模态振型一致。为实现动力学相似,等效缩比模型与原始模型需要在 3 个方面相似^[14]:结构相似,保证缩比模型转子各个轴段质量分布和转动惯量空间分布一致;刚度相似,保证缩比模型转子使用材料抗弯刚度与原始模型转子抗弯刚度分布一致;边界条件相似,保证支承位置一致,若采用不同的轴承类型,刚度可以不一致。由于真实的动力涡轮转子往往含复杂结构^[15],因此如果严格按照几何相似的原则建立缩比模型可能导致局部结构强度

不足且难以加工,所以动力相似试验台的设计应该在符合动力学相似的基础上尽可能的简化几何结构。并且由于转子的临界转速与几何尺寸成反比,缩比系数的选取应该适当以避免动力学试验中临界转速过高。

文献[13]基于相似理论提出了一种高速转子—支承结构系统动力学的缩尺相似设计方法,并通过建立转子的“超模型”进行有限元仿真计算验证了该方法的合理性。文献[14]基于模型修正方法对航空燃气轮机涡轮转子缩比模型进行修正,得到预测精度较高的动力学相似模型。文献[16]针对转子系统不平衡特征再现设计问题,提出一种基于动力学相似关系的模型再现方法,并利用有限元计算验证了方法的正确性。

目前,国内诸多类似研究的对象大多为航空燃气轮机转子,并且验证方式采用有限元仿真计算的方法。本文针对某公司研发的工业燃气轮机动力涡轮转子开展动力学特性研究,利用动力学相似原理构建缩比转子试验台,进行全转速范围试验和运行稳定性试验;同时,建立缩比转子的三维模型,对其进行模态和不平衡响应的三维有限元仿真计算;最后,对比试验和计算结果,验证了动力学相似试验转子模型的准确性和原始涡轮转子模型设计的合理性,为类似转子系统的动力学特性研究和设计提供了可靠的参考依据。

1 研究方法及模型

1.1 研究总体思路

本文通过建立某型工业燃气轮机动力涡轮动力相似等效缩比转子模型进行动力学特性研究,动力涡轮工作转速为 $3\,075 \sim 6\,457 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,根据原转

子动力学特性,动力相似试验转子模型需要保证第一阶临界转速和第一阶振型相似。

研究总体思路如图1所示,主要分3步:构建动力涡轮原始模型、添加边界条件、进行模态仿真,得到的计算结果与企业提供的计算结果对比,以验证模态分析的准确性;确定动力相似关系,根据所给动力涡轮参数得到动力相似等效缩比转子模型参数以及边界条件,并同时建立动力相似试验转子模型和相应试验台;分别进行动力学特性有限元仿真计算和转子动力学特性试验,并将所得仿真结果和试验结果进行对比,并验证是否满足第一阶临界转速和第一阶振型相似,如果仿真结果和试验结果不一致或不满足相似要求,则需要调整动力相似试验转子模型参数,重新进行设计研究。

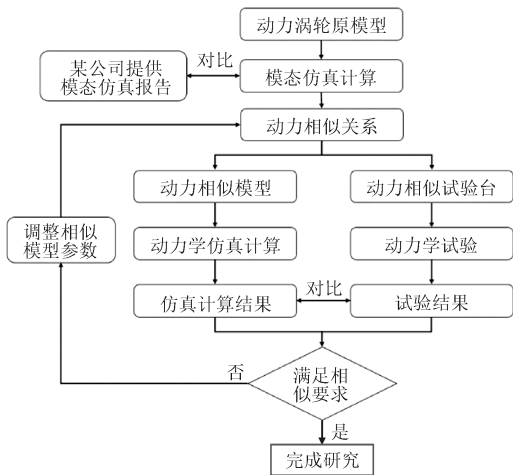


图1 动力学相似试验转子模型研究总体思路流程图

Fig. 1 Overall flow chart of dynamic similarity test model research

1.2 数值研究方法及其理论

1.2.1 动力相似等效缩比模型的建立

本文主要针对临界转速和振型构建相似关系^[17],建立动力涡轮转子的振动微分方程

$$\frac{\partial}{\partial t^2} \left(EI \frac{\partial^2 \gamma}{\partial l^2} \right) - \frac{\partial^2}{\partial l^2} \left(J_\rho \frac{\partial^2 \gamma}{\partial t^2} \right) + 2i\omega \frac{\partial^2}{\partial l^2} \left(J_\rho \frac{\partial \gamma}{\partial t} \right) + m \frac{\partial^2 \gamma}{\partial t^2} = pe^{i\omega t} \quad (1)$$

式中: I 为截面惯性矩; E 为弹性模量; l 为轴向长度; γ 为合成挠度; t 为时间; ω 为系统的固有频率; J_ρ 为圆盘的极转动惯量; m 为转子的质量; p 为转子中不平衡力的强度。

沿转子轴中心线的倾角 α 和法向应力 σ 分别为

$$\alpha = \frac{d\gamma}{dl}; \sigma = \frac{M}{W} \quad (2)$$

式中: W 为抗弯截面系数; M 为弯矩。

由式(1)、(2)推导出相似准则的 π 系数群为

$$\begin{cases} \pi_1 = EIt^2/ml^4; \pi_2 = J_\rho/ml^2; \pi_3 = \omega t; \pi_4 = pt^2/m\gamma \\ \pi_5 = e_1\omega^2 t^2/\gamma; \pi_6 = \alpha l/\gamma; \pi_7 = \sigma W/M \end{cases} \quad (3)$$

式(3)中各个变量的因次之间关系为

$$\begin{cases} t = \omega^{-1}; G = \rho g d^2 l; I = d^4; m = Gg^{-1}l^{-1} \\ J_\rho = J l^{-1}; p = Gl^{-1}; M = Gl; W = d^3 \end{cases} \quad (4)$$

将式(4)代入式(3),得到简化的 π 系数群

$$\begin{cases} \pi_1 = Ed^2/(\rho\omega^2 l^4); \pi_2 = J/(pd^2 l^3); \pi_3 = \omega t \\ \pi_4 = g/\gamma\omega^2; \pi_5 = e_1/\gamma; \pi_6 = \alpha l/\gamma \\ \pi_7 = \sigma d/(\rho g l^2) \end{cases} \quad (5)$$

为了实现缩比模型和原始模型的动力学相似^[18],则必须保证它们相应的 π 值相等。由于本文主要以转子的一阶临界转速和一阶振型为动力相似的标准,根据式(5)可以得到动力相似等效缩比模型和原始模型质量 m 、刚度 k 和临界转速 ω_n 的等效缩比关系式^[19]为

$$\begin{cases} K_m = K_\rho K_d^3 K_l; K_k = (K_d^4 K_E)/K_l^3 \\ K_\omega = (K_d \sqrt{K_E})/(K_l^2 \sqrt{K_\rho}) \end{cases} \quad (6)$$

式中: K_d 为直径缩比系数; K_l 为轴向长度缩比系数; K_E 为弹性模量缩比系数; K_ρ 为密度缩比系数。

1.2.2 动力相似等效缩比模型的评估

建立的动力相似试验转子模型^[20]需要进行评估以验证建模的准确性,针对临界转速的相似程度^[21]使用相对误差 E_s 来进行评估

$$E_s = \frac{|\omega_p K_\omega - \omega_m|}{\omega_p} \times 100\% \quad (7)$$

式中: ω_m 为动力相似试验转子模型临界转速, $r \cdot \min^{-1}$; K_ω 为临界转速缩比系数; ω_p 为原始模型临界转速, $r \cdot \min^{-1}$ 。

本文通过建立动力相似试验转子模型^[21]来检验原始涡轮转子模型设计的合理性,所以使用 API 612 高速动平衡^[22-24]标准来验证转子运行的安全性。

API 612 悬臂端许用不平衡量为

$$U = 6\,350 \frac{m_1}{n} \quad (8)$$

式中: m_1 为悬臂端质量,g; n 为转速, $r \cdot \min^{-1}$ 。

API 612 允许转子悬臂端轴承座附近最大不平衡响应峰-峰值振幅为

$$A_{1P-P}=25.4\sqrt{\frac{12\,000}{N}}\tag{9}$$

式中: N 为最大运行转速, $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 。

本文以转子各阶固有频率的对数衰减率 δ 是否大于 0.2 为运行稳定性标准^[25]。 Q 因子是无量纲量, Q 因子大表示振动模态的阻尼小,共振峰尖锐。 Q 因子与模态阻尼比 ζ 和对数衰减率 δ 的关系为

$$Q=\frac{1}{2\zeta}\tag{10}$$

$$Q\delta\approx\pi\tag{11}$$

计算模态阻尼比 ζ 最常用的方法为半功率带宽法。半功率带宽法是在自振频谱图上对每一阶自振频率采用半功率点带宽求取阻尼参数的方法,其理论计算式为

$$\zeta=\frac{f_2-f_1}{2f_0}\tag{12}$$

式中: f_0 为系统固有频率; f_1 、 f_2 为半功率点频率。

1.2.3 动力学仿真计算网格模型和边界条件

本文选取动力相似试验转子的材料为 40Cr,密度比原涡轮转子使用的 IN718 略小,密度缩比系数 $K_\rho=0.94$,弹性模量缩比系数 $K_E=1$,轴向长度缩比系数 $K_l=0.25$,直径缩比系数 $K_d=0.15$,其余各物理量缩比关系如表 1 所示。

表 1 动力相似试验转子模型和原始涡轮转子模型各物理量缩比关系

Table 1 Physical scaling relationship between dynamic similarity test rotor model and original turbine rotor model

参数	缩比系数关系式	缩比系数数值
轴向长度 l	K_l	0.25
直径 d	K_d	0.15
弹性模量 E	K_E	1.0
材料密度 ρ	K_ρ	0.94
质量 M	$K_\rho K_l^3$	0.003 172 5
转动惯量 J	$K_\rho K_l^5$	0.000 071 4
固有频率	$\frac{K_d(K_E)^{0.5}}{K_l^2(K_\rho)^{0.5}}$	2.05

根据所得缩比系数和原始涡轮的参数可以求得动力相似试验转子模型的具体参数,其中动力相似试验转子模型与原始模型的跨外和跨内质量比均约为 2.1,悬臂端静挠度均为 $54\text{ }\mu\text{m}$,表 2 为原始模型和动力相似试验转子模型相关参数对比。

表 2 动力相似缩比转子模型和原始涡轮转子模型相关参数对比

Table 2 Comparison of relevant parameters between the dynamic similar-scale rotor model and the original turbine rotor model

参数	原始模型	动力相似试验转子模型
外伸端质量/kg	1 645	5.449
轴颈直径/m	0.2	0.03
外伸段重心位置/m	0.546	0.082
材料弹性模量/Pa	2.06×10^{11}	2.06×10^{11}
跨内质量/kg	878.56	2.851
跨外质量/kg	1 861.24	5.99
密度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	8 314	7 850
跨外与跨内质量比值	2.119	2.101
悬臂外伸端静挠度/ μm	54	54
跨内长度/m	0.900	0.135
外伸端长度/m	0.828	0.324
右轴颈右边跨外长度/m	0.310	0.046
总长度/m	2.037	0.522

原始动力涡轮转子结构示意图如图 2 所示,边界条件为进气侧轴承座刚度 $5\times10^8\text{ N/m}$,排气侧轴承座刚度为 $5\times10^7\text{ N/m}$ 。其轴承为可倾瓦轴承,而本试验中为圆轴承,所以本文的试验和仿真计算施加的边界条件为两轴承座刚度均为 $8\times10^6\text{ N/m}$ 。

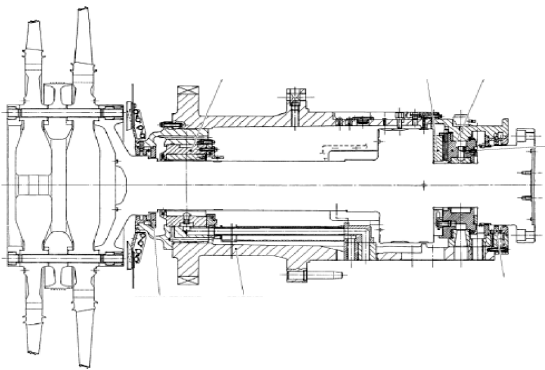


图 2 原始动力涡轮转子结构
Fig. 2 Original power turbine rotor structure

使用三维有限元仿真软件 ANSYS 按照计算所得的几何参数建立动力相似试验转子模型,并使用 ICEM 对所得转子模型进行网格划分,网格类型为六面体网格,网格数为 54 623,节点数为 21 457,三角形标志处为轴承支承位置,如图 3 所示。

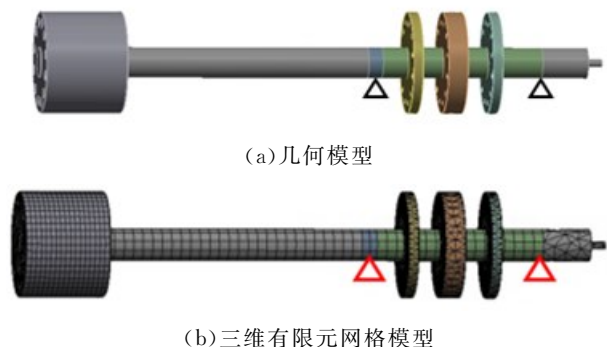


图3 动力相似试验转子三维有限元仿真计算模型

Fig. 3 Three-dimensional finite element simulation calculation model of dynamic similarity test rotor

1.2.4 动力相似试验研究方法

根据动力相似准则建立动力相似试验台,试验台包括动力相似试验转子系统、测量系统和轴承润滑油路系统。动力相似试验转子系统包括跨外悬臂轮盘、跨内轮盘、轴承座和直流驱动电机;测量系统包括位移测量、转速测量和温度测量;油路循环包括油泵、输油管 and 油箱。动力相似试验转子模化试验台如图4所示。

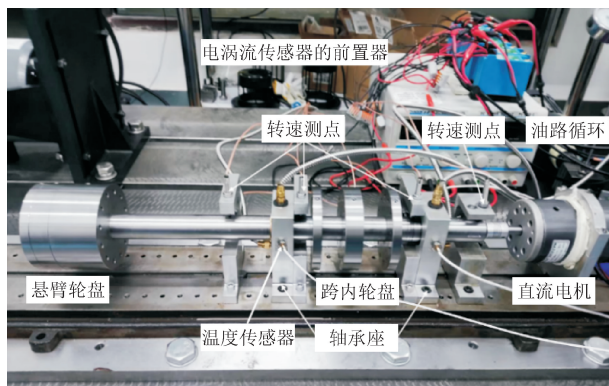


图4 动力相似试验转子模化试验台

Fig. 4 Dynamic similarity test rotor modeling test bench

动力相似试验转子模化试验台的测量系统共包括6个位移传感器、一个转速传感器和两个温度传感器。位移传感器和转速传感器均使用中航科技公司生产的ZA-21系列电涡流传感器,适配直径3 mm探头,最大量程500 μm ,标准灵敏度20.000 V/mm,使用 $\pm 15\text{ V}$ 供电电源;温度传感器使用PT100型热电阻温度传感器,用于测量靠近悬臂端的轴承轴瓦温度。信号采集器使用FOCUS II高精度测试系统,频率精度在0.01%以内,信号处理使用RT Pro动态信号分析处理软件。动力系统使用额定功率

750 W直流电机,最大转速为7 000 $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$,大于原始涡轮转子最大工作转速6 457 $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。试验转子采用内直径30 mm、外直径100 mm的轮盘进行配重,每个轮盘上均有等角度分布的12个直径5 mm的平衡孔用于进行转子高速动平衡。通过计算,转子悬臂端跨外部分安装70 mm厚轮盘、跨内部分安装2个10 mm厚轮盘和1个20 mm厚轮盘,此时悬臂端静挠度为54 μm ,试验台传感器测点安装位置和轮盘质量分布如图5所示。

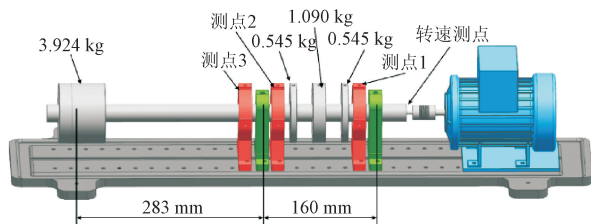


图5 动力相似转子试验台布置示意图

Fig. 5 Layout diagram of dynamic similar test bench

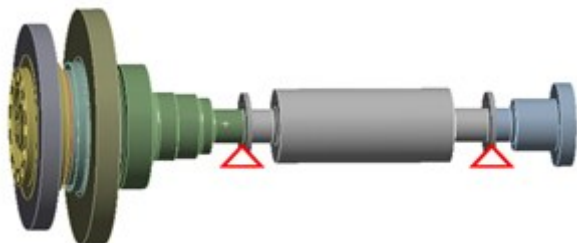
试验主要包括升速试验和稳定运行试验。升速试验的目的是通过对动力相似试验转子施加不同动平衡标准下的不平衡量来测量全转速范围内转子振动响应峰-峰值;稳定运行试验则是在施加了一定的不平衡量下,检验转子能否在临界转速附近长期稳定运行。

2 结果与讨论

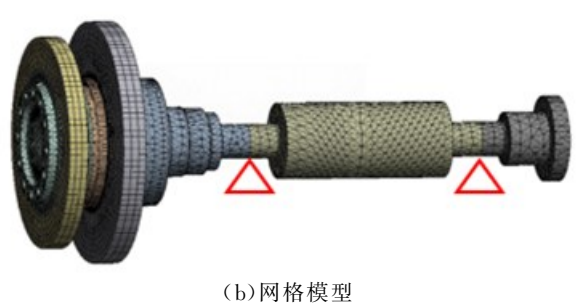
2.1 原始动力涡轮转子的动力学特性分析

首先对原始动力涡轮转子进行有限元模态仿真计算并将所得结果与企业所给报告结果对比,确定原始模型的临界转速。使用UG软件建立原始动力涡轮转子模型,使用ICEM软件对模型进行网格划分,网格类型为六面体,网格数为188万,节点数为140万,图6中红色三角处为轴承约束的位置。

使用ANSYS有限元仿真软件对原始涡轮转子进行模态仿真分析,表3为模态仿真计算结果与企业所给计算结果的对比,可知仿真计算结果相对误差均在4.9%以内,说明临界转速计算结果可信。



(a) 几何模型



(b) 网格模型

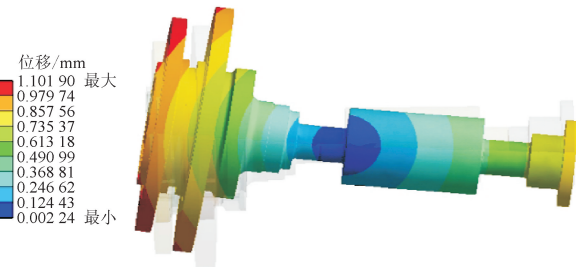
图 6 原始涡轮转子有限元仿真模型

表 3 原始动力涡轮转子模态仿真计算与企业所提供计算结果对比

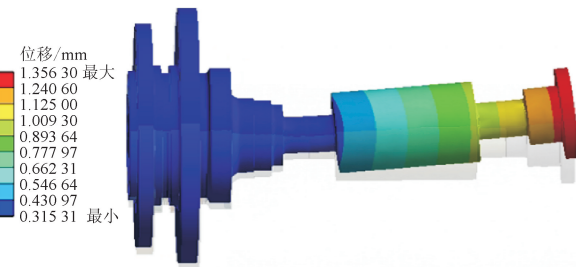
Table 3 Comparison between the modal simulation calculation of the original power turbine rotor and the calculation results provided by the enterprise

弯曲振 动阶数	企业提供计算 结果/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	本文计算 结果/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	相对 误差/%
第一阶	1 588	1 641	3.2
第二阶	3 607	3 665	1.6
第三阶	13 701	13 017	-4.9

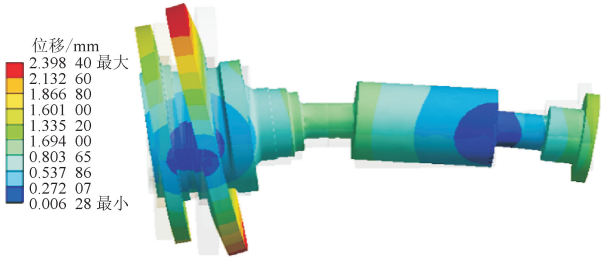
图 7 为有限元仿真计算所得各阶临界转速的模态振型,其中第一阶振型为外伸端刚体摆振、第二阶振型为右端摆振、第三阶振型为跨内一阶弯曲。根据动力涡轮工作转速范围和企业要求,动力相似的参考标准为第一阶临界转速是否成比例和第一阶振型是否为外伸端刚体摆振。由 1.2.3 节可知固有频率的缩比系数为 2.05,故动力相似试验转子的第一阶临界转速应在 $3\,200\,\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 左右。



(a) 第一阶临界转速为 $1\,641\,\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ (外伸端摆振)



(b) 第二阶临界转速为 $3\,665\,\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ (右端摆振)



(c) 第三阶临界转速为 $13\,017\,\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ (跨内一阶弯曲)

图 7 原始涡轮转子前三阶振动模态振型

Fig. 7 The first three vibration modes of the original turbine rotor

2.2 动力相似等效缩比转子模型动力学特性计算

使用 ANSYS 有限元仿真软件对动力相似试验转子模型进行模态仿真计算,施加边界条件:前、后轴承座刚度均为 $8 \times 10^6\,\text{N} \cdot \text{m}$ 。模态分析结果如图 8 所示,可知:第一阶临界转速为 $3\,120\,\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$,振型为外伸端摆振;第二阶临界转速 $20\,574\,\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$,振型为右端摆振;第三阶临界转速 $33\,240\,\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$,振型为跨内第一阶弯曲。



(a) 第一阶临界转速为 $3\,120\,\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ (外伸端摆振)



(b) 第二阶临界转速为 $20\,574\,\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ (右端摆振)



(c) 第三阶临界转速为 $30\,120\,\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ (跨内一阶弯曲)

图 8 动力相似模化转子前三阶振动模态振型

Fig. 8 The first three vibration modes of the dynamically similar modeled rotor

使用 ANSYS Workbench 软件的 Harmonic response analysis 模块对动力相似试验转子进行不平衡响应分析。由于转子的第一阶弯曲振型为跨内第一阶弯曲,对应的临界转速远大于最大工作转速 $6\,457\,\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$,所以该转子属于刚性转子,在加载不平衡量时采用刚性转子的标准。

使用 API 612 动平衡标准,由式(8)计算得转子需施加的标准不平衡量为 $5.36\,\text{g} \cdot \text{mm}$,边界条件不

变,添加不平衡量示意图如图 9 所示,不平衡响应结果如图 10 所示。

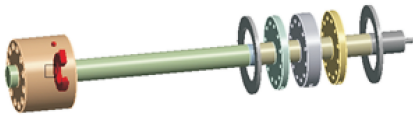
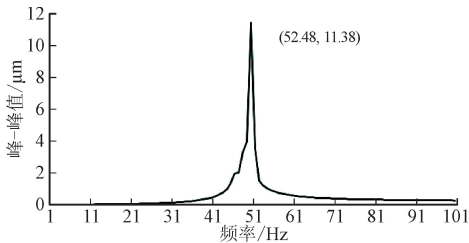
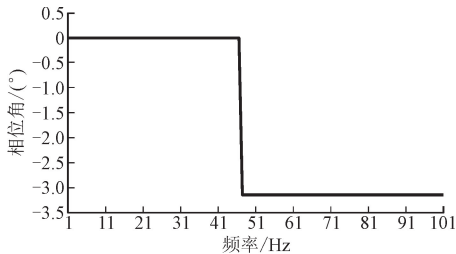


图 9 动力相似模化转子试验台添加不平衡量示意图
Fig. 9 Schematic diagram of adding unbalance on dynamic similarity model rotor test bed



(a)动力相似试验转子振幅频率响应图



(b)动力相似试验转子相位频率响应图

图 10 动力相似模化试验台转子不平衡响应计算结果
Fig. 10 Calculation results of rotor unbalance response of dynamic similarity modeling test bed

由图 10 可知,动力相似试验转子在工作转速内、动平衡标准为 API 612 时外伸端轴承座附近最大响应峰-峰值为 11 μm 。根据式(9)可知,最大转速为 6 457 $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,API 612 标准允许最大峰-峰值为 33 μm ,说明动力相似试验转子在工作转速区间内符合安全标准。

2.3 动力相似等效缩比转子模型动力学特性试验

使用搭建的动力相似试验台开展动力学特性试验,分别开展升速试验和稳定运行试验。试验转子共设置 3 个测点,测点 1 位于跨内段近电机端轴承处、测点 2 位于跨内段近外伸端轴承处、测点 3 位于外伸段处,每个测点分别在水平方向与垂直方向布置电涡流位移传感器,以实现试验转子响应幅值的测量。为了减少试验开始时油温不稳定导致的转子振幅变化,本节试验中电机端轴承和外伸端轴承均采用油泵供油,同时在每组试验进行前完成数分钟的低速盘车以对试验台进行预热。

升速试验使用的动平衡标准有 G0.4、G1.0、G2.5 和 API 612,不同动平衡标准下需要施加的不平衡量如表 4 所示。在进行试验前首先需要进行高速动平衡,确保转子的剩余不平衡量尽可能地小。经过计算,试验转子经过高速动平衡后的剩余不平衡量为 4.88 $\text{g} \cdot \text{mm}$,优于动平衡标准 G0.4。施加不平衡量具体数值如表 5 所示。

表 4 动力相似试验转子不同高速动平衡标准下的许用不平衡量

Table 4 Allowable unbalance of test rotor under different dynamic balance standards

动平衡标准	转子质量 /kg	转速 /($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	外伸段悬臂 质量/kg	许用不平衡度 /($\text{g} \cdot \text{mm} \cdot \text{kg}^{-1}$)	刚性转子许用 不平衡量/($\text{g} \cdot \text{mm}$)
G0.4	8.815	6 457	5.449	0.590	5.200
G1.0	8.815	6 457	5.449	1.480	13.000
G2.5	8.815	6 457	5.449	3.700	32.500
API 612		6 457	5.449		5.360

表 5 动力相似试验转子各试验组许用不平衡量和实际不平衡量对比

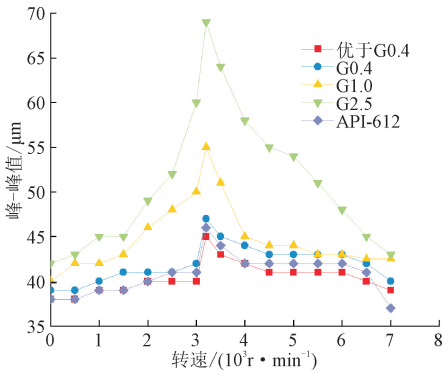
Table 5 Comparison of allowable unbalance and actual unbalance of each test group

试验组	实际不平衡量/($\text{g} \cdot \text{mm}$)	许用不平衡量/($\text{g} \cdot \text{mm}$)	相对误差/%
优于 G0.4	4.88	≤ 5.20	
G0.4	5.22	5.20	0.38
G1.0	13.12	13.00	0.92
G2.5	31.98	32.50	-1.60
API 612	5.34	5.36	0.37

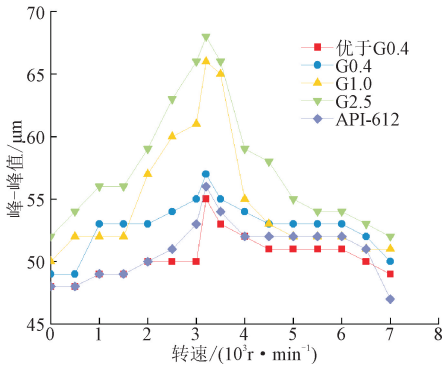
升速试验过程中环境温度约为 20 $^{\circ}\text{C}$,进油温度为 17 $^{\circ}\text{C}$,进油压力 0.15 MPa。试验中转子转速最高升至 7 000 $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$,各测点升速过程中转速-响

应幅值关系线如图 11 所示。当动力相似试验转子采用 G2.5 的动平衡标准时,转子在升速过程中最大响应峰-峰值位于测点 1 垂直方向,大小为 70 μm 。

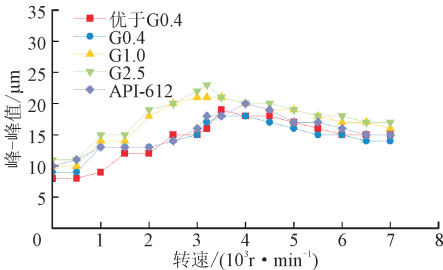
按照工业燃气轮机的运行标准,转子工作转速内的最大响应峰-峰值小于 $128\text{ }\mu\text{m}$ 时,视为运转情况良好,因此动力相似试验转子符合安全规定。同时,当动力相似试验转子采用 API 612 动平衡标准时,悬臂端最大响应峰-峰值为 $12\text{ }\mu\text{m}$,小于 API 612 标准规定的最大峰-峰值为 $33\text{ }\mu\text{m}$,说明试验转子的悬臂端设计合理,符合安全标准。



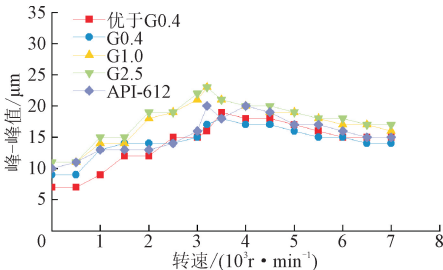
(a)测点 1 垂直方向



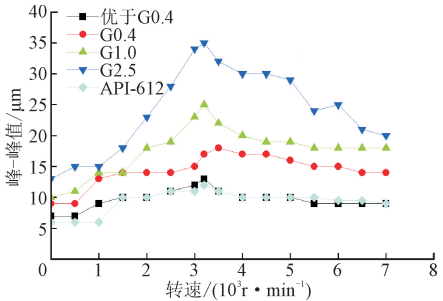
(b)测点 1 水平方向



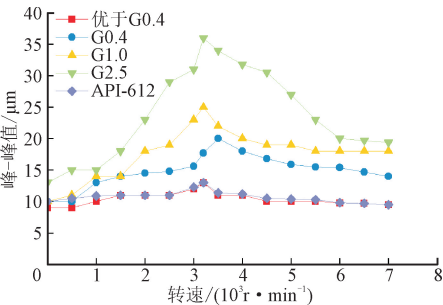
(c)测点 2 垂直方向



(d) 测点 3 水平方向



(e)测点 3 垂直方向



(f)测点 3 水平方向

图 11 动力相似试验转子不同动平衡标准下各测点升速过程中转速-响应幅值关系线

Fig. 11 Rotational speed-response amplitude relation line of each measuring point during speed increase under different standards

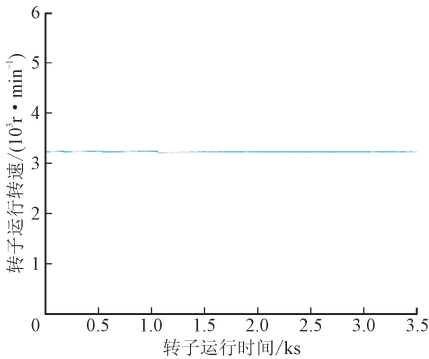
各个动平衡标准下升速过程中的转子临界转速如表 6 所示,可知转子的一阶临界转速分布在 $3\ 100\sim3\ 300\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 区间内,取 API 612 动平衡标准下的一阶临界转速 $3\ 266\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 作为试验测得一阶临界转速值。动力相似试验转子的最大响应峰-峰值均位于测点 1 处,悬臂端最大响应峰-峰值为 $36\text{ }\mu\text{m}$,完全符合安全稳定运行标准。

表 6 不同动平衡标准下测得的动力相似试验转子第一阶临界转速

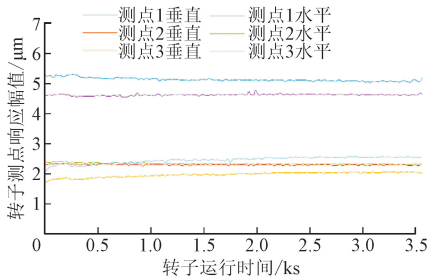
Table 6 First-order critical speed of test rotor measured under different dynamic balance standards

动平衡标准	临界转速 /($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	最大响应 峰-峰值/ μm	悬臂端最大 响应峰-峰值/ μm
优于 G0.4	3 289	55	10
G0.4	3 254	60	12
G1.0	3 198	65	26
G2.5	3 142	70	36
API 612	3 266	60	12

由于原始涡轮转子的工作转速为 $3\,075 \sim 6\,457\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,而动力相似试验转子的第一阶临界转速为 $3\,266\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,位于工作转速范围内,这意味着转子在运行过程中需要在接近该临界转速长时间平稳运行。因此,将施加动平衡标准 G2.5 不平衡量的试验转子转速维持在 $3\,266\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 附近约 1 h,转子可以在第一阶临界转速附近长期稳定运行,试验过程中响应峰-峰值曲线未出现大幅波动,如图 12 所示。



(a) 转子运行转速随时间变化



(b) 转子测点响应幅值随时间变化

图 12 动力相似试验转子转速、各测点响应峰-峰值与运行时间关系

Fig. 12 Relation between rotational speed, peak-to-peak response of each measuring point and operation time

2.4 动力相似等效缩比转子模型的验证

对动力相似等效缩比转子模型的有效性进行验证,动力相似试验转子模型的第一阶临界转速的有限元仿真计算结果和试验结果相对误差小于4.5%,说明所得临界转速结果可靠。如表 7 所示,动力相似试验转子的一阶临界转速与原始涡轮转子模型的一阶临界转速比值大约为 2.05,说明本文所建动力相似试验转子模型可有效预测原始涡轮转子模型的临界转速。

表 7 动力相似试验等效缩比转子模型第一阶临界转速的验证

Table 7 Verification of the first critical speed of the equivalent scaled rotor model in dynamic similarity test

模型及验证方法	第一阶临界 转速/(r · min ⁻¹)	比值
原始涡轮 转子模型	1 588	
动力相似试验转子模型 有限元仿真计算值	3 120	1.96
动力相似试验转子 模型试验值	3 266	2.05

对原始涡轮转子模型和动力相似试验转子模型进行运行稳定性评估,由表 8 可知,两转子的固有频率对数衰减率均大于 0.2,说明原始动力涡轮转子模型和动力相似试验转子模型均可满足稳定运行的要求,转子设计安全可靠。

表 8 原始动力涡轮转子模型和动力相似试验转子的稳定性评估

Table 8 Stability evaluation of original turbine model and dynamic similarity model

模型	模态阻尼比	对数衰减率	Q 因子
动力相似试验转子	0.051	0.32	9.8
原始涡轮转子	0.062	0.39	8.06

图 13 为原始动力涡轮转子模型和动力相似试验转子模型在第一阶临界转速时应变能的分布,由图 13 可知,原始动力涡轮转子第一阶临界转速时的应变能主要分布在悬臂端轴承座附近。其中,原始动力涡轮转子模型在悬臂端轴承座附近的应变能占总应变能的比例为 80.5%,动力相似试验转子模型

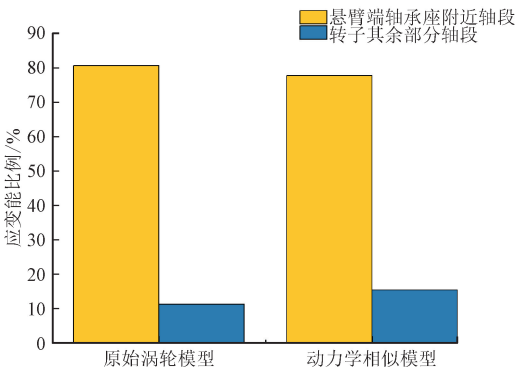


图 13 原始模型和动力相似试验转子模型一阶临界转速应变能分布

Fig. 13 Distribution of strain energy at the first critical speed of the original model and the dynamic similarity model

为 77.6%,而转子部分的应变能占比分别为 11.2% 和 15.3%。说明动力相似试验转子模型可以较好地预测原始涡轮转子模型的应变能分布,所产生的误差应为结构简化所致。

3 结 论

本文针对某型燃气轮机动力涡轮转子提出了一种试验与仿真相对照的动力相似设计方法,并得出如下结论。

(1)本文所建动力相似试验转子模型可以有效预测原始涡轮转子模型的临界转速,动力相似试验转子模型前三阶临界转速的有限元仿真计算结果和试验结果相对误差小于 4.5%,并且都约为原始模型的 2.05 倍,符合动力相似准则。

(2)动力相似试验转子模型和原始涡轮转子模型的固有频率对数衰减率 δ 均大于 0.2,且动力相似试验转子模型可以在临界转速附近长时间稳定运行,说明无论是原始模型还是动力相似试验转子模型均满足稳定性的要求。

(3)动力相似试验转子模型在施加 API 612 动平衡标准所要求的标准不平衡量时,有限元仿真和试验结果所得到的悬臂端附近最大响应峰-峰值相对误差为 1.6%,且均小于规定的最大值 $33\ \mu\text{m}$,说明转子满足安全性的要求。

(4)动力相似试验转子模型和原始涡轮转子模型在第一阶临界转速时的应变能分布几乎一致,说明动力相似试验转子模型可以较好地预测原始转子模型的应变能分布。

燃气轮机相比航空燃气轮机尺寸更大、质量更重,因此直接对原始转子进行动力学研究成本过高。本文成功构建了原始涡轮转子模型的动力相似试验转子模型,对于类似转子的试验设计研究具有参考价值和现实意义。

参考文献:

- [1] 伍赛特. 燃气轮机现阶段应用与未来发展研究 [J]. 机械管理开发, 2023, 38(1): 60-61, 65.
WU Saite. Research on current application and future development of gas turbine [J]. Mechanical Management and Development, 2023, 38(1): 60-61, 65.
- [2] 李翔宇, 霍玉鑫, 徐海成, 等. 船用燃气轮机动力涡轮气动设计及优化研究 [J]. 推进技术, 2023, 44(2): 136-144.
LI Xiangyu, HUO Yuxin, XU Haicheng, et al. Aero-dynamic design and optimization of power turbine for

marine gas turbine [J]. Journal of Propulsion Technology, 2023, 44(2): 136-144.

- [3] 董超, 邵增德, 王晓伟, 等. 燃机动力涡轮转子不对中对整机振动影响研究 [J]. 汽轮机技术, 2022, 64(5): 347-350, 340.
DONG Chao, SHAO Zengde, WANG Xiaowei, et al. Study on vibration of gas turbine power rotor with misalignment [J]. Turbine Technology, 2022, 64(5): 347-350, 340.
- [4] 刘俊杰, 张凌云, 张佳佳, 等. 含碰摩悬臂转子系统的动态响应分析 [J]. 机械设计, 2022, 39(11): 91-98.
LIU Junjie, ZHANG Lingyun, ZHANG Jiajia, et al. Analysis on dynamic response of overhung rotor system with rubbing [J]. Journal of Machine Design, 2022, 39(11): 91-98.
- [5] 张艳春, 施丽铭, 李朝阳. 燃气轮机涡轮盘结构应力有限元分析 [J]. 燃气轮机技术, 2007, 20(3): 46-49.
ZHANG Yanchun, SHI Liming, LI Chaoyang. Finite element analysis of structure stress for a gas turbine disc [J]. Gas Turbine Technology, 2007, 20(3): 46-49.
- [6] 石清鑫, 袁奇. 某型燃气轮机透平转子的稳态温度场及应力场分析 [C]//第 9 届全国转子动力学学术讨论会 ROTDYN'2010 论文集. 2010: 110-113.
- [7] 袁海峰. 叶轮叶片振动模态分析与实验研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2010.
- [8] 周生通, 张沛, 肖乾, 等. 单盘悬臂转子启动过程峰值响应全局灵敏度分析 [J]. 振动与冲击, 2021, 40(11): 17-25.
ZHOU Shengtong, ZHANG Pei, XIAO Qian, et al. Global sensitivity analysis for peak response of a cantilevered rotor with single disc during start-up [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(11): 17-25.
- [9] 谭湘敏, 李伟, 沈友昊, 等. 基于数据驱动的重型燃气轮机多模融合建模方法研究 [J]. 燃气轮机技术, 2022, 35(2): 39-46.
TAN Xiangmin, LI Wei, SHEN Youhao, et al. Research on multimodal fusion modeling method of heavy-duty gas turbine based on data-driven [J]. Gas Turbine Technology, 2022, 35(2): 39-46.
- [10] 张明根, 郝小龙, 王学, 等. 转子动力学建模方法研究 [J]. 机械工程师, 2022(4): 64-66.
ZHANG Minggen, HAO Xiaolong, WANG Xue, et al. Study on modeling method of rotor dynamics [J]. Mechanical Engineer, 2022(4): 64-66.
- [11] 达琦, 袁奇, 李浦. 燃气轮机拉杆转子非线性动力学特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(5): 43-51.
DA Qi, YUAN Qi, LI Pu. Nonlinear dynamic charac-

- teristics of a rod-fastened rotor system [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(5): 43-51.
- [12] 袁奇, 高进, 李浦, 等. 重型燃气轮机转子结构及动力学特性研究综述 [J]. 热力透平, 2013, 42(4): 294-301.
YUAN Qi, GAO Jin, LI Pu, et al. A review for structure and dynamic characteristics of Heavy-Duty gas turbine rotor [J]. Thermal Turbine, 2013, 42(4): 294-301.
- [13] 缪辉, 臧朝平. 航空发动机低压转子系统的动力学相似设计方法 [J]. 航空动力学报, 2020, 35(4): 766-776.
MIAO Hui, ZANG Chaoping. Dynamic similarity design method for aero-engine low-pressure rotor system [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(4): 766-776.
- [14] 刘准, 廖明夫, 邓旺群, 等. 带有挤压油膜阻尼器的转子系统动力学相似设计 [J]. 航空动力学报, 2023, 38(3): 546-557.
LIU Zhun, LIAO Mingfu, DENG Wangqun, et al. Dynamic similarity design of rotor system with squeeze film damper [J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(3): 546-557.
- [15] SCHUSTER B A, FRASER D S, VAN DEN BOSCH J J F. Kinematics and observer-animotor kinematic similarity predict mental state attribution from Heider-Simmel style animations [J]. Scientific Reports, 2021, 11(1): 18266.
- [16] 叶瑞夺. 不平衡转子系统的动力学相似特性研究 [D]. 沈阳: 东北大学, 2018.
- [17] NEIDEL A, GÄDICKE T, RIESENBECK S, et al. Metallurgical failure investigation of combustion chamber leakage in a heavy-duty gas turbine engine [J]. Practical Metallography, 2021, 58(12): 781-792.
- [18] AMRI K, KISMANTO A, SOLIKHAH M D. Study of biodiesel specifications for heavy-duty gas turbine application [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2021, 1858(1): 012040.
- [19] NEIDEL A, MATIJASEVIC-LUX B, RIESENBECK S. Failure of burner components of heavy duty gas turbines [J]. Praktische Metallographie, 2010, 47(3): 135-149.
- [20] YANG Wei, YU Meng, YAN Bowen, et al. Wind tunnel tests of wake characteristics for a scaled wind turbine model based on dynamic similarity [J]. Energies, 2022, 15(17): 6165.
- [21] 丁一. 含挤压油膜阻尼器支承转子特性分析和减振机理探究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
- [22] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 机械振动恒态(刚性)转子平衡品质要求: 第1部分 规范与平衡允差的检验: GB/T 9239.1—2006 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2007.
- [23] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 机械振动转子平衡: 第12部分 具有挠性特性的转子的平衡方法与允差. 中国标准书号: GB/T 9239.12-2021 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2021.
- [24] American Petroleum Institute. Petroleum, petrochemical, and natural gas industries-steam turbines-special-purpose applications: API STD 612 [S]. Washington, DC, USA: American Petroleum Institute, 2020.
- [25] 祁乃斌, 袁奇, 饶金阳. 长外伸段转子高速动平衡时支承方式的研究 [J]. 热能动力工程, 2008, 23(4): 373-377.
QI Naibin, YUAN Qi, RAO Jinyang. A study of the supporting modes for a long overhanging rotor during a high-speed dynamic balancing process [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2008, 23(4): 373-377.

(编辑 赵炜)