

文章编号: 1006-3080(2025)03-0411-08

DOI: 10.14135/j.cnki.1006-3080.20240731001

透平试验件对试验台横振阻尼临界转速的影响

张润泽¹, 石 奕², 李夫庆², 梁尔访¹, 李正美¹, 刘长利¹, 彭生红², 狄广强²

(1. 华东理工大学机械与动力工程学院, 上海 200237; 2. 中国联合重型燃气轮机技术有限公司, 上海 201306)

摘要: 重型燃气轮机透平试验台系统由试验台和试验件两部分构成。对于已经建成的试验台, 需要满足不同试验件的试验需求。通过分析试验件在试验台和试验件交界面处的机械阻抗来描述动力学特性, 利用机械阻抗综合法中的阻抗匹配原理来确定交界面处横振临界转速的相互影响, 得出未知试验件的设计限制范围。同时, 建立了某一试验件和试验台的动力学模型, 分析了该系统的有阻尼临界转速, 验证了试验件在阻尼临界转速设计限制范围内的有效性, 为透平试验件的设计提供了指导。

关键词: 透平试验台; 横向振动; 阻尼临界转速; 机械阻抗综合法; 重型燃气轮机

中图分类号: TH113.1

文献标志码: A

燃气轮机透平试验台是对透平转子进行性能测试的大功率、高转速的复杂系统, 其动力学性能的好坏直接关系到透平转子试验件能否在试验工况下持续稳定运行^[1]。由于透平试验台需要满足不同试验件的试验需求, 因此研究透平试验件对试验台横振临界转速的影响, 以及现有试验台对未知试验件的动力学适配范围, 具有极其重要的意义, 研究结论可为透平试验件的设计提供指导意见^[2]。

对于复杂转子系统的动态特性分析, 有限元方法往往需要很长的计算时间, 而机械阻抗综合法具有明显的计算效率优势^[3]。王少波等^[4]基于传递矩阵法并结合等效刚度法建立燃气轮机拉杆转子的动力学模型, 分析了转子的临界转速。应广驰等^[5]将发动机整体系统划分为发动机主体与排气管+增压器两个子系统研究了整体系统的振动特性。Wang 等^[6]提出了一种用于复杂结构的多层次子结构方法, 并以航发燃烧转子与直升机齿轮箱为研究对象进行了动态特性分析。夏兆旺等^[7]采用动态子结构-阻抗法对车辆制动鼓模态参数进行了计算。郑雅琳等^[8]基于传递矩阵法对减速器齿轮系统的轴承跨距对振动

的影响进行分析, 并进行了试验验证。虽然采用子系统综合法对复杂系统动态特性进行了大量研究, 但现有研究都是基于已确定结构参数的转子系统, 将其划分成多个子系统, 建立系统动力学模型, 分析某一外界参数对系统动力学特性的影响, 而未知子系统对已有子系统的横振特性影响, 以及对未知子系统的设计限制分析的研究还不多见。

本文将透平试验台系统分为试验件子系统(以下简称试验件)与试验台子系统(以下简称试验台), 采用机械阻抗综合法建立其动力学模型, 将试验件模化为作用在试验台和试验件交界面处的机械阻抗, 研究试验件对试验台有阻尼临界转速的影响, 并得到未知试验件的初步设计限制。

1 透平试验台的横振动力学模型

1.1 透平试验台组成

如图 1 所示, 透平试验台由水力测功机转子、联轴器 1、中间支撑轴、测扭器和联轴器 2 组成。水力测功机转子由两套滚动轴承(轴承 A、B)支承。中间

收稿日期: 2024-07-31

基金项目: 国家自然科学基金(52075176)

作者简介: 张润泽(1997—), 男, 山东东营人, 硕士生, 主要研究方向为转子动力学。E-mail: longtimenosee321@163.com

通信联系人: 刘长利, E-mail: clliu@ecust.edu.cn

引用本文: 张润泽, 石 奕, 李夫庆, 等. 透平试验件对试验台横振阻尼临界转速的影响[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2025, 51(3): 411-418.

Citation: ZHANG Runze, SHI Gong, LI Fuqing, et al. Influence of a Turbine Test Piece on the Damped Critical Speed of Transverse Vibration of a Test Rig[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2025, 51(3): 411-418.

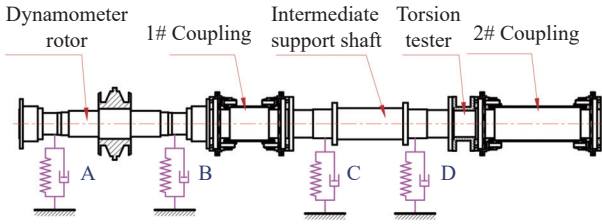


图 1 透平试验台组成

Fig. 1 Turbine test bench subsystem composition

轴转子则由两套油膜轴承(轴承 C、D)径向支承。联轴器 1 和联轴器 2 为膜片联轴器。

1.2 透平试验台横振动力学模型

1.2.1 试验台膜片联轴器的模化 如图 2(a)所示,膜片联轴器主要由两个半连接盘、一个中间节和两组膜片组组成。其位移补偿能力主要来自膜片组的弹性变形,并且可以实现两个转子之间的隔振功效^[9]。考虑膜片联轴器的力学特性,在进行横振临界转速分析时,根据厂家提供的联轴器动力学参数,对膜片联轴器的拉伸、剪切、扭转、弯曲刚度进行有限元分析和对比,确认参数一致,将联轴器膜片组模化为一个刚度为 K_θ 的角弹簧和一个刚度为 K_q 的线弹簧,如图 2(b)所示。

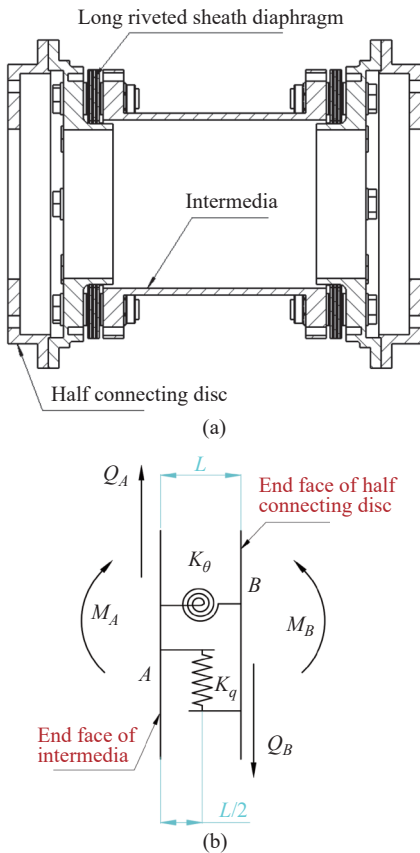


图 2 膜片组的模化

Fig. 2 Modeling of diaphragm arrays

叠片组的质量通过集总参数法集总到中间节端面 A 和半连接盘端面 B 上,端面 A、B 间距为 L 。根

据受力平衡条件和变形协调关系,则端面 A 和 B 状态变量之间的传递关系可用式 (1) 表达。

$$\begin{bmatrix} M \\ Q \\ \mu \\ \theta \end{bmatrix}_B = \begin{bmatrix} 1 & L & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{L} & -\frac{L^2}{4K_\theta} & \frac{1}{K_q} & 1 \\ \frac{1}{K_\theta} & \frac{L}{2K_\theta} & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M \\ Q \\ \mu \\ \theta \end{bmatrix}_A \quad (1)$$

式中, M 、 Q 、 μ 、 θ 分别为端面上的弯矩、剪力、线位移和角位移。

由式 (1) 可知,当 $\frac{1}{K_\theta} \ll \frac{L^2}{4K_\theta}$ 时, K_q 对传递矩阵的影响可以忽略不计。

本文对膜片联轴器的膜片组进行有限元分析,弹性模量为 193 GPa,泊松比 0.3,密度 7.85 g/cm³,接触类型为 Frictional,摩擦因数 0.2。当膜片组变形小于 0.2 mm 时,膜片组的受力和变形是线性关系,得到的拉伸刚度为 3.95×10^3 N/mm。膜片组的剪切刚度为 2.24×10^7 N/mm,弯曲刚度为 1.36×10^7 N/mm,扭转刚度为 2.16×10^{10} N/mm。有限元分析结果如图 3 所示。

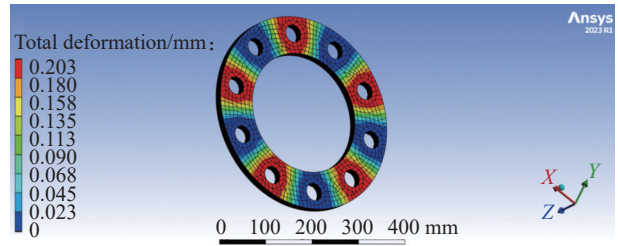


图 3 膜片组有限元分析

Fig. 3 Finite element analysis of diaphragm group

根据厂家膜片联轴器的参数和有限元分析对比结果,刚度 K_θ 远小于 K_q ,符合不等式 $\frac{1}{K_\theta} \ll \frac{L^2}{4K_\theta}$ 。因此,在透平试验台的横振动力学分析中,可只考虑膜片组角向刚度的影响,而无需考虑其横向刚度。

在对应节点上,膜片联轴器 1 的膜片组角向刚度模化为刚度为 1.72×10^8 N·mm/rad 的角弹簧,膜片联轴器 2 的膜片组模化为刚度为 1.68×10^8 N·mm/rad 的角弹簧。

1.2.2 试验台轴承的模化 试验台水力测功机转子采用两套滚动轴承支撑(如图 1 所示),轴承 A 与轴承 B 跨距为 1000 mm,径向刚度为 2.5×10^5 N/mm。滚动轴承模化为 1 个弹性支承,其阻尼很小,在动力学计算中可忽略不计。

滑动轴承对转子系统的影响可以看作两个互相垂直方向的油膜力,其油膜力与轴颈的位移和速度之间是一种复杂的非线性函数关系,当轴颈围绕平衡位置做小幅度涡动时,油膜力矩阵形式为:

$$\begin{Bmatrix} R_x \\ R_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_{x0} \\ R_{y0} \end{Bmatrix} + \mathbf{K}_{oil} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \mathbf{C}_{oil} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

式中, R_x 为油膜力的水平分量, R_y 为油膜力的垂直分量, R_{x0} 、 R_{y0} 分别为油膜力水平和垂直方向上的静态分量, x 、 y 分别为轴颈位移的水平 and 垂直分量, \dot{x} 、 \dot{y} 分别为速度在水平和垂直方向上的相应分量。 \mathbf{K}_{oil} 为刚度矩阵, \mathbf{C}_{oil} 为阻尼矩阵。

试验台中间支撑轴采用两套不同型号的滑动轴承(轴承 C 和 D), 跨距为 750 mm。滑动轴承模化为 1 个具有 4 个刚度系数(k_{xx} 、 k_{xy} 、 k_{yx} 、 k_{yy})和 4 个阻尼系数(c_{xx} 、 c_{xy} 、 c_{yx} 、 c_{yy})的弹性阻尼支撑, 交叉刚度和交叉阻尼很小, 可以忽略不计。油膜动力特性系数矩阵为:

$$\mathbf{K}_{oil} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\mathbf{C}_{oil} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix}$$

1.2.3 试验台子系统轴段离散化 根据传递矩阵法(TMM)的原理, 将一个连续的简单转子系统离散为有限自由度子系统模型^[10], 并进行参数集总。转子进行参数集总后可得到由具有 N 个集中质量与转动惯量的刚性薄圆盘(结点)、 N 个无质量的弹性轴段以及 N 个弹性阻尼支承组成的盘-轴动力学模型, 如图 4 所示。这样就可以用一系列圆盘的运动来描述转子的运动, 图中最右端轴段是为了方便分析和编程而假想的, 其长度为 0。由于圆盘和轴段数目相等, 一个圆盘与它右端轴段可组成盘-轴构件。圆盘左端截面的状态变量如式(4)所示:

$$[f|e]^T = [M_x \ M_y \ Q_x \ Q_y \ | \ x \ y \ \theta_x \ \theta_y] \quad (4)$$

其中, θ_x 和 θ_y 分别为水平和垂直方向的角位移, f 和 e 表示两组状态矢量。各变量正方向的定义如图 5 所示。

为了验证离散化计算模型的准确性, 利用 ANSYS Workbench 以中间轴转子为例, 对无阻尼模态进行了有限元计算。离散化模型的中间轴共被分成 11 个节点, 轴长 1447 mm, 支撑轴跨距 750 mm。图 6 所示为中间轴转子的三维实体单元有限元模型。

表 1 所示为离散化模型和有限元模型对正进动(FW)两阶模态(Md2、Md4)和反进动(BW)两阶模态(Md1、Md3)的分析结果对比, 两者的计算结果误差在 $\pm 3\%$ 范围内。因此, 根据透平试验台的实际结构以及轴承的选用与装配, 将试验台子系统离散为 43 个集中质量(节点)的刚性圆盘无质量轴段。

1.3 临界转速的计算

采用 Riccati 传递矩阵法计算试验台的振动模

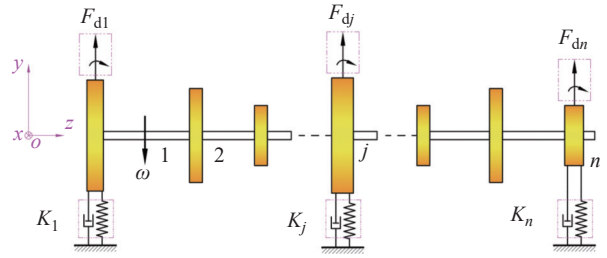


图 4 连续转子系统的离散化模型

Fig. 4 Discretized model of continuous rotor systems

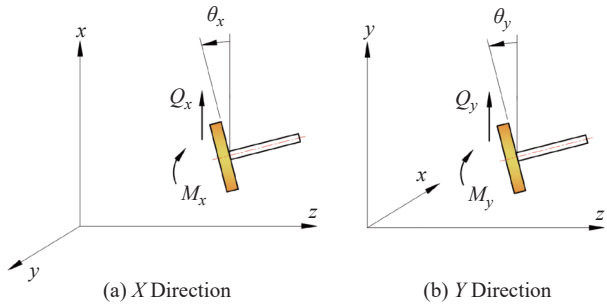


图 5 圆盘左端截面上状态变量

Fig. 5 State variable on the left section of the disc

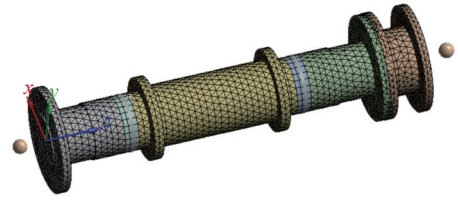


图 6 中间轴转子三维实体单元有限元模型

Fig. 6 Finite element 3D model of intermediate support shaft rotor

表 1 离散化模型与有限元模型结果对比

Table 1 Results comparison of discretized model and finite element model

Model	Undamped critical speed/(r·min ⁻¹)		Error/%
	Discrete model	Finite element model	
BW Md1	2580	2510	2.7
procession Md3	4487	4515	-0.6
FW Md2	2990	2905	2.9
procession Md4	4954	4992	-0.8

态。当转子系统未受到外部的激励时, 则两个相邻圆盘-轴构件左端截面状态变量的传递关系可表达为式(5)。

$$\begin{bmatrix} f \\ e \end{bmatrix}_{j+1}^L = \begin{bmatrix} \mathbf{u} & \mathbf{uW} \\ \mathbf{R} & \mathbf{RW} + \mathbf{u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f \\ e \end{bmatrix}_j^L = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f \\ e \end{bmatrix}_j^L \quad (5)$$

其中,上标 L 表示左端截面,第 j 个圆盘-轴构件的矩阵 \mathbf{u} 、 \mathbf{W} 和 \mathbf{R} 分别如式 (6)、式 (7) 和式 (8) 所示。

$$\mathbf{u}_j = \begin{bmatrix} 1 & 0 & L & 0 \\ 0 & 1 & 0 & L \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\mathbf{W}_j = \begin{bmatrix} 0 & 0 & J_d s^2 & J_p \Omega s \\ 0 & 0 & -J_p \Omega s & J_d s^2 \\ -m_d s^2 - C_{xx} s - K_{xx} & -C_{xy} s - K_{xy} & 0 & 0 \\ -C_{yx} s - K_{yx} & -m_d s^2 - C_{yy} s - K_{yy} & 0 & 0 \end{bmatrix}_j \quad (7)$$

$$\mathbf{R}_j = \begin{bmatrix} \frac{L^2}{2EI} & 0 & \frac{L^3}{6EI} - Lv & 0 \\ 0 & \frac{L^2}{2EI} & 0 & \frac{L^3}{6EI} - Lv \\ \frac{L}{EI} & 0 & \frac{L^2}{2EI} & 0 \\ 0 & \frac{L}{EI} & 0 & \frac{L^2}{2EI} \end{bmatrix} \quad (8)$$

在以上各式中, EI 为轴段的抗弯刚度, K 和 C 分别为不同结点处支承的刚度和阻尼系数。 m_d 、 J_d 和 J_p 分别为圆盘上的集总质量、集总直径转动惯量和集总极转动惯量, 振动复频率 $s = \lambda + i\omega$ (λ 为衰减指数, ω 为振动频率), Ω 为转子转动角速度, ν 为轴段剪切变形系数。

引入 Riccati 变换 $\mathbf{f}_j = \mathbf{S}_j \mathbf{e}_j$, 系统的起始端边界条件为 $\mathbf{f}_j = 0$ 和 $\mathbf{e}_j \neq 0$, 则可以据此得到式 (9):

$$\begin{cases} \mathbf{f}_{j+1} = [\mathbf{T}_{11}\mathbf{S} + \mathbf{T}_{12}]_j \mathbf{e}_j \\ \mathbf{e}_{j+1} = [\mathbf{T}_{21}\mathbf{S} + \mathbf{T}_{22}]_j \mathbf{e}_j \\ \mathbf{S}_{j+1} = [\mathbf{T}_{11}\mathbf{S} + \mathbf{T}_{12}]_j [\mathbf{T}_{21}\mathbf{S} + \mathbf{T}_{22}]_j^{-1} \\ \mathbf{S}_1 = 0 \end{cases} \quad (9)$$

其中, \mathbf{S} 为 Riccati 矩阵, 结束端的边界条件为 $\mathbf{f}_{N+1} = 0$ 和 $\mathbf{e}_{N+1} \neq 0$, 最终得到无奇点的特征方程 (10):

$$\Delta(s) = |\mathbf{S}_{N+1}| \prod_{j=N}^1 |[\mathbf{T}_{21}\mathbf{S} + \mathbf{T}_{22}]_j| = 0 \quad (10)$$

在方程(10)中, 含有未知的振动复频率 $s = \lambda + i\omega$, 该特征方程的根就是该转子系统的固有复频率。该无奇点特征方程求根的常用方法有平面域扫描法、切线法以及抛物线法, 但是这些方法对于复杂转子系统具有很大的局限性, 如漏根和耗费大量时间。所以, 对于复杂轴系的模化所得的无奇点特征方程的求解, 可以采用指定搜索边界的“非线性最小二乘法”, 按频率分区进行迭代计算。此求解方法计算效率高并且准确。

求得某个固有复频率后, 即可确定该复频率下的 Riccati 矩阵 \mathbf{S}_{N+1} , 并将 \mathbf{e}_{N+1} 某一元素置为 1, 就可利用方程 $\mathbf{S}_{N+1}\mathbf{e}_{N+1} = 0$, 求得该固有频率下的归一化模态振型。

2 横振临界转速评价标准

根据现有的试验工况, 试验台要在 3270 r/min 的转速下稳定运行。所以, 新设计的试验件在交界面上的机械阻抗引入到试验台后, 轴系的各阶横振临界转速与持续工作的转速 3270 r/min 要有一定的避开率。对于持续工作转速以下的临界转速, 要求避开率为 17%; 对于高于持续工作转速的临界转速, 要求避开率为 27%, 即在 2714~4152 r/min 转速范围内无有效临界转速。

在 API 标准 (API 617—2014 与 API TR 684-1—2019) 中^[11-12], 对阻尼临界转速是否有效进行了规定。本文据此采用在交界面激励下的稳态位移响应 Bode 图中放大系数大于 2.5 的峰值转速, 表示试验台轴系的有效阻尼临界转速。

另外, 根据 API 标准, 放大系数 (AF) 是对固有频率下可用阻尼量的一种简化度量, 其定义是 Bode 图中某一临界转速值与其带宽(半功率点之间的转速差)的比值, 如图 7 所示。图 7 中, N_{c1} 和 N_{cn} 分别表示转子的第 1 阶和第 n 阶临界转速; A_{c1} 为第 1 阶临界转速对应的振幅峰-峰值, $0.707 \times A_{c1}$ 对应的点为半功率点; N_1 和 N_2 是半功率点对应的转子转速, 下标表示阶数; N_{mc} 和 N_{ma} 分别表示最高和最低持续工作转速; S_{a1} 和 S_{an} 分别表示第 1 阶和第 n 阶临界转速与最低持续工作转速分离带。所以放大系数 AF 的定义如式 (11) 所示。

$$AF = \frac{N_{c1}}{N_2 - N_1} \quad (11)$$

3 试验件对试验台阻尼临界转速的影响

3.1 研究思路

将透平试验件视为一个未知的“灰箱子”。试验台联轴器端面与试验台外伸法兰端面是两个子系统的连接界面, 用其在交界面的机械阻抗或导纳来描述其动力学特性^[13], 当试验件的结构或参数发生变化时, 首先引起改变的就是其在交界面上的机械阻抗特性, 并进一步引起试验台横振临界转速的改变。

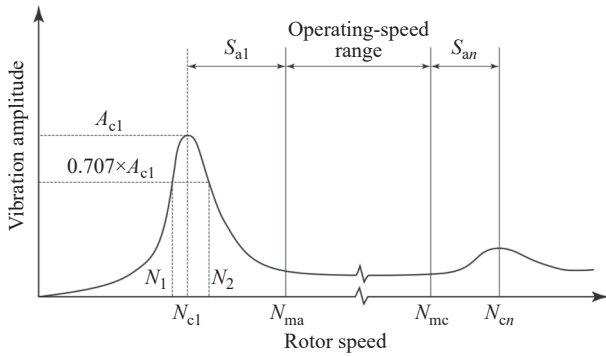


图7 响应 Bode 图及放大系数 AF 的定义

Fig. 7 Bode diagram of response and definition of amplification coefficient AF

可将试验件等效为子系统在交界面上的机械阻抗,

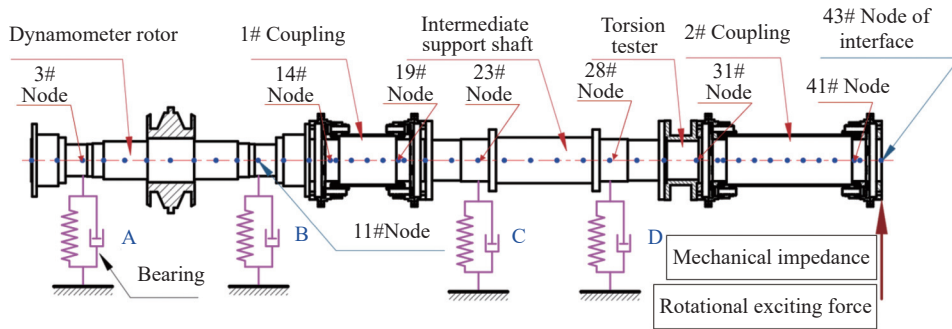


图8 试验台动力学模型

Fig. 8 Dynamic model of the test rig

水力测功机叶轮质量 270 kg, 直径转动惯量 $6.8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 极转动惯量 $11 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 作为集中质量附加在转子中部节点处。此外, 在子系统交界面的节点上, 施加机械阻抗 Z_{TA} , 模拟试验件对试验台轴系横振阻尼临界转速的影响。施加 $10^{-3}\omega^2 \text{ N}$ (ω 为转动圆频率, 对应的不平衡量为 $1 \text{ kg} \cdot \text{mm}$) 的稳态横向旋转激励力, 进行稳态响应分析, 用于计算试验台子系统在施加不同横向阻抗下的峰值转速, 并求出相应的放大系数, 以判断峰值转速是否为有效的阻尼临界转速。

需要注意的是, 由于中间支撑轴承采用的是滑动轴承, 其支撑刚度具有各向异性。所以, 在进行分析计算时, 需要将阻抗 Z_{TA} 拆分成两个不同方向的横向阻抗与角向阻抗, 其中 x 方向为平行于地面的横向方向, y 方向为垂直于地面的纵向方向。

3.3 试验台响应考核点位置的选择

按照横振临界转速的评价标准, 计算试验台稳态响应中的峰值转速, 可以得到有效的阻尼临界转速。稳态响应的测点一般选在具有明显振幅的轴承轴颈中心, 可以根据无阻尼临界转速振型初步确认。图 9 给出了试验台不附加交界面横向阻抗时的

通过研究试验件对试验台横振临界转速的影响, 转化为研究施加在子系统交界面上的机械阻抗对试验台横振临界转速的影响, 从而得出交界面上机械阻抗的合理区间, 并用以指导和校核透平试验件的设计; 反之, 通过提前给定试验件在交界面上机械阻抗的取值, 也可计算出试验台的横振临界转速。

3.2 试验台横振临界转速输入参数

根据第 1 节模化方法, 将试验台按结点-轴段进行离散并进行参数集总。试验台总质量约为 1860 kg, 共划分为 43 个结点, 其中 3#、11# 为测功机转子轴承结点, 23#、28# 为中间支撑轴轴承结点, 14#、19#、31#、41# 为膜片组结点, 43# 为交界面结点。建立试验台横振动力学模型如图 8 所示。

前三阶正进动无阻尼临界转速及其模态振型。

在无阻尼临界转速的振型中, 只有支撑中间轴的轴承 C、D 的轴颈中心会产生明显的振动。以在交界面施加横向阻抗为 $1 \times 10^4 \text{ N/mm}$ 的稳态响应为例, 图 10 展示了轴承 C 与轴承 D 处的稳态响应的 Bode 图。两轴承轴颈中心的稳态响应的峰值转速相同, 但轴承 D 轴颈中心处稳态响应的峰-峰值以及放大系数明显大于轴承 C 轴。另外, 其他横向阻抗下的稳态响应也是相同的结果。故后续计算取轴承 D 轴颈中心 x 方向与 y 方向的放大系数评估试验台的峰值转速是否为有效的临界转速。

多次计算结果表明, 在交界面上不同横向阻抗作用下, 透平试验台轴承 D 轴颈在交界面激励下, x 方向与 y 方向只出现 1 个放大系数 (AF_x 和 AF_y) 大于 2.5 的峰值转速, 说明透平试验台在 $0 \sim 6000 \text{ r/min}$ 转速内, 在 x 方向与 y 方向均存在一阶有效的阻尼临界转速。

3.4 试验件临界转速的限制范围

在转速 $0 \sim 6000 \text{ r/min}$ 范围内, x 方向与 y 方向的阻尼临界转速随交界面上横向阻抗的变化曲线分别如图 11 和图 12 所示。根据该曲线分别与试验台工

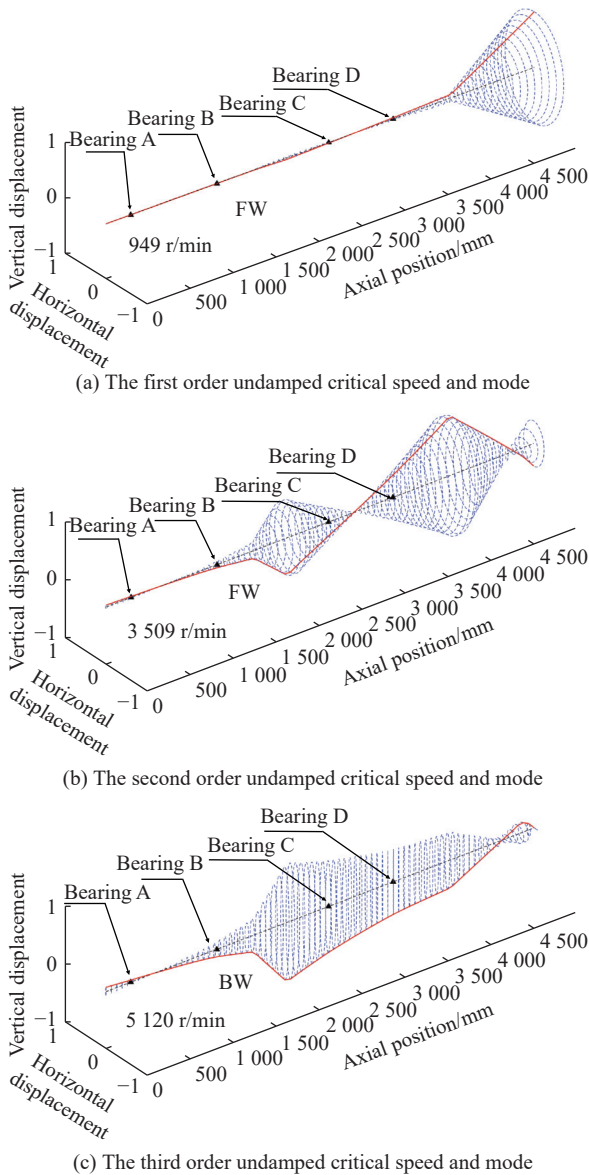


图 9 透平试验台前三阶无阻尼临界转速和振型

Fig. 9 The first three undamped critical speeds and modes of the turbine test rig

作转速上边界(4152 r/min)和下边界(2714 r/min)交点的横坐标,可以得出横向阻抗的合理区间。因此,在满足工作转速的要求下, x 方向横向阻抗 K_{xx} 合理区间为 $(0, 4476) \cup (12255, +\infty) \text{N/mm}$, y 方向横向阻抗 K_{yy} 合理区间为 $(0, 4497) \cup (12281, +\infty) \text{N/mm}$ 。所以,根据本节分析,确定试验件的一个设计限制为:避免新试验件的 K_{xx} 处于或接近区间 $(4476, 12255) \text{N/mm}$,同时也要避免 K_{yy} 处于或接近区间 $(4497, 12281) \text{N/mm}$ 。

4 试验台+试验件阻尼临界转速的校验

利用第 1 节的理论方法,将某一透平试验件与试验台组合,组成透平试验台+试验件整体系统,并

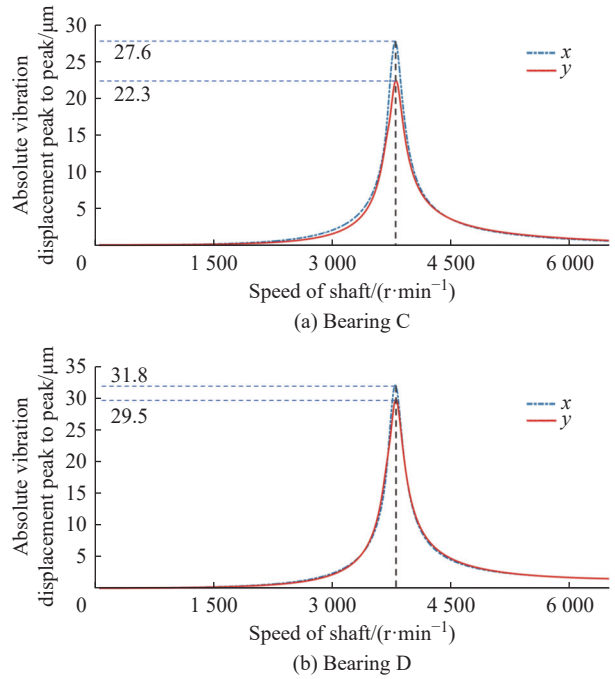


图 10 轴承 C、D 轴颈中心处响应的 Bode 图

Fig. 10 Bode diagrams of the response of the journal center at bearing C and bearing D

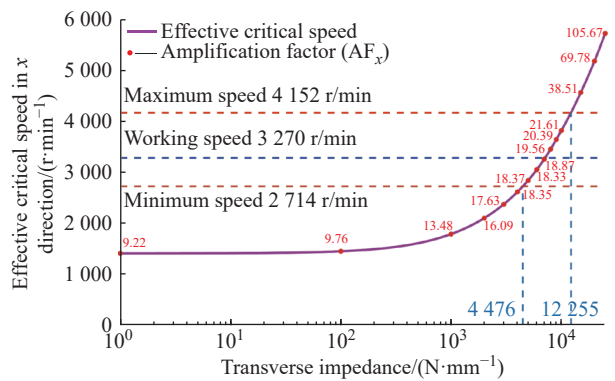


图 11 x 方向阻尼临界转速随横向阻抗的变化

Fig. 11 Damped critical speed vs. transverse impedances in the x direction

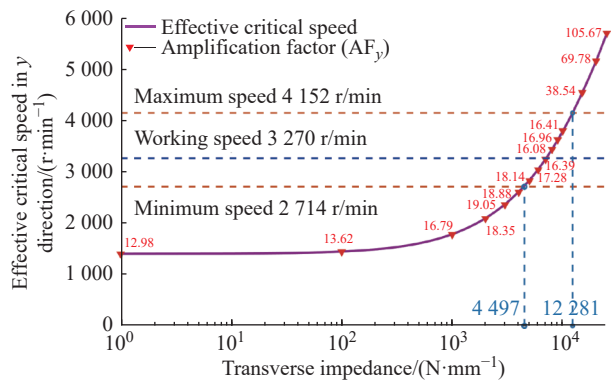


图 12 y 方向阻尼临界转速随横向阻抗的变化

Fig. 12 Damped critical speed vs. transverse impedances in the y direction

建立动力学模型, 如图 13 所示。

透平试验件有两套油膜轴承(E、F)径向支承, 跨距为 2 600 mm, 后轴承中心到转子端面距离为 425 mm。试验件外围结构支撑刚度作为机械阻抗已等效在两个轴承上。叶片总质量约 90 kg, 直径转动惯量 $20.3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 极转动惯量 $40.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 集中附加在叶轮处, 遥测转接盘质量 36 kg。半联轴器质量 82 kg, 距转接轴法兰端面 137 mm。

根据机械阻抗综合法的原理, 在界面处施加 $1 \times 10^{-3} \omega^2 \text{ N}$ 的稳态横向旋转激励力, 计算得到试验件在交界面上 x 方向和 y 方向的不同横向阻抗下试验台阻尼临界转速变化曲线。绘制与现有试验件的

阻尼临界转速随横向阻抗变化曲线并得到交点, 其交点对应的转速即为试验件+试验台系统的阻尼临界转速。图 14 所示黑色虚线为现有透平试验件交界面有阻尼横向阻抗实部特性, 紫色实线为试验台 x 方向反进动阻尼有效临界转速, 红色交点为试验台需要避开的有效临界转速点。图 15 所示黑色虚线为现有透平试验件交界面有阻尼横向阻抗实部特性, 红色实线为试验台 y 方向正进动阻尼有效临界转速, 蓝色交点为试验台需要避开的有效临界转速点。在实验转速 2 714 ~ 4 152 r/min 范围内, 满足第 3 节计算得到的设计限制。

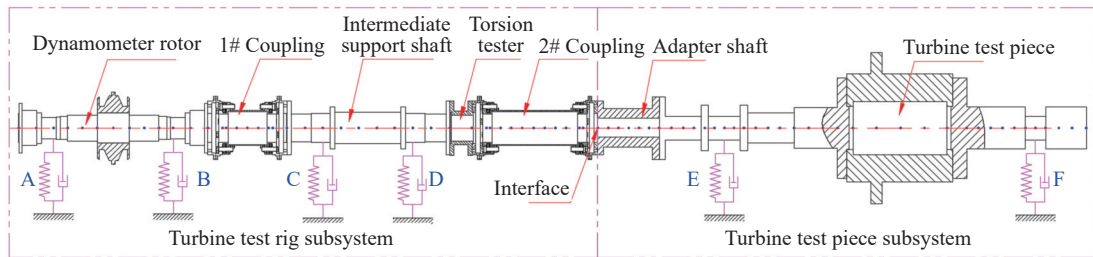


图 13 试验台+试验件动力学模型

Fig. 13 Dynamic model of the test rig and a test piece

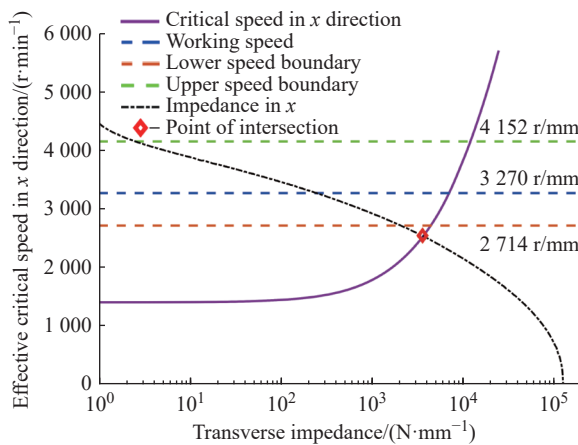


图 14 阻尼临界转速 BW 交点

Fig. 14 Damped critical speed BW point

根据图 10 进行计算, 在工作转速区间 2 714~4 152 r/min 内, 轴承 C、D 轴颈中心处响应的 Bode 图在交界面激励下 x 方向和 y 方向只出现一个放大系数大于 2.5 的转速峰, 因此只存在一阶临界转速, 反进动临界转速为 2 553 r/min, 正进动临界转速为 2 502 r/min, 如表 2 所示。

根据本文第 2 节临界转速评判标准, 在工作转速区间 2 714~4 152 r/min 内, 试验件+试验台没有出现阻尼临界转速, 符合试验台稳定持续运行的要求。

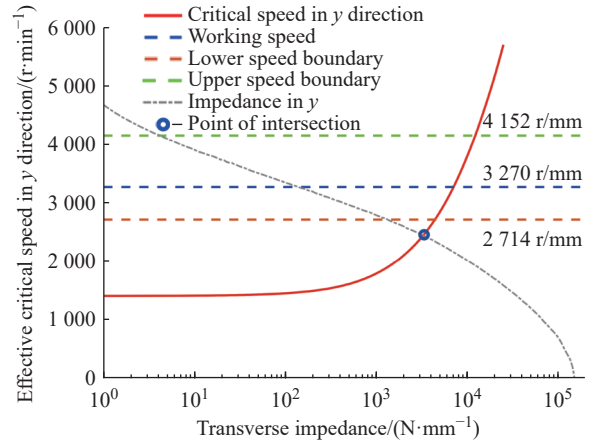


图 15 阻尼临界转速 FW 交点

Fig. 15 Damped critical speed FW point

表 2 试验台+试验件的阻尼临界转速

Table 2 Damped critical speed of the test rig and a test piece

Order of critical speed	Damped critical speed of transverse vibration/(r·min ⁻¹)
First-order BW	2 553
First-order FW	2 502

5 结 论

(1) 本文将透平试验件对试验台动力学特性的

影响模化为试验台和试验件交界面处的机械阻抗。对于已经建成的试验台,能够验证是否有更多不同结构和参数的试验件展开动力学试验;对于在设计阶段的试验件转子,能够确定横向阻抗的设计范围,减少反复验算。

(2)研究了试验件对试验台有阻尼横振临界转速的影响,得出在现有试验台满足实验转速标准的情况下,未知实验件的初步设计范围。建立了某一试验件和试验台系统的动力学模型,验证了试验件临界转速设计限制范围的有效性。

(3)对于本文中的试验台,设计新试验件时首先应以以下限制来确定初步方案:避免交界面上阻抗的 K_{xx} 处于或靠近区间 (4 476, 12 255) N/mm,也要避免 K_{yy} 处于或靠近区间 (4 497, 12 281) N/mm。

(4)分析了某一试验件+试验台系统的有阻尼临界转速,结果表明:在工作转速区间 2 714~4 152 r/min 内,该系统没有出现阻尼临界转速,符合试验台稳定持续运行的要求,从而验证了试验件临界转速设计限制范围的有效性。

参考文献:

- [1] FAN W Q, HE L D, JIA X Y, *et al.* Experimental study on integral axial squeeze film damper to suppress longitudinal vibration of propulsion shafting[J]. *High Technology Letters*, 2021, 27(1): 76-85.
- [2] 胡益鑫,朱贤斌,浦玉池.大型燃气轮机试验站设计概述[J].*工程建设与设计*, 2017(23): 13-15.
- [3] 李志深,周华,李鸿光.基于连接特性识别的子结构综合法[J].*噪声与振动控制*, 2017, 37(3): 1-6.
- [4] 王少波,孟成,苏明.燃气轮机拉杆转子动力学建模及临界转速计算[J].*上海交通大学学报*, 2013, 47(3): 381-384, 391.
- [5] 应广驰,孟光,龙新华,等.用自由界面模态综合法研究发动机-排气管-涡轮增压器系统的振动[J].*机械强度*, 2010, 32(1): 10-16.
- [6] WANG B, LIU J, CAO Z, *et al.* A multiple and multi-level substructure method for the dynamics of complex structures[J]. *Applied Sciences*, 2021, 11(12): 5570.
- [7] 夏兆旺,袁秋玲,方媛媛,等.基于动态子结构-阻抗法的车辆制动鼓动态特性研究[J].*江苏科技大学学报(自然科学版)*, 2012, 26(6): 568-571.
- [8] 郑雅琳,黄鹏鹏,程洋.基于传递矩阵法的齿轮系统轴承跨距优化研究[J].*制造业自动化*, 2021, 43(3): 99-104.
- [9] 王博,王建梅,欧栋,等.联轴器膜片结构角向补偿模型建立与优化[J].*机械设计*, 2022, 39(11): 54-59.
- [10] 冀成,杨兆建,宋高峰,等.多轮盘转子系统临界转速的计算方法分析[J].*机械设计与制造*, 2012(12): 28-30.
- [11] American Petroleum Institute. Axial and centrifugal compressor and expander-compressor: API standard 617—2014[S]. Washington D C: API Standards Department, 2014: 33-41.
- [12] American Petroleum Institute. API standard paragraphs rotordynamic tutorial: Lateral critical speeds, unbalance response, stability, train torsionals, and rotor balancing: API TR 684-1—2019[S]. Washington D. C: API Standards Department, 2019: 104-112.
- [13] 师汉民,谌刚,吴雅.机械振动系统——分析·测试·建模·对策[M].湖北武昌:华中理工大学出版社,1999: 64-81.

Influence of a Turbine Test Piece on the Damped Critical Speed of Transverse Vibration of a Test Rig

ZHANG Runze¹, SHI Gong², LI Fuqing², LIANG Erfang¹, LI Zhengmei¹, LIU Changli¹,
PENG Shenghong², DI Guangqiang²

(1. School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China; 2. China United Gas Turbine Technology Co. LTD, Shanghai 201306, China)

Abstract: The turbine test rig system for a heavy-duty gas turbine consists of a test rig and a test piece. The dynamic characteristics of the test piece are represented as mechanical impedance at the interface between the test rig and the test piece. The impedance matching principle of mechanical impedance synthesis analysis at this location is utilized to determine the mutual influence of the damped critical speeds, thus the design limitation conditions of the unknown test piece are obtained. Meanwhile, the dynamic models of the test pieces and the test rig are established to obtain the damped critical speed of the system. The results validate the effectiveness of the design constraints for controlling transverse vibration damped critical speeds in the test piece. These conclusions provide guidance for the design of turbine test pieces.

Key words: turbine test rig; transverse vibration; damped critical speed; mechanical impedance synthesis analysis; heavy-duty gas turbine

(责任编辑:张欣)