

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.01.054

轨道车辆轮对模态试验方法研究

赵瑞, 邬平波, 刘宇

(西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 四川 成都 610036)

摘要: 为了探究轨道车辆轮对模态试验的方法, 采用车轴轴端悬挂、车轴中部靠近辐板悬挂、车轴中间制动盘两侧悬挂、橡胶堆弹性支撑以及钢轨支撑 5 种约束方式对轮对模态进行试验分析, 并与有限元仿真结果进行对比。分析发现, 在进行轮对模态试验时应避免刚性支撑的约束方式, 在采用弹性约束时, 轮对的模态振型受弹性约束位置的影响较小, 且轮对模态试验时的激励位置选取在轮缘与车轴端部等位置可以更加全面地激发出轮对各阶模态信息。

关键词: 轨道车辆; 轮对模态; 试验方法; 边界条件; 有限元仿真

中图分类号: TP391.9 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2025)01-0265-05

Research on Modal Test Method of Rail Vehicle Wheelset

ZHAO Rui, WU Pingbo, LIU Yu

(State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610036, China)

Abstract: In order to explore the method of modal test of wheelset of rail vehicle, the wheelset modal is tested and analyzed by five kinds of restraint methods, which include suspension at the end of axle, suspension near the web in the middle of axle, suspension on both sides of brake disc in the middle of axle, elastic support of rubber pile and rail support, and its result is compared with the finite element simulation ones. It is found that rigid support constraint should be avoided in wheelset modal test. When elastic constraint is adopted, the modal shape of wheelset is less affected by elastic constraint position, and the excitation position of wheelset modal test is selected in the position of wheel rim and axle end, which can stimulate the modal information of wheelset more comprehensively.

Keywords: rail vehicle; wheelset modal; testing method; boundary condition; finite element simulation

0 引言

随着我国高速铁路运行速度的不断提升, 列车的平稳性逐渐受到重视^[1-2]。作为轨道车辆的重要走行部件, 轮对起着承重、导向的作用, 直接影响车辆的动力学特性。列车运行失稳时, 轮轨之间会发生剧烈的振动, 严重影响列车的安全运行, 加快轮对的结构磨损速度。因此, 亟需研究轮对的动态特性与受力情况, 以改善列车运行的平稳性^[3]。现阶段, 模态分析是研究结构动态特性最有效的方法。振动系统的模态特性不但显著简化复杂结构的动力分析, 同时合理体现了系统的固有动态特性, 具有明显的物理意义^[4]。

JIN^[5]采用锤击激励法和 VTB 技术对动车组轮对进行模态试验, 并用有限元模型对试验结果进行验证, 以探究预应力条件下轮对在 0~500 Hz 频域范围内模态频率的变化。CHAAR 等^[6]介绍了 0~500 Hz 频率范围内机车轮对的试验和有限元模态分析, 并提出了模态试验与轮对建模的注

意事项以及相关问题。赵长龙等^[7]采用力锤激励法, 测试了钢轨与橡胶堆约束条件下轨道车辆轮对的模态频率与阻尼比, 并结合有限元分析方法探究钢轨约束对模态频率的影响规律。江伟文^[8]采用力锤激励法测试了弹性较大的硅胶垫支撑的轮对模态参数, 并用于有限元方法的验证以及计算方法优化过程。两位学者的模态分析均未考虑悬挂约束方式对自由模态计算的影响。KORTIŠ 等^[9]采用锤击激励法对钢结构桁架进行模态试验, 以识别结构固有频率和模态振型, 并与有限元仿真结果进行对比分析, 发现试验识别的模态振型的质量与锤击位置密切相关。田晶等^[10]和李光胜等^[11]探究了悬挂等多种约束方式对模态试验结果的影响, 但因被测试件的质量较小, 其研究结果对轮对等大质量试件的适用性较差。秦杰等^[12]探究了不同约束条件下对汽车变速器箱体的振动模态试验结果的影响, 并分析其产生误差的原因。

本文通过模态试验, 对弹性绳悬挂约束、橡胶

第一作者简介: 赵瑞(1999—), 男, 山西朔州人, 硕士研究生, 研究方向为机车车辆结构强度, 1711547816@qq.com。

堆弹性支撑约束以及钢轨刚性约束状态下的轮对结构进行测试研究,确定其模态频率、阻尼比与振型;对轮对进行自由模态的有限元仿真计算,并将其与试验结果进行对比分析,以确定不同约束方式对模态试验的影响,并提出合理的轮对模态试验方法。

1 模态试验原理

1.1 系统的传递函数

振动模态分析的研究对象为线性系统,将其物理坐标变为模态坐标,使其复杂的振动系统解耦成为 n 个自由度的简单振动,以求解系统的模态参数^[13]。

对于多自由度系统,其振动微分方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

式中: \mathbf{M} 为系统的质量矩阵; \mathbf{C} 为阻尼矩阵; \mathbf{K} 为刚度矩阵; $\mathbf{f}(t)$ 为激振力向量; \mathbf{x} 为位移响应向量; $\dot{\mathbf{x}}$ 为速度响应向量; $\ddot{\mathbf{x}}$ 为加速度响应向量。

令初始速度与位移均为0,对式(1)进行拉普拉斯变换后得

$$(s^2\mathbf{M} + s\mathbf{C} + \mathbf{K})\mathbf{X}(s) = \mathbf{F}(s) \quad (2)$$

令 $\mathbf{Z}(s) = s^2\mathbf{M} + s\mathbf{C} + \mathbf{K}$, $\mathbf{Z}(s)$ 为阻抗矩阵,系统的传递函数矩阵为

$$\mathbf{H}(s) = \mathbf{Z}(s)^{-1} = \frac{[\mathbf{Z}(s)]^{\text{adj}}}{|\mathbf{Z}(s)|} \quad (3)$$

式中: $[\mathbf{Z}(s)]^{\text{adj}}$ 为 $\mathbf{Z}(s)$ 的伴随矩阵; $|\mathbf{Z}(s)|$ 为 $\mathbf{Z}(s)$ 的行列式,则式(2)变为

$$\mathbf{X}(s) = \{\mathbf{F}(s)\}\mathbf{H}(s) \quad (4)$$

1.2 系统的固有特性

阻抗矩阵 $\mathbf{Z}(s)$ 的行列式就是系统的特征方程,特征方程的根就是系统的极点。将系统特征方程转换为一般特征值问题,联立以下两个方程组,即

$$\begin{cases} (s^2\mathbf{M} + s\mathbf{C} + \mathbf{K})\mathbf{X}(s) = \mathbf{F}(s) \\ (s\mathbf{M} - s\mathbf{M})\mathbf{X}(s) = \mathbf{0} \end{cases} \quad (5)$$

$$\text{令 } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} -\mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K} \end{bmatrix}, \mathbf{Y} = \begin{Bmatrix} s\mathbf{X}(s) \\ \mathbf{X}(s) \end{Bmatrix}, \mathbf{F}' = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{F}(s) \end{Bmatrix}, \text{则方程组(5)可以写成以下形式}$$

$$(s\mathbf{A} + \mathbf{B})\mathbf{Y} = \mathbf{F}' \quad (6)$$

系统特征方程的根与 $s\mathbf{A} + \mathbf{B} = \mathbf{0}$ 的根相同,有 n 对共轭复根 $\sigma_n \pm j\omega_n$ ($n = 1, 2, 3, \dots, n$)。其中, σ 为阻尼系数, ω 为固有频率。

2 轮对模态有限元分析

利用 Hypermesh 和 Ansys 软件对该型动车组拖车轮对进行自由模态的计算,得到其在 0 ~ 1 000 Hz 频率范围内的模态频率与振型,如图 1 所示,除了车轮踏面边缘位置位移较大外,轴端位置在轮轴 4 阶、5 阶弯曲模态中也较为敏感,为轮对模态试验的测点布置、支撑方式设计提供参考,并为验证不同支撑方式下激发的模态频率与振型的准确性提供参考。

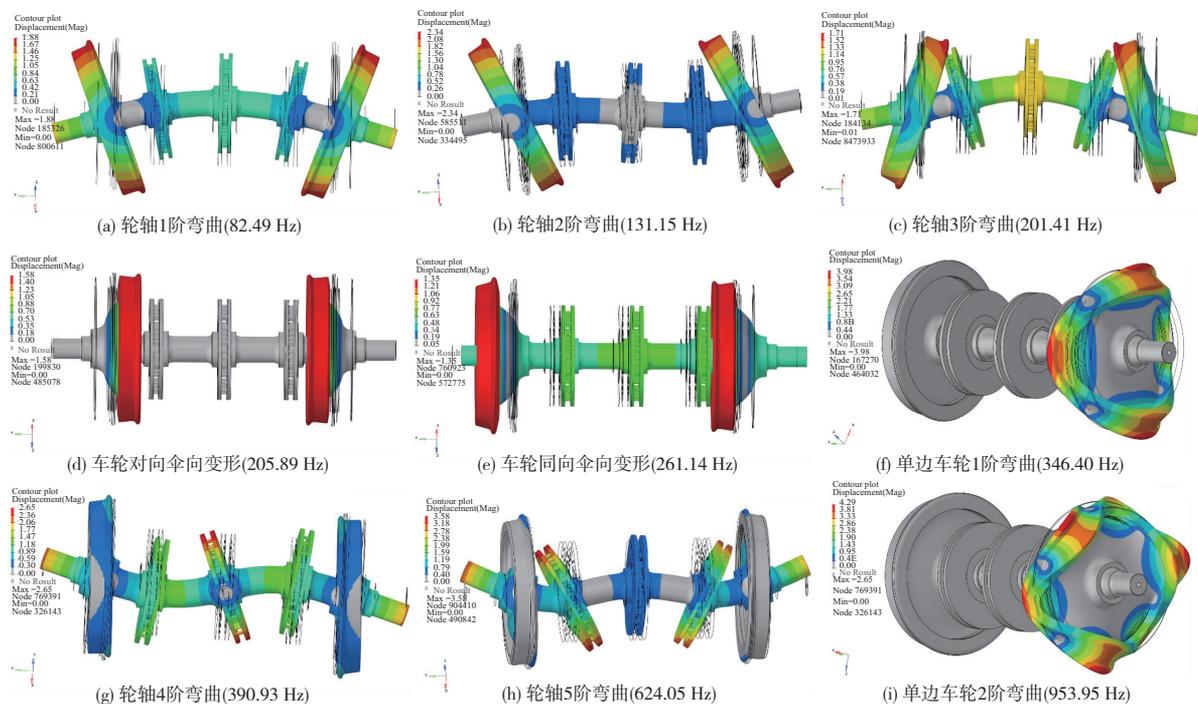


图 1 轮对计算模态分析

3 轮对模态试验

3.1 模态试验测试系统

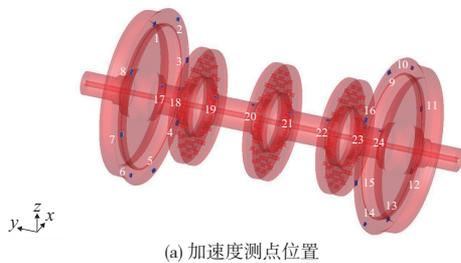
本次试验采用多参考点锤击激励法对某型动车组拖车轮对进行模态试验,测试系统主要包括4个部分,分别是激励系统、测量系统、采集系统和分析系统,如图2所示。其中,试验激励设备使用尼龙力锤,激发0~1 000 Hz的频带,数据采集仪器采用eDAQ数据采集仪,信号拾取设备采用三向加速度传感器,信号分析使用Simcenter Testlab软件。



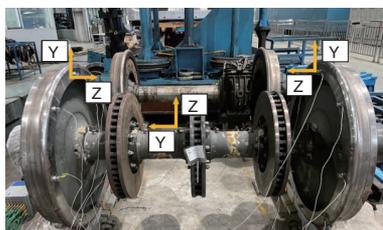
图2 模态试验测试系统组成

3.2 试验方案

在模态试验中测点的布置一般需遵循以下原则:1)测点应该避开试验频段内的节点,能够明确显示模态的变形特征;2)可在主要研究的结构上多布置测点,并保证其均匀性,以描述其基本的轮廓。结合轮对有限元计算模态结果,试验过程中在该型动车组拖车轮对上共布置了24个加速度测点,其中,左右车轮轮缘位置各均匀布置8个测点,车轴轴身均匀分布8个测点。各加速度测点位置与安装方向如图3所示。



(a) 加速度测点位置



(b) 加速度测点安装方向

图3 加速度测点布置图

为了探究不同支撑方式对模态试验结果的影

响,本文对轮对进行大刚度吊绳悬挂、橡胶堆弹性支撑、钢轨支撑方式下的模态试验,其中,吊绳悬挂位置又包括车轴轴端位置、车轴中部靠近辐板位置、车轴中间制动盘两侧位置,如图4所示。



(a) 工况1-车轴轴端吊挂



(b) 工况2-车轴中部靠近辐板吊挂



(c) 工况3-车轴中间制动盘两侧吊挂



(d) 工况4-橡胶堆弹性支撑轮对



(e) 工况5-钢轨支撑轮对

图4 轮对约束方式

激励点的位置应该避开结构支撑位置与模态振型的节点位置,且尽量激励结构刚度较大的位置,便于能量的传递。结合有限元分析结果,激励点的位置选择在车轮踏面与轴端位置。每种支撑方式共进行13次试验,第1次—第3次试验,敲击位置为轮对踏面上侧位置(1号测点与9号测点对应位置),垂向与横向各敲击6次,左右各3次;第4次—第6次试验,敲击位置为轮对踏面前侧位置(3号测点与11号测点对应位置),纵向与横向各敲击6次,左右各3次;第7次—第9次试验,敲击位置为轮对踏面后侧位置(7号测点与15号测点对应位置),纵向与横向各敲击6次,左右各3次;第10次—第12次试验,敲击位置为轮对轴承安装位置(1号测点与9号测点对应位置),垂向与横向各敲击6次,左右各3次;第13次试验,敲击以上所有敲击点,各个位置各个方向均一次。

3.3 试验模态分析

在 Simcenter Testlab 软件中构建了轮对等尺寸框架模型,如图5所示。本次试验采用 PolyMAX 模态识别方法,该方法对于模态频率

分布较密集的结构适应性较好。无论结构阻尼强弱,均可以获得清晰的稳态图,模态识别结果更具可观性^[14]。使用 Simcenter Testlab 软件对稳态图中出现的系统极点(即稳点的s列)进行拾取,在0~1 000 Hz 频率范围内共识别到了轮对的9阶模态。试验模态振型如图6所示,剔除13次试验结果中有明显偏差的无效试验,对各阶频率与阻尼比取均值,汇总得到的试验模态频率、阻尼比如表1所示。

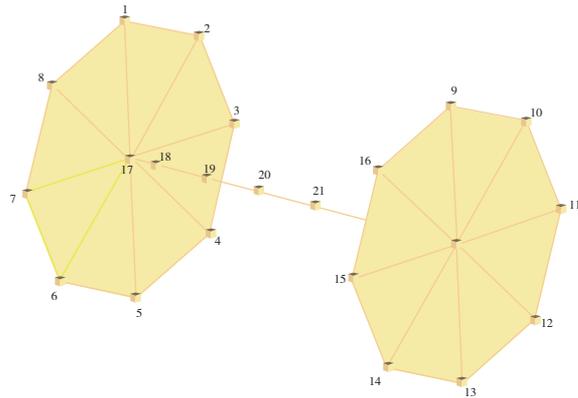


图5 轮对框架模型

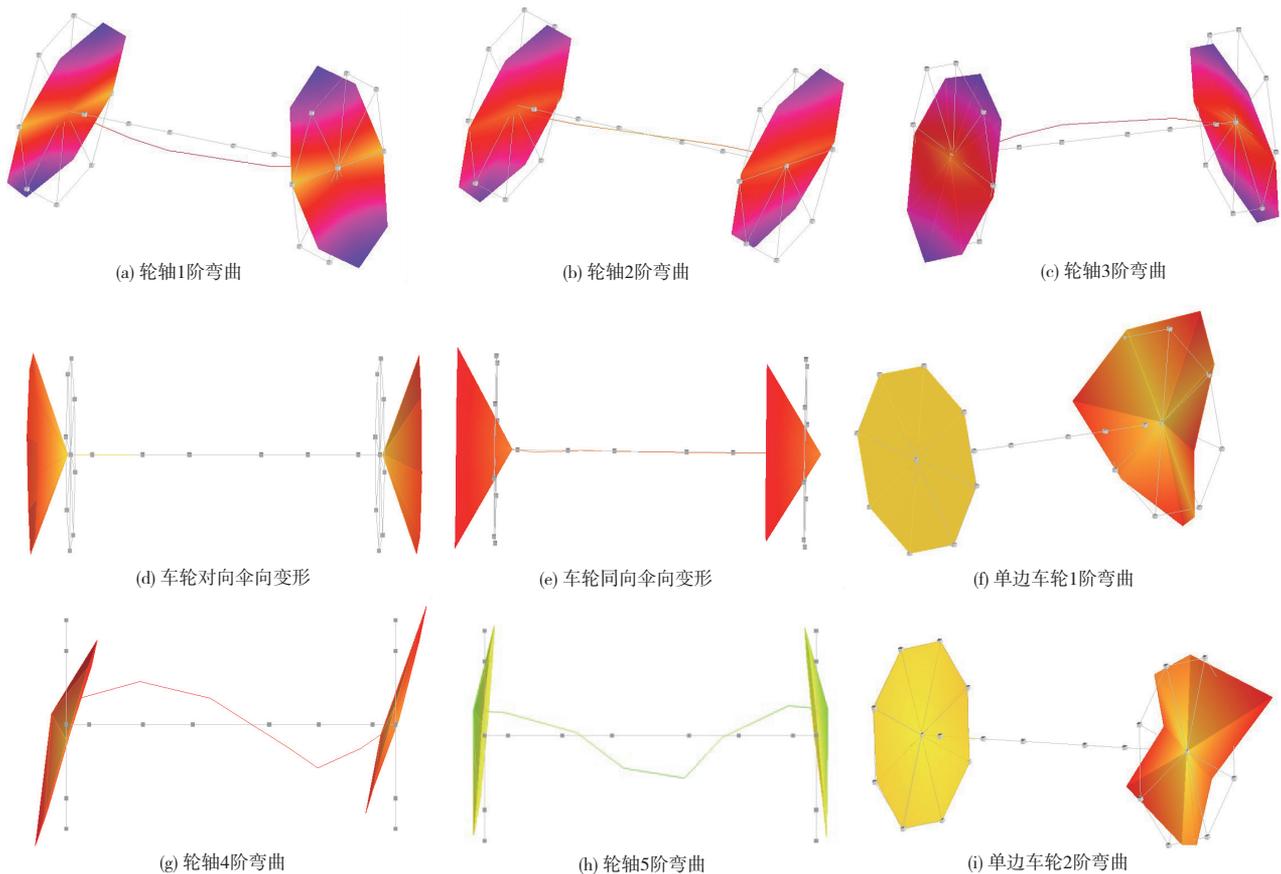


图6 轮对试验模态振型

表 1 轮对模态汇总表

阶次	模态频率/Hz					阻尼比/%					振型描述
	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5	
1	80.64	80.38	80.82	83.25	87.64	0.12	0.13	0.14	1.30	1.25	轮轴 1 阶弯曲
2	132.00	131.97	131.86	131.95	146.44	0.28	0.26	0.26	0.28	1.01	轮轴 2 阶弯曲
3	203.16	202.99	202.99	203.35	208.28	0.45	0.48	0.47	0.53	0.92	轮轴 3 阶弯曲
4	209.28	209.07	209.03	209.12	212.98	0.44	0.41	0.41	0.42	1.15	车轮对向伞向变形
5	270.47	270.34	270.25	270.34	271.02	0.49	0.47	0.46	0.52	1.38	车轮同向伞向变形
6	343.37	343.20	343.20	343.53	344.05	0.59	0.87	0.79	0.78	0.84	单边车轮 1 阶弯曲
7	379.97	379.78	379.79	379.85	381.02	0.24	0.20	0.20	0.20	0.42	轮轴 4 阶弯曲
8	609.62	611.76	610.74	608.18	612.99	3.28	3.90	3.77	2.29	3.40	轮轴 5 阶弯曲
9	956.60	956.55	956.68	956.58	957.44	0.13	0.09	0.09	0.09	0.39	单边车轮 2 阶弯曲

3.4 试验结果对比分析

结合轮对有限元计算结果对 5 种试验工况进行对比分析,发现如下。

1)3 种悬挂约束方式的刚度相差不大,其对应的模态频率差别较小,如表 1 所示,随着约束条件刚度的增加,同一阶模态频率逐渐增加。

2)在低频区域内,3 种悬挂方式与橡胶堆弹性支撑方式的模态频率相对于有限元分析的模态频率偏差差别较小,而钢轨刚性支撑频率偏差差别较大。在高频区域内,5 种约束方式的模态频率相对于有限元计算结果均有较大的偏差,如图 7 所示。

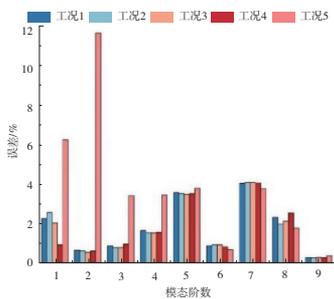


图 7 各试验工况频率误差对比图

3)对于不同阶次的模态,3 种悬挂方式与橡胶堆弹性支撑方式的阻尼比差别较小,而钢轨刚性约束支撑方式的阻尼比相对于其他 4 种约束方式存在较大的差别,如图 8 所示。

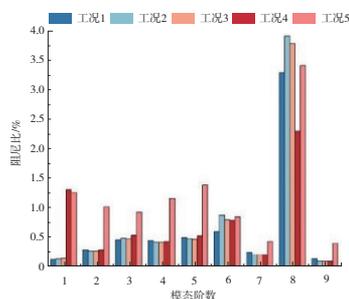


图 8 各试验工况阻尼比对比图

4 结语

本文以有限元计算结果为参考,探究橡胶堆支撑方式、钢轨刚性支撑方式以及 3 种不同部位的悬挂方式对模态试验结果的影响,得出以下结论:在轮对模态试验过程中,试验对象的约束方式应避免刚性约束,采用橡胶堆弹性约束与悬挂约束试验结果相差较小;可以根据试验条件进行选取,且在轮缘位置、车轴端部位置进行激励可以有效激发所需要的模态频率及其振型。

参考文献:

[1] 杨子楠,林森. 新时代下发展智能铁路的重要意义[J]. 理论学习与探索,2019(1):58-61.

[2] 卢春房. 中国高铁技术发展展望:更快、智能、绿色[J]. 科技导报,2018,36(6):1.

[3] ZHONGS Q, JIN X S. Effect of the first two wheelset bending modes on wheel-rail contact behavior [J]. Journal of Zhejiang University Science A, 2014, 15: 984-1001.

[4] 曹妍妍,赵登峰. 有限元模态分析理论及其应用[J]. 机械工程与自动化,2007(1):73-74.

[5] JIN X C. Experimental and numerical modal analyses of high-speed train wheelsets [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2016, 230(3):643-661.

[6] CHAAR N, BERG M. Experimental and numerical modal analyses of a loco wheelset [J]. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2004, 41(Suppl.1):598-606.

[7] 赵长龙, 窦晓亮. 轨道车辆轮对模态试验仿真验证分析[J]. 交通技术, 2020(3):150-158.

[8] 江伟文. 基于模态分析的列车轮对结构优化研究[D]. 南昌:华东交通大学,2018.

(下转第 284 页)

文献[4]方法的控制效果虽然得到了优化,但仍然存在波动,控制效果不理想。

通过以上受力均衡性控制测试可知,所提方法具有良好的控制效果,因为所提方法在动力学模型的基础上对升船机展开整体动力学分析,以此获取升船机各子系统之间的耦合关系,通过设计三闭环控制器,实现升船机受力均衡的控制,具有良好的控制效果。

3 结语

由于制造误差等因素的影响,钢丝绳卷扬提升式垂直升船机的受力出现不均衡的现象,导致承船厢出现微量纵倾。为了提高升船机系统的稳定性,提出钢丝绳卷扬提升式垂直升船机受力均衡性控制技术。所提方法在升船机系统动力学模型的基础上对系统展开耦合分析,以此为依据,设计三闭环控制器,通过转矩环控制器、速度环控制器和位置环控制器对钢丝绳卷扬提升式垂直升船机展开受力均衡控制。实验结果表明,所提方法提高了升船机系统整体的稳定性和均衡性,可有效保证钢丝绳卷扬提升式垂直升船机的稳定性。

参考文献:

- [1] 蒙文巩,王笑语,佟明,等. 基于船舶运动数据分析的预报方法[J]. 船舶工程,2021,43(增刊2):106-108,116.
- [2] 汤伟毕,李然,韩伟,等. 三峡升船机平衡重滑轮结构拓扑优化设计[J]. 水力发电,2021,47(1):99-102.
- [3] 桂远乾,曹阳,唐勇. 大型垂直升船机智能传动控制体系关键技术及应用[J]. 人民长江,2022,53(2):105-110.
- [4] 李红章. 船舶动力机械钢丝绳减振控制研究[J]. 舰船科学技术,2021,43(14):28-30.
- [5] 赵亚萍,党梦帆,冯建军,等. 自由液面及水体重力对

贯流水轮机叶片应力应变的影响[J]. 农业工程学报,2022,38(6):52-60.

- [6] 刘进,王志伟,沈琪,等. 加肋透声窗水动力自噪声的数值/解析混合计算方法研究[J]. 船舶力学,2022,26(2):282-290.
- [7] 丁恩宝,常晟铭,孙聪,等. 斜流角对半浸桨叶剖面入水的水动力特性分析[J]. 哈尔滨工程大学学报,2022,43(4):472-480.
- [8] 殷虎,徐越,何震. 基于自抗扰控制技术的某舰船机械装置液压系统改进研究[J]. 机床与液压,2021,49(20):59-63.
- [9] 郑天平,王内,毋迪,等. 船用舵机两种液压驱动方式振动噪声对比试验[J]. 液压与气动,2021,45(6):63-68.
- [10] 张博,肖宝玉. 基于 LTCC 工艺的低通滤波器设计与实现[J]. 电子器件,2021,44(2):278-281.
- [11] 苏秀健,吴国强,周文雅,等. 基于 L_1 输出反馈自适应方法的火箭姿态控制[J]. 计算机仿真,2021,38(12):33-38.
- [12] 许文波,焦玮玮,潘龙. 基于极点配置的 PMSM 电流环 PI 控制器设计[J]. 航天控制,2021,39(1):74-80.
- [13] 苏锦智,张继鹏,安群涛. 基于频率自适应复矢量 PI 控制器的 PMSM 电流谐波抑制策略[J]. 电机与控制应用,2021,48(12):30-36.
- [14] 万军,贾宇明. 基于现场可编程模拟阵列的 PI 控制器的直流伺服系统研究[J]. 机床与液压,2021,49(2):124-127.
- [15] 许文波,魏泽宇,孔伟,等. PMSM 伺服系统线性自抗扰控制器的参数整定[J]. 控制理论与应用,2022,39(1):165-178.

收稿日期:2023-05-26

(上接第 269 页)

- [9] KORTIŠ J, DANIEL L', ŠKARUPA M, et al. Experimental modal test of the laboratory model of steel truss structure [J]. Civil and Environmental Engineering,2016,12(2):116-121.
- [10] 田晶,路闯,艾延廷,等. 边界条件模拟方法对模态分析影响的研究[J]. 科学技术与工程,2013,13(34):10417-10420.
- [11] 李光胜,徐传燕,陈美宏,等. 不同支撑条件对钢板模态分析结果的影响[J]. 农业装备与车辆工程,2022,60(12):12-16.

[12] 秦杰,周福庚. 不同约束条件下的变速器箱体振动模态试验分析[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版),2009,32(S1):142-145.

- [13] 苏宏杰,崔红梅,李飞宇. 气吹式深松铲自由模态试验与分析[J]. 农机化研究,2021,43(5):212-216,262.
- [14] 孙鑫晖,郝木明,王淮维. PolyMAX 模态参数识别算法的快速实现[J]. 振动与冲击,2011,30(10):6-8,18.

收稿日期:2023-06-07