

旋转轴系径向非接触磁力激振技术研究*

周凌波^{1,2}, 段勇^{1,2}, 孙玉东^{1,2}, 魏强^{1,3}

(1. 中国船舶科学研究中心船舶振动噪声重点实验室 无锡, 214082)

(2. 深海技术科学太湖实验室 无锡, 214082)

(3. 中国舰船研究设计中心 武汉, 430064)

摘要 针对旋转轴系振动试验中需要对转轴进行径向非接触动态线性激振的实际需求,开展了径向非接触式磁力激振器的设计研制及性能试验。首先,采用磁路解析法推导线性化后的径向磁力计算方法;其次,开展了激振器结构和绕组参数的设计,加工出激振器实物并设计了测力结构对其频域作动性能进行全面测试;最后,将激振器用于轴系台架激振试验,提出了一种非接触作动力的换算方法,并将激振结果与力锤激振方式进行了对比,同时研究了激励信号大小以及转速对激振效果的影响。试验结果表明,研制的激振器性能良好,实现了设计目标,试验结果与理论计算结果以及力锤激振结果的误差在合理范围内,验证了该方法的适用性和准确性。

关键词 非接触;旋转轴系;径向激振;磁力激振;作动特性

中图分类号 TH133.3; TM574

引言

在旋转轴系振动试验中,经常需要在特定位置处对旋转状态下的转轴加载径向动态激振力,以获得所需研究的振动传递特性及振动响应特性^[1]。

目前,对转轴加载径向动态激振力的常见方式有 2 种:①通过附加动-静连接结构,采用电动式激振机进行接触激振,该方式会引入接触刚度、附加质量以及摩擦,且需要改动原轴系的部分结构,造成测得的动态特性与原系统具有一定的差异;②采用力锤敲击激振,该方式只能在低转速下进行,激振信号类型单一,且对操作人员的技能要求较高,并存在人员安全风险和结构损伤风险。相比之下,非接触的激振方式具有可以避免接触摩擦、附加质量等因素对原系统影响,激励信号类型丰富,适用于高转速工况等优点,但由于具有一定的研发和调试技术难度,所以研究相对较少。

非接触式激振通常采用磁力激振的形式,应用电磁场原理,控制导线绕组中的电流产生磁场,通过对铁磁体的磁化作用使转子和定子之间产生静态或动态的作用力。文献[2-3]设计了一种 U 型径向电磁静力加载装置,用于在高速电主轴的可靠性加载试验中模拟径向恒定载荷,该装置只能实现垂向单

向静力的开环加载,且加载力与控制电流非线性。文献[4-5]设计了一种 E 型径向电磁静力加载装置,用于水润滑轴承性能试验中施加载荷,设计了闭环控制系统实现电磁加载力的实时调节,但该装置同样只能实现单向静力加载,且加载力与控制电流非线性。文献[6]设计了一种 X 型径向电磁动态加载装置,用于高速机床主轴系统旋转工况下的动态刚度及固有频率测试,采用差动控制模式实现电磁力与电流关系的线性化,但该装置仅具备单方向激振功能。文献[7-8]设计了电磁轴承形式的径向磁力动态激振装置,分别用于水润滑轴承刚度测试和核主泵水润滑轴承可靠性强化试验,具备垂向和水平双向的动态激振功能,但仅测试了其部分时域激振特性。

笔者针对旋转轴系振动试验中需要在转轴上进行垂向和水平双向非接触动态线性激振的实际需求,设计研制了一种径向非接触磁力激振器,在阻抗测试平台上对其开展全面的作动性能测试,并将其应用于推进轴系台架的激振试验。研究了其频域激振特性,并验证了计算方法、设计方法及试验方法的适用性和准确性,助力旋转轴系振动试验技术的进步和发展。

* 船舶振动噪声重点实验室基金资助项目(JCKY2020207CI03)

收稿日期:2023-01-06;修回日期:2023-02-09

1 径向磁力激振原理及计算方法

1.1 径向磁力激振原理

非接触式磁力激振涉及高斯定律、磁通连续性定律、法拉第定律、安培环路定律等电磁场理论。径向磁力差动控制激振系统如图1所示,主要包括信号发生器、功率放大器、电流加法器、电流减法器、铁芯和绕组等模块。工作时,信号发生器发出激振控制信号,通过功率放大器调制放大后向缠绕在磁极铁芯上的绕组输出激励电流,磁极铁芯被磁化后产生动态磁场并在气隙中产生动态磁通量,进而对转轴产生动态磁力作用力,从而实现对转轴的径向非接触激振。

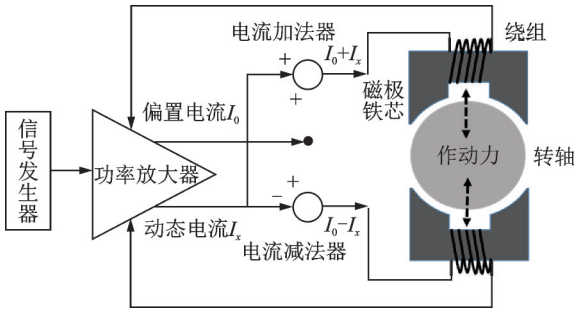


图1 径向磁力差动控制激振系统

Fig.1 Radial magnetic force differential control excitation system

1.2 径向磁力计算方法

径向激振磁力的计算通常采用磁路解析法或有限元法。由于磁路解析法计算效率高^[9],且对形状较为规则的研究对象具有较好的工程计算精度,因此笔者在设计阶段采用磁路解析法计算磁场和磁力。

1.2.1 磁感应强度计算

假定磁通量全部在磁路中流动,磁路中的磁场沿铁芯和气隙都是均匀的,铁芯截面积沿整个回路为常数且等于气隙横截面积。由于铁芯和气隙中的磁感应强度相等,因此磁感应强度的表达式为

$$B = \frac{\mu_0 NI}{(l_f/\mu_r + 2s)} \quad (1)$$

其中: B 为磁感应强度; μ_0 为空气磁导率; N 为绕组匝数; I 为绕组电流; l_f 为铁芯磁路长度; μ_r 为铁芯磁导率; s 为径向气隙。

1.2.2 径向磁力计算

假定磁路中的气隙磁场分布均匀,根据场能理

论和虚位移原理,同时考虑磁极的圆周分布,可得径向磁力合力为

$$F = \frac{B^2 A \cos \frac{\alpha}{2}}{\mu_0} = \mu_0 A \left[\frac{NI}{(l_f/\mu_r + 2s)} \right]^2 \cos \frac{\alpha}{2} \quad (2)$$

其中: F 为磁力合力; A 为磁极面积; α 为磁极间夹角。

1.2.3 径向磁力与电流关系的线性化

式(2)中的磁力合力与电流的二次方成正比,属于非线性关系,不利于实际应用中的操作和控制。为了实现动态磁力合力与动态电流关系的线性化,每一组对称布置的磁极绕组采用差动模式进行电流控制,如图1所示,一组磁极的绕组电流 I 由偏置电流 I_0 与动态电流 I_x 的和 $I_0 + I_x$ 组成,而另一组则是由两者的差值 $I_0 - I_x$ 组成。

由式(2)得到采用差动模式控制后的垂向或水平磁力合力 F 为

$$F = \mu_0 N^2 A \left\{ \frac{(I_0 + I_x)^2}{[l_f/\mu_r + 2(s_0 - x)]^2} - \frac{(I_0 - I_x)^2}{[l_f/\mu_r + 2(s_0 + x)]^2} \right\} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (3)$$

其中: s_0 为径向安装气隙; x 为径向动态气隙。

当 $l_f \ll \mu_r$ 且 $x \ll s_0$ 时,式(3)可写成动态磁力与动态电流成线性关系的形式

$$F = (\mu_0 N^2 A I_0 \cos \frac{\alpha}{2} / s_0^2) I_x \quad (4)$$

2 径向磁力激振器设计

2.1 结构参数设计

根据实际需求,该径向磁力激振器的牵引性设计目标为能够对100 mm以下直径的转轴进行径向非接触激振,激励频段不低于10~200 Hz,线性作用力幅值不小于200 N,激励方向为垂向和水平双向。

设计转轴套上硅钢套(通过改变硅钢套的厚度可适应不同直径的转轴)后的公称外径为100 mm,则径向磁力激振器的公称内径取为100 mm。为降低磁极间的耦合效应,激振器采用多极布置形式,磁极采用N-N-S-S的排列形式。为使磁极出力分布均匀,同时考虑加工和安装性,综合权衡后,磁极数量采用16极,磁极间夹角 α 为22.5°。图2为激振器机械结构设计参数示意图。

开展具体设计时依据磁路解析法的理论公式并结合经验系数求取或预设各个设计参数,以乘以放

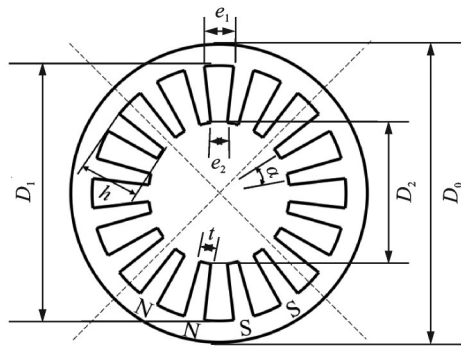


图 2 激振器机械结构设计参数示意图
Fig.2 Sketch of mechanical structure design parameters

大系数后的作动力为目标条件进行设计迭代,最终求解得到结构参数、绕组参数和作动力等参数。径向磁力激振器设计参数如表 1 所示。

表 1 径向磁力激振器设计参数
Tab.1 Design parameters of radial magnetic exciter
mm

序号	物理量	符号	数值
1	磁轭公称外径	D_0	204
2	磁轭内径	D_1	180
3	磁极公称内径	D_2	100
4	磁极间距(根部)	e_1	11.6
5	磁极间距(头部)	e_2	20.88
6	磁极高度	h	40
7	磁极宽度	t	8
8	磁极厚度	b	65
9	额定安装气隙	s_0	0.5

2.2 导线绕组参数设计

磁极铁芯采用硅钢叠片材料,为了避免磁极铁芯产生磁饱和并充分利用其磁化曲线的线性段,设计静态偏置电流对应的偏置磁感应强度为饱和磁感应强度的 50%,则偏置电流 I_0 为 3 A,动态电流幅值 I_r 为 3 A,绕组导线最大使用电流为 6 A,绕组匝数 N 为 56。

考虑绕线空间,单个磁极采用 14 排×4 圈的绕线方案,绕组在磁极上的覆盖高度为 22.4 mm,占用磁极槽内的宽度为 12.8 mm,小于磁极间距 15.68 mm,满足相邻磁极槽内空间布置的要求。

导线绕组中的电流由功率放大器驱动发生,对于功率放大器,要求总输出电流不低于 6 A。其中:偏置电路中的电流设计为 3 A;动态电路中的电流设计为 0~3 A 连续可调。

2.3 径向磁力设计值

由式(4)可见,非接触动态力的类型与输入动态

电流的类型直接相关。因此,激振器所能作用的激振力类型与常见的电动式激振机一致,可以为随机振动激励、稳态正弦激励、瞬态脉冲激励等信号发生器能够产生的激励类型。在额定气隙的安装条件下,代入表 1 中的设计参数值,计算得到垂向或水平向动态输出磁力的最大幅值设计值为

$$F_{\max}=4\mu_0N^2A(\cos\frac{3\alpha}{2}+\cos\frac{\alpha}{2})\frac{I_0I_r}{s^2}\approx534.8\quad(5)$$

3 磁力激振器作动特性测试

根据设计方案加工制作出非接触式径向磁力激振器研制实物如图 3 所示。将激振器安装在笔者单位船舶振动噪声重点实验室的高频阻抗试验平台上,对其作动特性进行测试。设计制作了如图 4 所示的径向磁力激振器作动特性测试装置。在激振模拟轴的同时,测出激振器的输出作动反力,装置左右两侧各布置 1 组压电型动态力传感器测量组件,通过电荷加法器将两路测量信号进行复数相加。

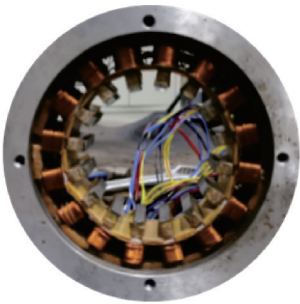


图 3 径向磁力激振器研制实物
Fig.3 Real object of radial magnetic exciter

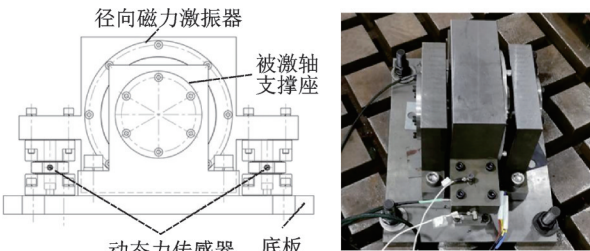


图 4 径向磁力激振器作动特性测试装置
Fig.4 Test device for actuating characteristics of radial magnetic exciter

试验中使用的主要仪器包括:BK 3660C 数采机箱、BK 6050 信号发生卡、KISTLER 9067 三分量动态力传感器、KISTLER 5407 信号加法器、KISTLER 5417 信号分解器、KISTLER 5165 电荷放大器、PCB 086D20 力锤、屏蔽线缆。

试验内容包括:①采用力锤来测试试验装置垂

向和水平向的固有频率;②采用力锤在激振装置内圈磁极位置进行垂向和水平向敲击,测试非接触力作用位置到力传感器位置之间的动态力传递特性;③测试功率放大器的动态电流输出特性,包括幅值线性度、幅频特性;④测试径向磁力激振器动态输出力的作动特性,包括幅值线性度、幅频特性。

3.1 固有频率及力传递特性

测得装置的垂向和水平向一阶固有频率分别为 872.1 Hz 和 552.1 Hz。激振装置垂向和水平力传递特性如图 5 所示。10~200 Hz 力传递幅值的垂向直线度为 3.35%,相移 4.03°,水平方向直线度为 5.25%,相移 4.37°,可见,组建的动态力测试系统的幅频特性和相频特性表现较好。

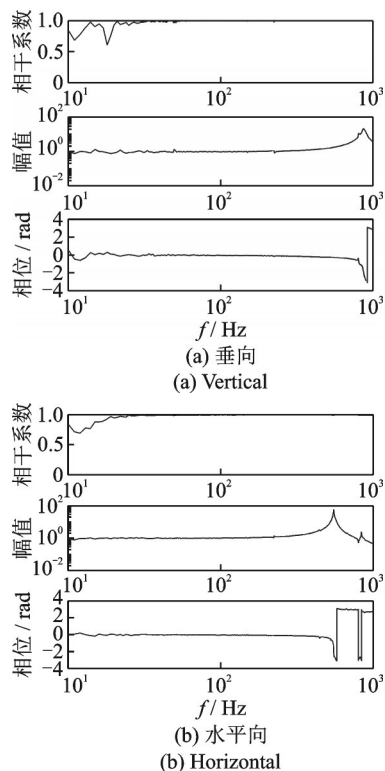


图5 激振装置垂向和水平力传递特性

Fig.5 Vertical and horizontal force transmission characteristics of the excitation device

3.2 功率放大器的动态输出特性

测量 100 Hz 定频激励时,功率放大器输出电流幅值线性度如图 6 所示,其线性度 $\leq 0.5\%$,表现较好。电流系数设计值为 1.2,实测值为 1.179,相差 -1.75% ;设计偏置电流为 3 A,实测偏置电流为 2.985 A,相差 -0.5% 。可见,实测值与设计值吻合度较高。

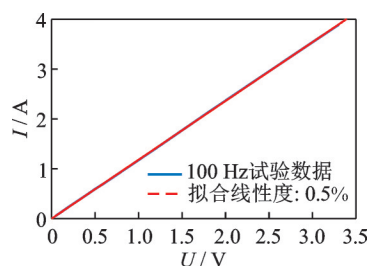


图6 功率放大器输出电流幅值线性度

Fig.6 Amplitude linearity of power amplifier output current

采用均方根值(root mean square,简称 RMS)对动态电压和动态力的大小进行评价,动态电压和动态力对应的符号分别记为 U_{rms} 和 F_{rms} 。输入随机振动信号电压 0.2~1.2 V,功率放大器输出电流幅频特性如图 7 所示。可见,在 10~200 Hz 频带内的幅频一致性较好,线性度均 $\leq 0.5\%$,性能较好。

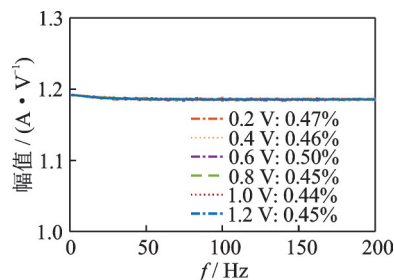


图7 功率放大器输出电流幅频特性

Fig.7 Amplitude frequency characteristics of power amplifier output current

3.3 动态输出力的作动特性

测量 100 Hz 定频激励时,动态输出力的幅值与输入信号电压的关系并与计入功放损耗后的理论计算值对比。图 8 为作动力随电压变化关系。在 0~3.3 V 电压范围内,输出动态力的线性度为 18.44%,线性度较差,对其进行多项式拟合。可见,在较低电压和较高电压区近似呈现 2 次方关系,但在 0.2~1.2 V 电压区间呈高度线性关系,因而在使用时应优先选用该线性关系区间。

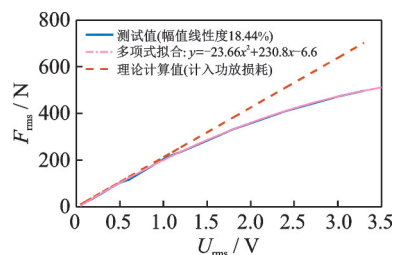


图8 作动力随电压变化关系

Fig.8 Relation between actuating force and voltage

在 10,100,160 和 200 Hz 定频激励时,分别比较动态输出力与信号电压测试值、理论值在线性关系区的特性。图 9 为作动力与线性区信号电压的关系。可见,在线性关系区其幅值线性度 $\leq 3.60\%$,线性度较好,且与计入功放损耗后的理论曲线一致性较高,实测最大输出作动力可达 249.7 N。

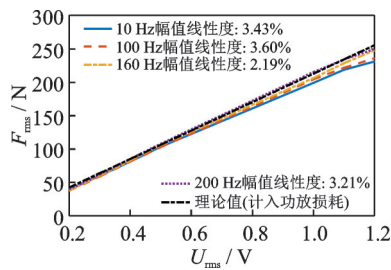


图 9 作动力与线性区信号电压的关系
Fig.9 Relation between actuating force and signal voltage in the linear area

将实测值与计入功放损耗后的理论计算值对比,线性电压关系区作动力实测值与设计值误差如图 10 所示,两者最大相差 11.67%,最小相差 3.21%。理论计算与实测的误差是由气隙加工和装配误差、实际材料的非线性磁导率、漏磁、磁滞损耗、涡流损耗等效应以及测试系统误差等因素综合导致。

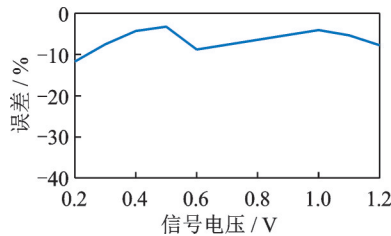


图 10 线性电压关系区作动力实测值与设计值误差
Fig.10 Error between the measured and design value of actuating force in the linear relation area

在线性关系区改变信号电压大小,动态输出力在线性电压关系区的幅频特性如图 11 所示。其在 10~200 Hz 频带内的幅值线性度 $\leq 9.47\%$,幅频性能较好。

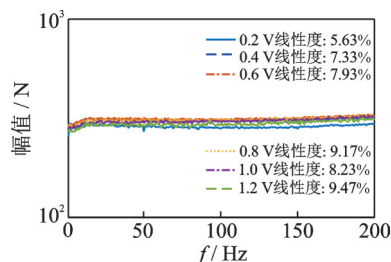


图 11 动态输出力在线性电压关系区的幅频特性
Fig.11 Amplitude frequency characteristics of dynamic output force in the linear relation area

4 轴系台架激振试验

船舶航行时,螺旋桨在不均匀伴流场中旋转会产生径向动态力载荷,通过推进轴系及支撑轴承激励尾部船体,引起结构的异常振动并形成水下噪声。将研制的径向非接触磁力激振器应用于轴系台架上开展试验,获得轴系旋转状态下螺旋桨径向激励等效位置到各支撑轴承的动态力传递率。径向非接触激励转轴力传递特性试验如图 12 所示。试验对象为笔者单位船舶振动噪声重点实验室建设的船舶推进轴系多功试验台架,全长为 8.2 m,以实船结构为原型设计建造而成,包含艉轴、推力轴、强制循环水润滑的滑动式尾轴承和中间轴承、米歇尔型滑动式油润滑推力轴承、模拟螺旋桨质量盘等结构,均安装在模拟船体双层底结构的整体平台上,驱动电机通过高弹性联轴器与推力轴进行连接。

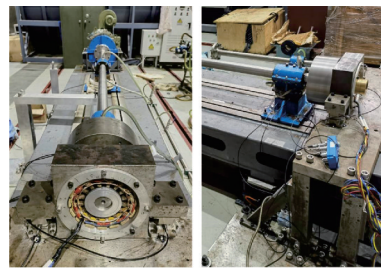


图 12 径向非接触激励转轴力传递特性试验
Fig.12 Experiment on force transmission characteristics of the rotating shaft under radial non-contact excitation

为了测试外激励到径向支撑轴承处的力传递率,尾轴承和中间轴承基座均预置了采用预紧方式安装的三分量压电宽频动态力传感器(型号分别为 KISTLER 9047 和 9077),选型的传感器与原基座的刚度匹配。

试验内容包括:①将径向非接触磁力激振器安装在与轴系台架分离的支架上,采用力锤在激振装置内圈磁极位置进行垂向和水平向敲击,测试非接触力作用位置到力传感器位置之间的动态力传递特性;②测试力锤激励等效螺旋桨位置处的转轴时,尾轴承、中间轴承垂向和水平向动态力传递率;③测试不同激励电压、不同转速下,采用径向磁力激振器对等效螺旋桨位置处的转轴施加宽带随机振动激励时,尾轴承、中间轴承垂向和水平向动态力传递率。

4.1 非接触激振力的换算

径向磁力激振器安装在与轴系台架分离的厚重

支架上,在等效螺旋桨位置处对转轴进行径向激振。不同安装环境下的激振器力传递特性如图13所示。由于支架通常都具有一定的动力学弹性,为获得真实的非接触激振力,需要对所测的动态力进行换算

$$F_z(f) = H_j(f) F_L(f) \quad (6)$$

其中: f 为频率; $F_z(f)$ 为作用于转子上的真实非接触激振力; $F_L(f)$ 为力传感器直接测得的动态力; $H_j(f)$ 为磁力激振器安装在支架上测得的磁极到力传感器位置之间的力传递率; $F_z(f)$, $F_L(f)$, $H_j(f)$ 均为随频率变化的复数。

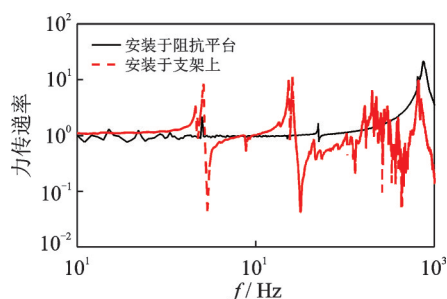


图13 不同安装环境下的激振器力传递特性

Fig.13 Force transmissibility of the exciter under different installation environments

200 r/min 转速工况下对转轴进行非接触激振,将直接测得未经换算的动态力、采用阻抗平台上所测力传递率数据进行换算、采用支架安装状态下所测力传递率数据进行换算而得到的尾轴承垂向传递特性结果,分别与力锤锤击转轴测试结果进行对比。图14为非接触激振力换算结果对比。可见,对非接触激振力进行换算是有必要的,若不进行换算会对试验结果产生较大影响。

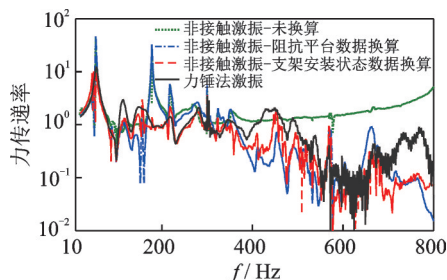


图14 非接触激振力换算结果对比(200 r/min)

Fig.14 Comparison of conversion results of non-contact excitation force (200 r/min)

4.2 非接触激振与力锤激振对比

对于该轴系台架,资深的专职试验人员采用力

锤对转轴进行激振,只能在300 r/min以下的转速工况实施效果较好的锤击激励,高于此转速进行锤击极易打滑或连击。因此,在200 r/min转速下,分别进行非接触磁力激振与力锤锤击激振,将尾轴承、中间轴承垂向和水平向力传递率的试验结果进行对比。由于转动时敲击力锤,受限于力锤自身的激励特性,垂向和水平激励下的相干性分别在500 Hz和400 Hz以内的频带上较好,因此统一在力锤激励相干性较好的频带内进行对比。图15为2种方式激振转轴的力传递率对比。可见,垂向和水平向非接触磁力激振方式与力锤敲击方式的一致性较高,激振器的工作性能较好。

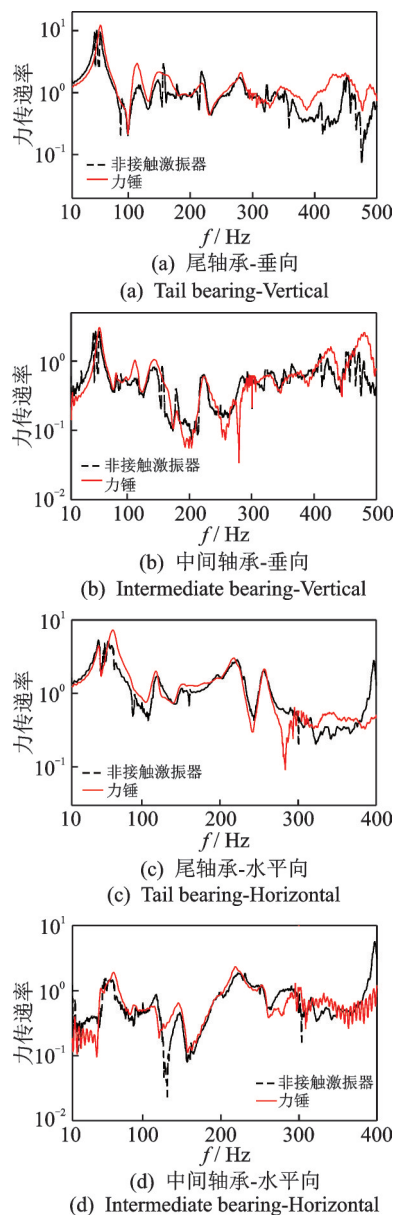


图15 2种方式激振转轴的力传递率对比(200 r/min)

Fig.15 Comparison of force transmissibility of two ways of exciting shaft (200 r/min)

4.3 激励信号电压对非接触激振的影响

在 200 r/min 转速下,测试非接触激振器工作得到的最优激振区间(即随机激励信号电压的均方根幅值为 0.2~1.2 V)时,激励信号电压大小对激振效果的影响。图 16 为激励电压对各轴承力传递率的影响。可见,各轴承力传递率的一致性较高,受激励信号电压变化的影响较小。

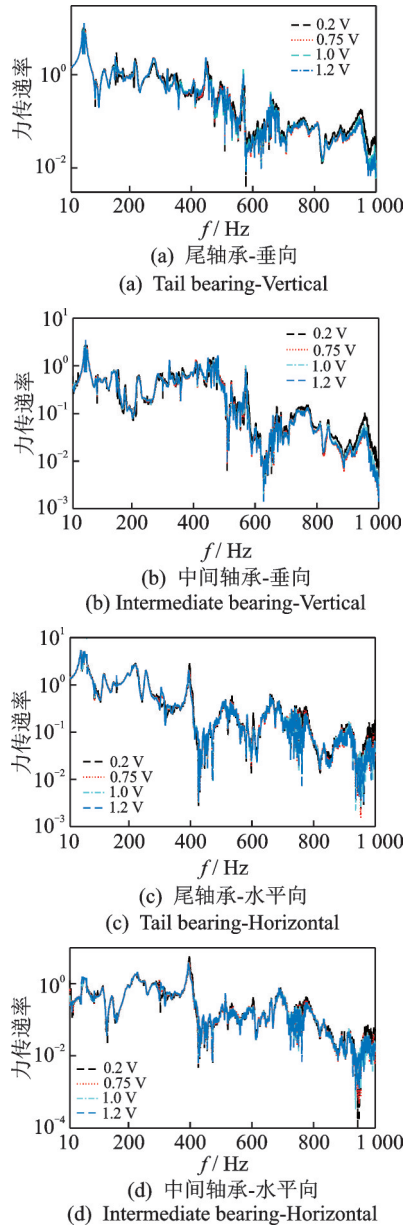


图 16 激励电压对各轴承力传递率的影响(200 r/min)
Fig.16 Influence of bearing force transmission rate on the change of excitation voltage (200 r/min)

4.4 不同转速下的激振效果

0~1 200 r/min 转速变化时,转速对各轴承力

传递率的影响如图 17 所示。可见,轴系在转动状态与静止状态相比,力传递率差异较大,尤其对于垂向激励的影响非常明显,说明轴系在静止(此时转轴与轴承之间未建立润滑膜)和转动(此时建立起润滑膜)状态下的动态传递特性有较大差异;当轴系转动起来后,200~1 200 r/min 各转速下的力传递特性差异较小,差异主要体现在低阶峰值频率处。

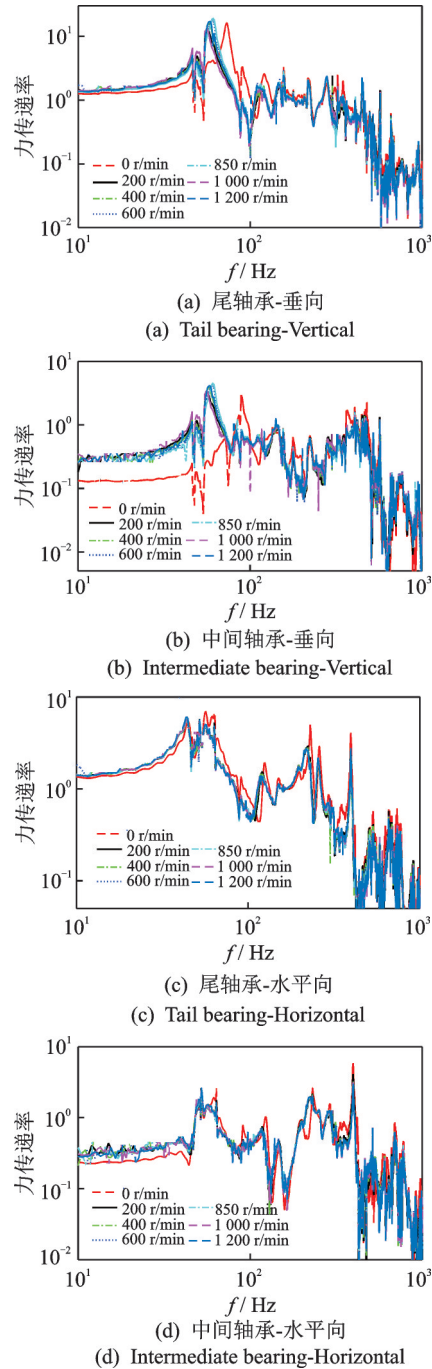


图 17 转速对各轴承力传递率的影响
Fig.17 Influence of bearing force transmission rate on the change of rotation speed

5 结 论

1) 研制的径向非接触式磁力激振器性能良好,输出作动力的实测值与理论值相差 $3.21\% \sim 11.67\%$,处于合理范围,验证了磁路解析计算方法和激振器设计方法的适用性和准确性。

2) 经试验测试,所研制激振器的输出作动力在 $0.2 \sim 1.2 V_{rms}$ 信号区间呈较优线性关系,使用时应优先选用该区间。在额定气隙的安装条件下,激振器在该线性区间工作时的实测最大输出作动力可达 $249.7 N$,实现了设计目标。

3) 安装激振器的支撑结构通常具有一定的动力学弹性,对非接触激振力的准确获取具有较大影响,此时需要进行换算。

4) 轴系台架试验表明,研制的激振器与力锤激振方式的传递特性试验结果一致性较高,进一步验证了该激振器的工作性能较为理想。在激励信号线性工作区,各轴承力传递率受激励信号电压改变的影响较小;轴系在静止和转动状态下的力传递率有较大差异,但当轴系转动起来后,各转速下的力传递率差异较小,差异主要体现在低阶峰值频率处。

5) 相比力锤激振,研制的非接触激振器适应于更高转速的激励工况,不仅能够拓宽有效激励频带,还不会对轴系产生附加影响。

参 考 文 献

- [1] 周凌波,段勇,孙玉东,等.水面船舶推进轴系回旋振动研究综述[J].中国造船,2017,58(3):233-244.
ZHOU Lingbo, DUAN Yong, SUN Yudong, et al. Review of whirling vibration of surface ship propulsion shafting system[J]. Shipbuilding of China, 2017, 58(3): 233-244. (in Chinese)
- [2] 邱荣华,刘宏昭.高速电主轴动态非接触电磁加载研究[J].振动、测试与诊断,2014,34(2):330-336.
QIU Ronghua, LIU Hongzhao. Non-contact dynamic electro-magnetic loading on high speed motorized spindle [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(2): 330-336. (in Chinese)
- [3] 康晓丽.电主轴非接触电磁加载分析及改进[D].西安:西安理工大学,2018.
- [4] 袁哲,王楠,王鹏,等.水润滑轴承非接触式电磁加载装置研究[J].中国测试,2020,46(6):95-100.
YUAN Zhe, WANG Nan, WANG Peng, et al. Re-

- search on non-contact electromagnetic loading device for water-lubricated bearing [J]. China Measurement & Testing Technology, 2020, 46(6): 95-100. (in Chinese)
- [5] 王楠,袁哲,江帆,等.水润滑轴承加载装置电磁力动态变化机理研究[J].振动、测试与诊断,2022,42(1):161-168.
WANG Nan, YUAN Zhe, JIANG Fan, et al. Dynamic variation mechanism of electromagnetic force for loading device of water-lubricated bearing [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2022, 42(1): 161-168. (in Chinese)
- [6] 宋文歌,万少可,沈家栋.高速主轴系统非接触式电磁加载装置设计[J].机械设计,2021,38(12):47-51.
SONG Wenge, WAN Shaoke, SHEN Jiadong. Design and experimental investigation of non-contact electro-magnetic loading device for high-speed spindle system [J]. Journal of Machine Design, 2021, 38(12): 47-51. (in Chinese)
- [7] 贾谦,欧阳武,张雪冰.水润滑轴承刚度测试中磁力加载激振技术研究[J].机械设计与制造,2014(11):99-105.
JIA Qian, OUYANG Wu, ZHANG Xuebing. A load excitation magnetic technology research for water-lubricated bearing stiffness test [J]. Machinery Design & Manufacture, 2014(11): 99-105. (in Chinese)
- [8] 欧阳武,张帆,王建磊,等.低黏润滑轴承可靠性强化试验中磁力加载研究[J].机械工程学报,2015,51(4):199-205.
OUYANG Wu, ZHANG Fan, WANG Jianlei, et al. Research on magnetic loading in reliability enhancement testing of low viscosity lubricated bearings [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(4): 199-205. (in Chinese)
- [9] 姚润晖,周瑾,关旭东,等.磁悬浮轴承系统联轴器不对中动态特性研究[J].振动、测试与诊断,2022,42(1):124-128.
YAO Runhui, ZHOU Jin, GUAN Xudong, et al. Effect of spiers in atmospheric boundary layer simulation [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2022, 42(1): 124-128. (in Chinese)



第一作者简介:周凌波,男,1990年2月生,博士、高级工程师。主要研究方向为船舶振动噪声计算、测试与控制、轴承载荷识别及转子动力学等。曾发表《船舶推进轴系动力学缩比模型设计》(《船舶力学》2021年第25卷第7期)等论文。

E-mail: zhoulb@cssrc.com.cn