

高速双联行星增速齿轮箱振动特性分析

黄红涛^{1,2} 史祎博^{1,3} 陈俊豪¹ 黄帅宗¹ 侯耐¹ 师陆冰¹

[1. 郑机所(郑州)传动科技有限公司, 郑州 450001]

[2. 吉林大学 机械与航空航天工程学院, 长春 130025]

[3. 中国机械总院集团郑州机械研究所有限公司, 郑州 450001]

摘要:【目的】针对高速涡轮起动机用双联行星增速齿轮箱在极端高速工况下振动特性研究匮乏、双联行星轮结构内部激励复杂、箱体振动贡献机制不明、动态响应峰值与共振规律不清等问题,以高速涡轮起动机转子强度测试试验中的双联行星增速齿轮箱为研究对象,分析其振动特性。【方法】首先,利用仿真软件建立了包含柔性箱体的传动系统刚柔耦合动力学模型;其次,对系统进行模态分析,获取了前15阶固有频率与振型,并通过坎贝尔图判定了工作转速下的共振风险;最后,分析了系统的动态传动误差、动态接触载荷及箱体表面振动加速度。【结果】研究结果表明,该增速箱在工作转速与最高转速下均能有效避开共振区;动态传动误差与动态接触载荷在输入轴转速12 000~13 500 r/min区间内出现峰值;箱体在Y方向的振动最为显著。通过振动测试试验验证了仿真模型的准确性,试验与仿真结果的相对误差小于5%,表明所建模型能够有效预测系统的振动行为,可为同类高速行星齿轮箱的动力学设计与优化提供依据与实践参考。

关键词: 行星齿轮传动; 振动特性; 刚柔耦合模型; 模态分析; 试验验证

中图分类号: TH132.4 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.05.006

0 引言

行星齿轮传动系统以其高功率密度、大传动比和紧凑结构等优势,在航空、风电、车辆等高速重载场合得到广泛应用^[1]。然而,其复杂的多构件耦合与时变啮合特性,使得系统在高速运行时易受内部激励与外部载荷的作用,引发强烈的振动与噪声,直接影响传动精度、疲劳寿命与运行可靠性^[2]。因此,对行星齿轮箱在高速工况下的动力学特性进行精准预测与分析,是进行减振降噪与可靠性设计的关键前提。

围绕行星齿轮系统的动力学研究,国内外学者已开展了大量工作。在建模与分析方法上,建立能够反映系统关键特征的动力学模型是研究的基础。传统纯刚性模型虽然计算高效,但难以准确预测箱体等支撑结构的振动响应。为此,王成龙等^[3]采用刚柔耦合建模思路,将齿轮轴系视为刚性体,同时引入柔性箱体,以更真实地反映系统动力学的耦合效

应;张俊等^[4]建立包含柔性齿圈的刚柔耦合模型,深入分析了系统的固有特性;胡士华等^[5]结合Ansys软件与Simpack软件,研究了齿轮激励通过轴承传递至柔性箱体的振动响应过程。模态分析与共振规避是确保系统安全运行的首要步骤。王慧斌等^[6]将谐响应分析应用于冲击式水轮机转轮这一特定结构,专注于预测其共振转速;宿博康等^[7]对汇流行星排进行了固有特性分析,并通过试验进行了验证。动态啮合性能是评估传动平稳性与承载能力的核心指标。汤兆平等^[8]以新能源汽车二级减速器为对象,重点考查了其在多工况下的动态特性;齐娜等^[9]针对双离合精密行星齿轮减速器,研究了其力学性能;鲁文佳等^[10]则专门研究了传递误差这一参数对行星齿轮整体动态特性的影响规律。Romax软件作为机械传动系统分析与仿真的重要工具,在变速器等传动部件的性能研究与优化设计中得到了广泛应用。朱新龙等^[11]以减速箱箱体为研究对象,借助Romax软件开

收稿日期: 2025-12-17

基金项目: 河南省重点研发专项(261111223100,261111222200)

作者简介: 黄红涛,男,1979年生,河南漯河人,正高级工程师;主要研究方向为高可靠长寿命精密齿轮传动技术; zimehht@163.com。

师陆冰(通信作者),男,1991年生,河南许昌人,博士,高级工程师;主要研究方向为齿轮传动; shilubing91@163.com。

引用格式: 黄红涛,史祎博,陈俊豪,等.高速双联行星增速齿轮箱振动特性分析[J].机械传动,2026,50(5):53-62.

HUANG Hongtao, SHI Yibo, CHEN Junhao, et al. Vibration characteristic analysis of a high-speed dual-planetary speed-increasing gearbox[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(5): 53-62.



免费获取

展有限元模态分析,为明确箱体动态特性、规避共振风险提供了关键分析依据;王光良等^[12]针对某6挡手动变速器,基于Romax软件完成了静力学与动态特性的系统分析;齐娜^{[13]31-34}针对精密行星齿轮减速器的双离合结构,利用Romax软件对其力学性能进行了深入剖析;朱新龙^[14]针对NGW31型行星齿轮减速器,通过Romax软件开展仿真分析并提出优化方案,直接服务于该类型减速器的性能改进。尽管现有研究取得了显著进展,但针对高速涡轮起动机等特殊装备中使用的双联行星增速齿轮箱在极端高速工况下的振动特性研究仍相对缺乏。此类齿轮箱不仅转速极高,且其双联行星轮结构使得内部激励更为复杂,对箱体振动的贡献机制尚不明晰。多数研究侧重于稳态工况或中低速传动,对高速变工况下系统动态响应的峰值规律、共振风险以及箱体各向振动差异的深入分析不足。

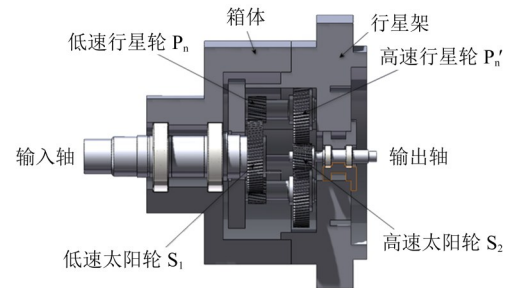
鉴于此,本文以某高速涡轮起动机转子强度测试试验台中的双联行星增速齿轮箱为研究对象,系统分析了其高速运行时的振动特性。首先,建立包含柔性箱体的传动系统刚柔耦合动力学模型;进而,通过模态分析与坎贝尔图判定系统在工作转速区间的共振风险,重点分析不同转速下系统的动态传动误差、动态接触载荷及箱体表面振动加速度的响应规律,揭示其动态特性峰值与分布特征;最后,通过振动测试试验验证了仿真模型的准确性,以期为同类高速行星齿轮箱的动态设计、振动控制与性能优化提供依据与方法参考。

1 齿轮系统结构组成及参数

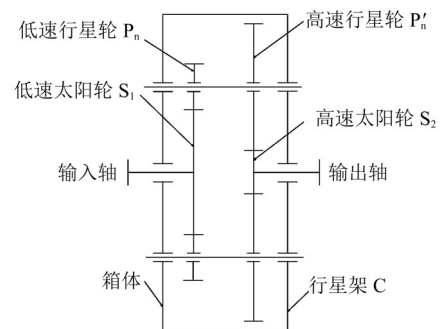
双联行星增速齿轮箱传动系统结构如图1所示。该系统由输入轴、输出轴、两级太阳轮、行星架、箱体以及3个双联行星轮组成。其中,低速太阳轮通过花键连接在输入轴上,高速太阳轮通过花键连接在输出轴上,行星架与箱体固连在一起。整个系统的动力传动由输入轴上的低速太阳轮 S_1 输入,经双联行星轮 P_n 与 P'_n 传递,最后由输出轴上的高速太阳轮 S_2 输出。

输入轴、输出轴与行星轮轴的材料均为45#钢,输入轴通过FAG B7008-C-T-P4S型角接触球轴承与箱体连接,行星轮轴通过轴承B7003-C-T-P4S与主行星架连接,输出轴通过轴承B71900-C-T-P4S与试验轴承座连接。轮系所有齿轮材料均为42CrMo,热处理方式为调质后表面渗氮,芯部硬度为300 HB,表面硬度为650 HV,屈服强度为930 MPa,抗拉强度为1 080 MPa。行星齿轮增速器基本参数如表1所示。

表1中,两级齿轮参数——齿数、螺旋角、齿宽较为接近但不完全相同。此设计是基于整体传动比要求、两级载荷分配均衡性、齿轮弯曲/接触强度匹配以及通过螺旋角微调以抵消部分轴向力等因素综合优化的结果。虽参数接近,但细微差异对系统动力学特性有重要影响。



(a) 行星增速齿轮箱



(b) 行星传动系统结构简图

图1 双联行星增速齿轮箱传动系统

Fig. 1 Dual-planetary speed-increasing gearbox transmission system

表1 行星齿轮增速器基本参数

Tab. 1 Basic parameters of the planetary gear speed increaser

| 参数 | 低速级 | | 高速级 | |
|---------|---------|---------|---------|----------|
| | 太阳轮 | 行星轮 | 太阳轮 | 行星轮 |
| 齿数 | 67 | 22 | 23 | 68 |
| 模数/mm | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 压力角/(°) | 20 | 20 | 20 | 20 |
| 螺旋角/(°) | 10 | 10 | 8 | 8 |
| 齿宽/mm | 15 | 17 | 18 | 15 |
| 变位系数 | 0.412 7 | 0.451 5 | 0.288 6 | -0.235 5 |

2 基于Romax软件的刚柔耦合动力学模型的搭建

2.1 传动系统刚性模型

首先,利用Romax软件建立增速齿轮箱传动系统模型。依次建立低速齿轮组、高速齿轮组、输入轴、行星轮轴、输出轴等部件,依据轴承型号在软件自带的轴承库中选择所需要的轴承,在Romax Designer软件中对行星增速齿轮箱传动系统各部件进行三维组装,定义各个轴在软件中的相对位置及各

齿轮轴承在轴上的相对位置, 在保证轴相对位置的同时也要考虑到齿轮的正常啮合。所建立的增速器传动系统刚性模型如图2所示。

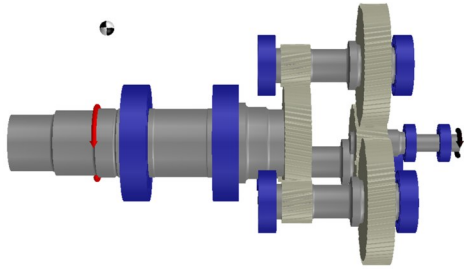


图2 增速器传动系统刚性模型

Fig. 2 Rigid model of the speed increaser transmission system

2.2 箱体有限元模型

增速器箱体实际结构较为复杂, 表面分布有多种螺栓连接孔、放油孔以及各类圆角、倒角等细小特征。这些结构对计算精度影响较小, 但在网格划分时往往需要设置较小的单元尺寸, 容易在局部产生大量单元, 不仅增加计算量, 还可能引起计算不收敛。为此, 对模型进行如下简化处理: ① 省略所有过渡圆角、倒角、进出油口及地脚螺栓孔; ② 视箱体为理想焊接状态(应确保焊接质量, 使焊缝强度接近母材强度); ③ 将箱体与主行星架、行星架盖板、高速轴承座视为整体结构, 忽略实际装配中的螺栓连接孔。

将简化后的箱体模型导入 Romax Designer 软件环境中并进行网格划分。考虑到增速器箱体结构复杂, 包含凸台、轴承座及连接法兰等不规则特征, 在网格单元类型的选择上, 采用了修正的二次四面体单元(C3D10M)。该单元类型对复杂曲面具有良好的拟合能力, 计算精度高, 并能有效避免因网格畸变导致的计算不收敛问题, 非常适用于箱体这类刚性支撑结构的有限元分析。

为了在保证计算精度的同时兼顾求解效率, 进行了网格无关性分析。通过对比网格尺寸分别为 10 mm、8 mm、6 mm 和 5 mm 时箱体的前6阶固有频率, 评估计算结果的稳定性。不同网格尺寸下固有频率的变化率如表2所示。由表2可知, 当网格尺寸从 10 mm 细化至 6 mm 时, 前6阶固有频率的最大变化率由 1.98% 降至 0.69%; 而当网格尺寸从 6 mm 进一步细化至 5 mm 时, 最大变化率仅为 0.19%, 远低于 3% 的收敛判定阈值, 说明此时计算结果已趋于稳定。综合考虑计算精度与资源消耗, 最终选取全局网格尺寸为 6 mm 进行离散。

在网格划分过程中, 对轴承座、连接法兰等关

键承载区域进行了局部细化, 以提升关键部位的求解精度。最终生成的箱体有限元模型共包含节点数 249 941 个、单元数 168 559 个, 网格质量良好(单元翘曲度<0.1, 雅可比行列式>0.7), 满足刚柔耦合动力学分析的精度要求。完成网格划分的箱体有限元模型如图3(a)所示。随后, 在 Romax 软件中对该有限元箱体进行定位与模型缩聚, 建立包含柔性箱体的增速齿轮箱刚柔耦合模型, 如图3(b)所示。此外, 为便于分析箱体关键位置的振动响应, 在箱体上设置了若干附加节点, 作为虚拟传感器以采集振动响应信息。其具体位置如表3所示。

表2 不同网格尺寸下固有频率的变化率

Tab. 2 Rate of change of natural frequencies under different mesh sizes

| 网格尺寸/mm | 节点数 | 单元数 | 1阶/Hz | 3阶/Hz | 6阶/Hz | 最大变化率/% |
|---------|---------|---------|-------|-------|-------|---------|
| 10 | 69 164 | 43 429 | 502 | 2 215 | 5 108 | — |
| 8 | 115 687 | 75 225 | 510 | 2 258 | 5 176 | 1.98 |
| 6 | 249 941 | 168 559 | 517 | 2 284 | 5 209 | 0.69 |
| 5 | 435 674 | 298 697 | 518 | 2 287 | 5 212 | 0.19 |

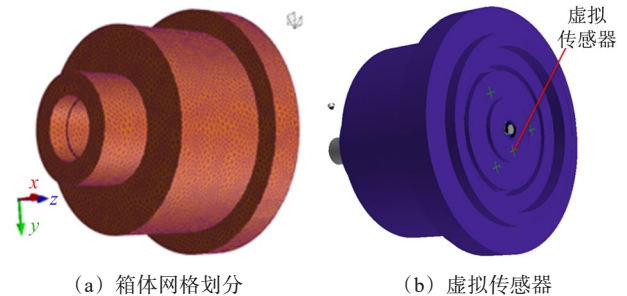


图3 箱体有限元模型

Fig. 3 Finite element model of the gearbox housing

表3 虚拟传感器位置

Tab. 3 Positions of virtual sensors

| 节点 | 位置 |
|----|-------------|
| 1 | 输入端靠近低速太阳轮 |
| 2 | 输出端靠近高速太阳轮 |
| 3 | 输出端靠近高速行星轮1 |
| 4 | 输出端靠近高速行星轮2 |
| 5 | 输出端靠近高速行星轮3 |

2.3 运行工况和载荷谱

对行星增速齿轮箱进行动力学分析的前提是要有功率载荷, 在输入轴上添加输入功率载荷点, 在输出轴上添加输出功率载荷点。本文选取齿轮箱运行过程中时间占比最高的工作转速工况与最易产生振动的最高转速工况来做仿真分析, 这两种工况的电动机输入参数如表4所示。

表4 不同工况下电动机参数

Tab. 4 Motor parameters under different conditions

| 工况 | 输出轮转速/(r/min) | 电动机转速/(r/min) | 电动机功率/kW | 电动机转矩/(N·m) |
|---------|---------------|---------------|----------|-------------|
| 1(工作转速) | 100 000 | 2 360 | 7.56 | 6.5 |
| 2(最高转速) | 148 500 | 3 500 | 13.65 | 7.9 |

3 传动系统动力学分析

3.1 模态分析

3.1.1 模态分析理论

模态分析的核心目的是识别结构的动态特性,以避免其在内部或外部激励作用下发生共振而导致整体失效。为预防减速器箱体产生共振,可借助模态分析获取行星架的固有频率与振型。通过分析固有频率,能够判断结构在哪些频率范围内易发生变形或共振^{[9]86}。根据机械振动理论,多自由度系统的振动微分方程^{[13]31-32}可表示为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中, M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; \ddot{x} 、 \dot{x} 、 x 分别为系统的加速度向量、速度向量、位移向量; $F(t)$ 为系统的激励力向量; t 为时间。

为了求出系统的固有频率及振型,令 $[C] = [0]$, $\{F(t)\} = \{0\}$, 则系统的无阻尼自由振动微分方程为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (2)$$

多自由度系统产生固有振动时,每个坐标的振动都是同步的简谐振动,即

$$\{x\} = \{X\}e^{i\omega t} \quad (3)$$

式中, $\{X\} = [X_1 \ X_2 \ \dots \ X_N]^T$; ω 为系统的固有频率。

将式(3)代入式(2)得

$$([K] - \omega^2[M])\{X\} = \{0\} \quad (4)$$

可以将式(4)看成一个关于 $\{X\}$ 的线性方程组,若要使式(4)具有非零解,则系数行列式应等于0,即

$$|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (5)$$

式(5)是一个关于 ω^2 的 N 次方程, ω^2 为方程的特征值;特征向量 X_i 为系统的第 i 阶固有振型。

3.1.2 模态分析仿真结果

传动系统模型已搭建完成,下面利用 Romax 软件中的动力学分析模块对系统进行模态分析。在分析设置时,选取虚拟传感器1为监测点,计算低速齿轮组与高速齿轮组的传动误差和平均啮合刚度,并将结果引入到系统 NVH 分析中。仿真分析时,输入轴的转速设置在 0~18 000 r/min 范围内,系统传动误差设置为 $1 \mu\text{m}$ 。设置相关参数及分析条件,对系统进行模态分析,得到系统在传动误差激励下的模态柔度,如图4所示。模态柔度为系统在特定激励下该阶模态频率响应的难易程度。在某一频率下模态柔度出现峰值,说明在此频率下,变速器更容易受到系统固有模态的影响;找出模态柔度较大的频率,即为系统的固有频率。提取系统的前15阶模态及所对应的固有频率和振型。固有频率如表5所示,系统模态振型如图5所示。

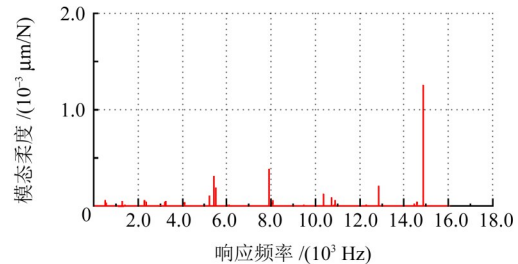


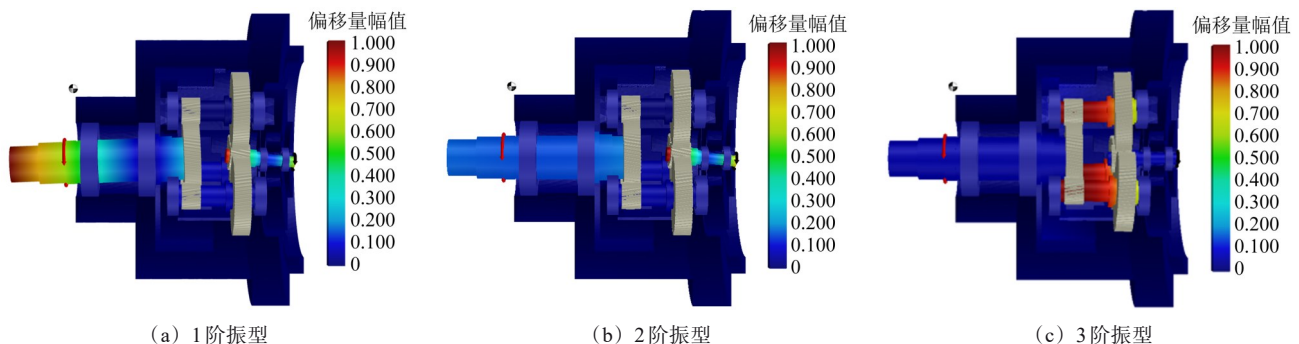
图4 系统模态柔度

Fig. 4 System modal compliance

表5 固有频率

Tab. 5 Natural frequency

| 模态阶数 | 固有频率/Hz | 模态阶数 | 固有频率/Hz |
|------|---------|------|---------|
| 1 | 517 | 9 | 7 897 |
| 2 | 1 291 | 10 | 8 089 |
| 3 | 2 284 | 11 | 10 351 |
| 4 | 3 244 | 12 | 10 729 |
| 5 | 4 106 | 13 | 12 867 |
| 6 | 5 209 | 14 | 14 594 |
| 7 | 5 425 | 15 | 14 857 |
| 8 | 5 511 | | |



(a) 1阶振型

(b) 2阶振型

(c) 3阶振型

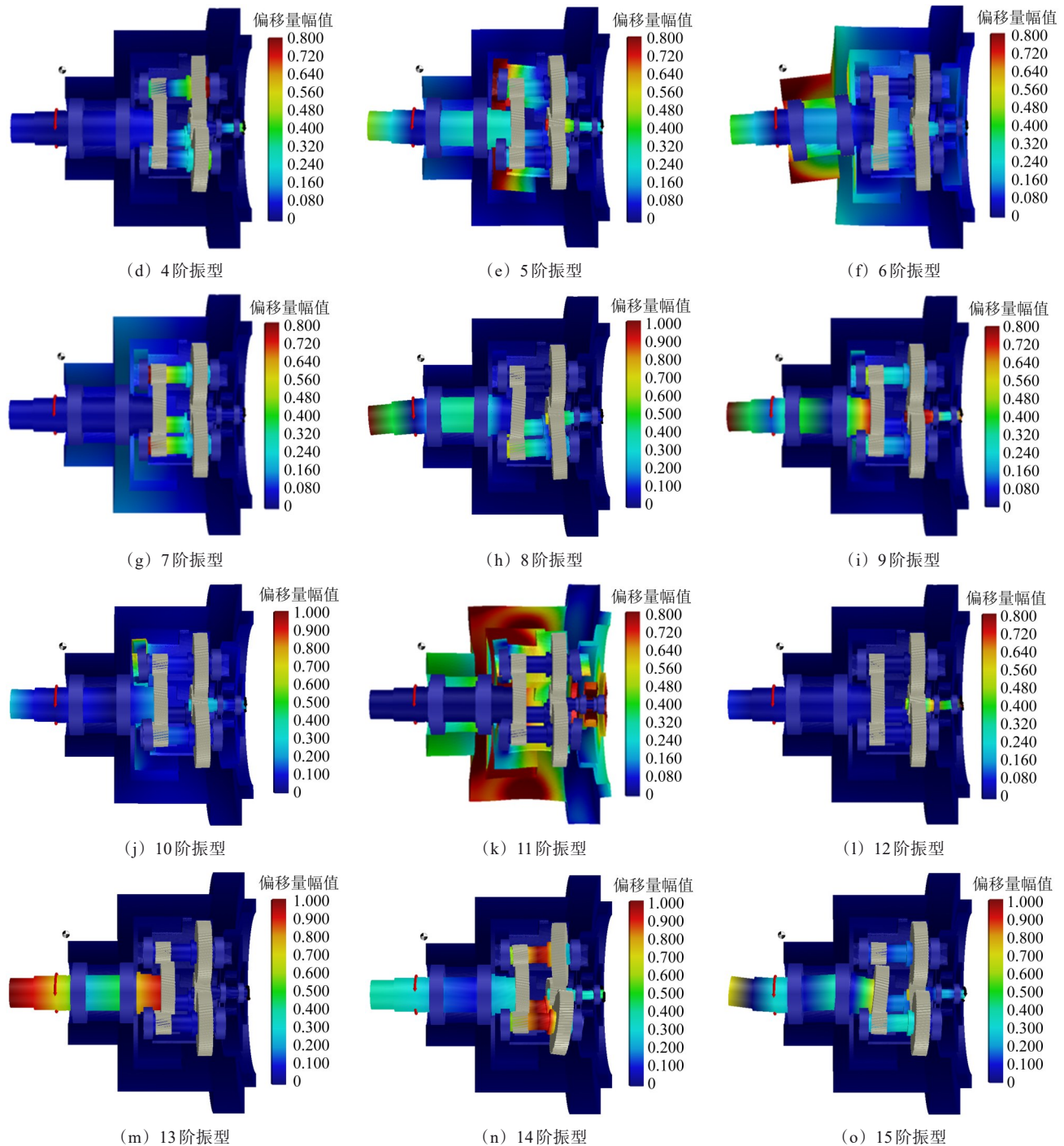


图5 系统前15阶模态振型

Fig. 5 First 15 orders of modal shapes of the system

由图5可知,越红的地方表明此处对激励越敏感,响应最大的地方亦出现在该处。每阶振型的特征分析如下:1阶振型为输入、输出轴沿Y轴摆动,前缘和后缘的振动表现出明显的反相位特性,输入轴端摆动显著;2阶振型为输出轴沿Z轴摆动,前缘和后缘的振动表现出明显的反相位特性,靠近高速太阳轮端摆动显著;3阶振型为行星轮轴沿Y轴移动,并沿Z轴振动,前缘和后缘的振动为同相位,低速端振动显著;4阶振型为行星轮轴沿Z轴摆动,

前缘和后缘的振动表现出明显的反相位特性,高速端振动显著;5阶振型为行星架沿Y轴摆动,低速端振动显著;6阶振型为箱体沿Y轴弯曲,靠近输入端弯曲显著;7阶振型为轴系均沿Z轴摆动,且前缘和后缘的振动表现出明显的反相位特性,输入轴靠近电动机端偏移量最大;8阶振型为行星轮轴沿Y轴移动,并沿Z轴振动,前缘和后缘的振动为反相位,低速端振动显著;9阶振型为输入轴沿X轴摆动,输出轴沿Y轴摆动,输入轴靠近低速太阳轮端与输出轴

靠近高速太阳轮端振动显著；10阶振型为行星架盖板沿Z轴摆动；11阶振型为箱体弯曲变形，靠近低速行星轮处弯曲显著；12阶振型为输出轴弯曲变形，轴输出端偏移量最大；13阶振型为输入轴沿Z轴平移，行星轮轴与输出轴均沿Z轴弯曲，行星轮轴中间部分偏移量大；14阶振型为输入轴沿Z轴平移，呈拉伸状态，前缘和后缘的平移为反相位，轴两端偏移量大；15阶振型为轴系均沿Z轴弯曲，低速太阳轮处偏移量最大。

3.1.3 共振与谐共振分析

当减速器的激励频率接近系统某一固有频率时，振幅会显著增大，即发生共振现象。共振将使双联行星齿轮增速器产生较大变形和动应力，严重时可能造成结构损坏乃至失效。在行星齿轮传动系统中，激振力频率可表示为

$$f_e = \frac{zn}{60} \quad (6)$$

式中， z 为齿数； n 为转速。

若系统固有频率与激振力频率满足整数倍关系，系统会发生共振或谐共振，即

$$f_i = kf_e \quad (7)$$

式中， f_i 为系统第 i 阶固有频率； k 为正整数， $k=1$ 对应共振， $k \geq 2$ 对应谐共振。

受陀螺效应影响，随着转子自转角速度增加，正进动固有频率上升，反进动固有频率下降。由于正进动模态与激励线的交点决定系统临界转速，因此，仅需分析正进动固有频率。提取系统前15阶正进动频率，并分别取 $k=1, 2, 3$ 时的啮合频率绘制坎贝尔图，如图6所示。

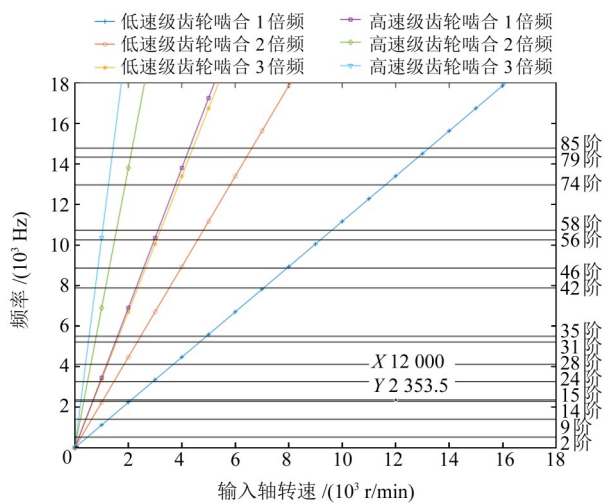


图6 传动系统坎贝尔图

Fig. 6 Campbell diagram of the transmission system

图6中，横轴表示输入轴转速，纵轴表示频率；15条水平线代表系统的15阶固有频率，而从原点发出的6条射线分别对应低速级和高速级行星轮系的齿

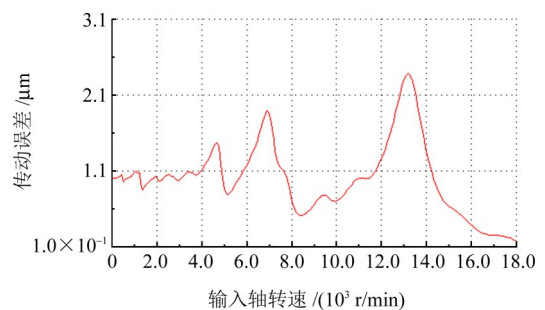
轮啮合频率及其2、3倍频。分析可知，在输入轴转速低于6 000 r/min时，固有频率主要与啮合频率的2、3倍频相交，因此，低转速下的共振多由固有频率落入该倍频范围所引起；当输入转速高于6 000 r/min时，低阶固有频率未出现交点，而高阶固有频率则主要与低速级啮合频率的1倍频相交，意味着高转速下的共振主要由高阶固有频率处于该倍频区域所致。

图6中，在工况1对应的输入轴转速11 110 r/min与工况2对应的输入轴转速16 500 r/min处均无交点，说明增速箱在工作转速和最高转速下的运转均避开了共振区，不会产生共振现象。

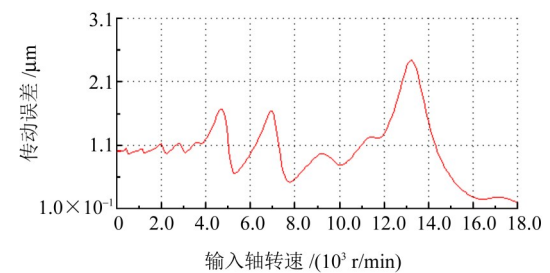
3.2 动态传动误差分析

动态传动误差是指在实际运行条件下，考虑齿轮、轴、轴承及箱体等整个传动系统的振动响应后所呈现的综合误差，其本质上是静态传动误差作为激励引发系统动态响应的结果。与静态传动误差不同，动态传动误差反映了系统的动力学行为。因此，通过仿真软件对其进行研究是分析传动系统动力学综合特性的重要环节。

轴转速是影响系统动态传动误差的因素之一。图7所示为基于工况1与工况2的载荷谱数据设定，以输入轴转速为横坐标，得到的其动态传动误差的变化趋势。



(a) 工况1



(b) 工况2

图7 动态传动误差

Fig. 7 Dynamic transmission error

对比分析图7中工况1与工况2的动态传动误差曲线可知，当输入轴转速在12 000~13 000 r/min时，动态传动误差达到峰值，此时可能导致整个传动系统产生剧烈的振动。因此，在设计和确定工况时应

考虑这一点。

3.3 动态接触载荷分析

齿轮动态接触载荷是指在齿轮、轴承等零件啮合过程中, 计入系统振动、冲击、变速等动态因素后, 在接触位置产生的时变载荷。其计算方式为动态传动误差与静态啮合刚度的乘积, 这与“动态啮合刚度乘以静态传动误差”所得动态啮合力有所区别。该指标可用于深入分析齿轮在啮合过程中的动态受力特性。图8所示为以输入轴为例得到的其动态接触载荷变化情况。

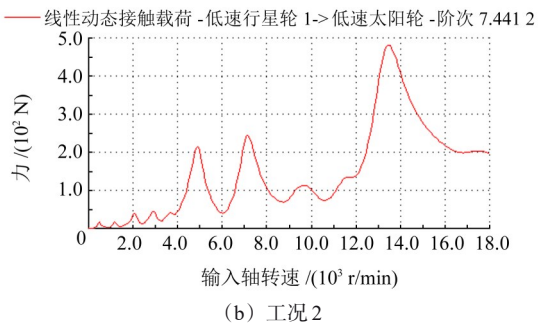
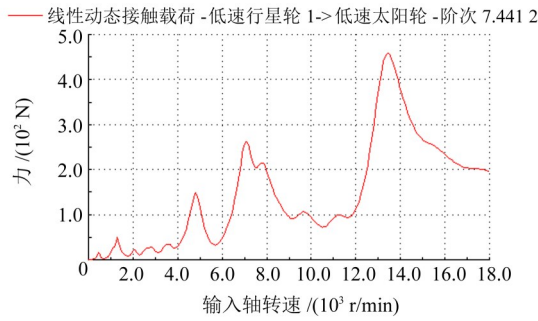


图8 动态接触载荷

Fig. 8 Dynamic contact load

对比分析图8中工况1与工况2的动态接触载荷曲线可知, 其与第3.2节的动态传动误差曲线类似; 当输入轴转速在13 000~13 500 r/min时, 动态接触载荷达到峰值, 此时可能导致整个传动系统产生剧烈的振动。因此, 在设计和确定工况时应考虑这一点。

3.4 振动加速度分析

齿轮箱体表面的振动加速度是引发箱体辐射噪声的主要激励源, 传动系统的振动加速度分析是动力学研究的核心内容。进行此类分析需在模型中选取特定节点作为测量点。在Romax软件中, 可选的测量节点仅限于支撑节点及有限元刚度部件的缩聚节点。本文以振动加速度为分析对象, 将频率范围设置为0~18 000 Hz, 阻尼系数设为5%。图9所示为在传动误差激励下, 工况1与工况2对应的虚拟传感器1位置处的振动加速度响应及其线性模态柔度的变化情况。

由图9可知, 在工况1下, 行星齿轮增速器的振

动加速度峰值出现在5 384 Hz处, 线性模态柔度峰值位于14 832 Hz处, 对应的振动加速度值分别为33.65 m/s²和9.68 m/s²; 在工况2下, 振动加速度峰值出现在5 425 Hz处, 线性模态柔度峰值位于14 857 Hz处, 相应的振动加速度值分别为91.7 m/s²和11.2 m/s²。增速箱在这两种工况下受到上述加速度值的作用时, 更容易激发显著振动。

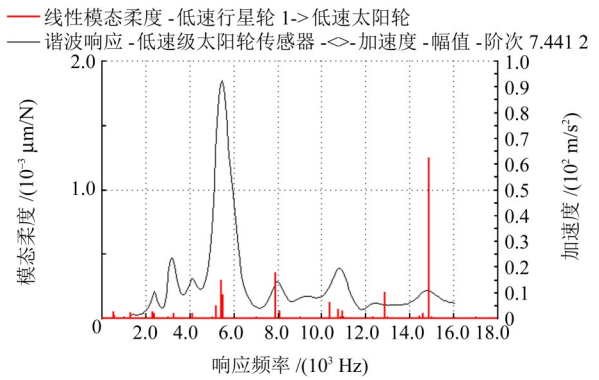
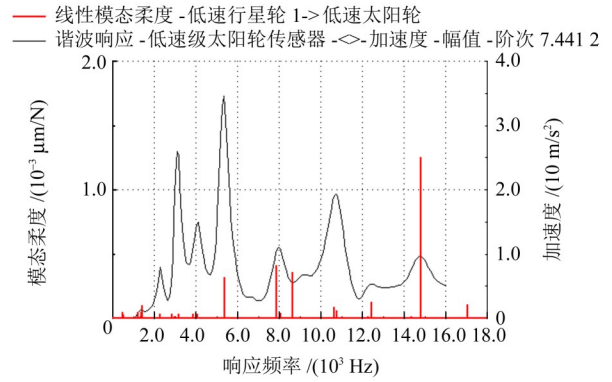


图9 振动加速度

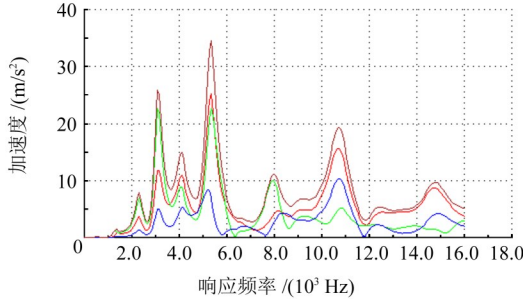
Fig. 9 Vibration acceleration

为明确增速箱在工作过程中振动幅度较大的方向, 对箱体表面振动进行测量, 并将其分解为X、Y、Z三个方向的分量, 结果如图10所示。由图10可知, 在工况1下, Y方向的振动加速度分量最大, 其峰值出现在5 384 Hz处, 数值为22.42 m/s²; 工况2下, 同样在Y方向观察到最大振动加速度分量, 峰值出现在5 425 Hz处, 数值为75.5 m/s²。两种工况均说明, Y方向的振动对减速器变形的影响最为显著。

结合前述分析, 工况1下, 在5 384 Hz处增速箱振动加速度较大, 且Y方向贡献最为突出。因此, 进一步提取了工况1时5 384 Hz频率下Y方向的挠曲振型, 如图11(a)所示。由图11(a)可知, 最大变形出现在输入轴上转矩输入端, 最大变形量为0.04 μm。工况2下, 在5 425 Hz处增速器箱体的振动加速度较大, 且Y方向贡献量最大。提取工况2时振动加速度在5 425 Hz处Y方向的挠曲振型, 如图11(b)所示。

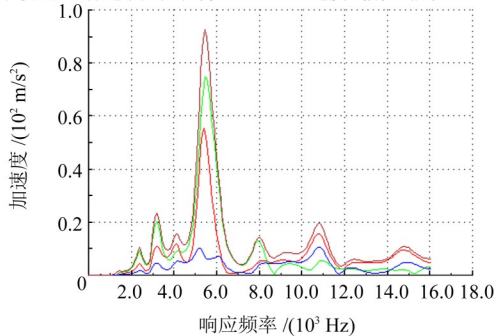
由图11(b)可知,最大变形出现在输入轴上转矩输入端,最大变形量为2.81 μm。

— 谐波响应-低速级太阳轮传感器 <-> 加速度-X方向分量-阶次 7.441 2
 — 谐波响应-低速级太阳轮传感器 <-> 加速度-Y方向分量-阶次 7.441 2
 — 谐波响应-低速级太阳轮传感器 <-> 加速度-Z方向分量-阶次 7.441 2
 — 谐波响应-低速级太阳轮传感器 <-> 加速度-幅值-阶次 7.441 2



(a) 工况 1

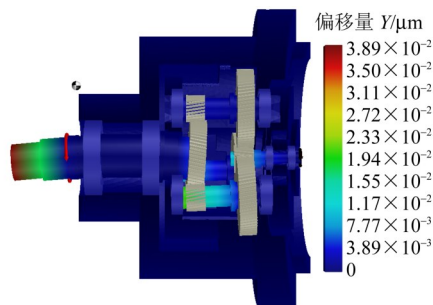
— 谐波响应-低速级太阳轮传感器 <-> 加速度-X方向分量-阶次 7.441 2
 — 谐波响应-低速级太阳轮传感器 <-> 加速度-Y方向分量-阶次 7.441 2
 — 谐波响应-低速级太阳轮传感器 <-> 加速度-Z方向分量-阶次 7.441 2
 — 谐波响应-低速级太阳轮传感器 <-> 加速度-幅值-阶次 7.441 2



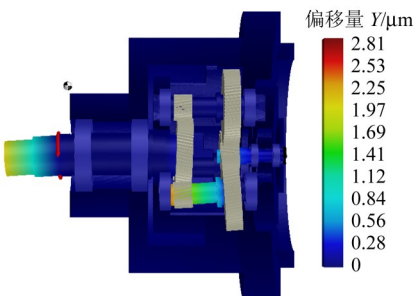
(b) 工况 2

图 10 振动加速度分量

Fig. 10 Vibration acceleration component



(a) 工况 1



(b) 工况 2

图 11 Y方向振型图

Fig. 11 Modal shape diagrams in the Y-direction

4 试验

4.1 试验系统结构及组成

行星增速齿轮箱振动测试试验台由驱动电动机、转速转矩传感器、驱动齿轮箱以及待测行星增速齿轮箱组成。图12为试验系统实物图。其中,试验驱动电动机采用西门子(中国)有限公司制造的型号为Y250M-2的三相异步电动机,额定功率为55 kW,额定转矩为177 N·m,额定转速为2 970 r/min;转速转矩传感器的型号为NJ2D,精度等级为0.2,额定转矩为2 000 N·m,最大转速为4 000 r/min;驱动齿轮箱采用增速比为4.71的平行轴齿轮箱;信号采集仪选用北京东方振动和噪声技术研究所制造的慧系列INV3065N2型多通道数据采集分析仪,该数据采集分析仪适用于大型结构的振动、噪声、冲击和应变测试、强度环境试验及振动模态试验等,单台实现0~64通道可选,所有通道并行同步采样,最高采样频率可达256 kHz。

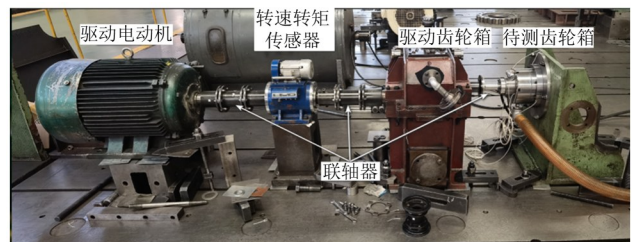


图 12 试验系统实物图

Fig. 12 Physical diagram of the test system

试验采样频率设置为80 kHz,设置5个测点共15个通道并行采样。加速度传感器采用三轴加速度传感器。安装方向定义如下:平行于设备轴向为Z轴、垂直方向为Y轴、水平径向为X轴。放置位置与表3中虚拟传感器测点位置一致,如图13所示。

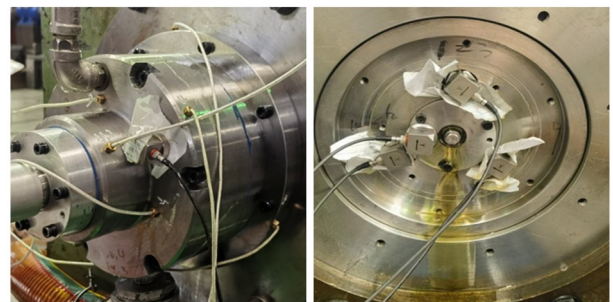


图 13 传感器测点位置图

Fig. 13 Sensor measuring point layout diagram

4.2 振动加速度试验

本试验在无负载(空转)条件下进行,目的是获取增速箱在不受齿轮啮合载荷激励影响下的纯机械结构模态参数。此工况是进行模型校验和参数辨识的基础。

本试验针对行星齿轮增速器开展全转速区间振动特性测试, 核心目标为捕捉升速、稳速及降速过程中的振动响应。试验整体流程分为3个阶段: 升速阶段(0→最高转速)、稳速运行阶段(最高转速持续运行)、降速阶段(最高转速→0), 全程同步采集转速信号与振动信号, 实现转速与振动数据的一一对应。

选取稳定运行阶段测点1的各方向时域波形, 如图14所示。

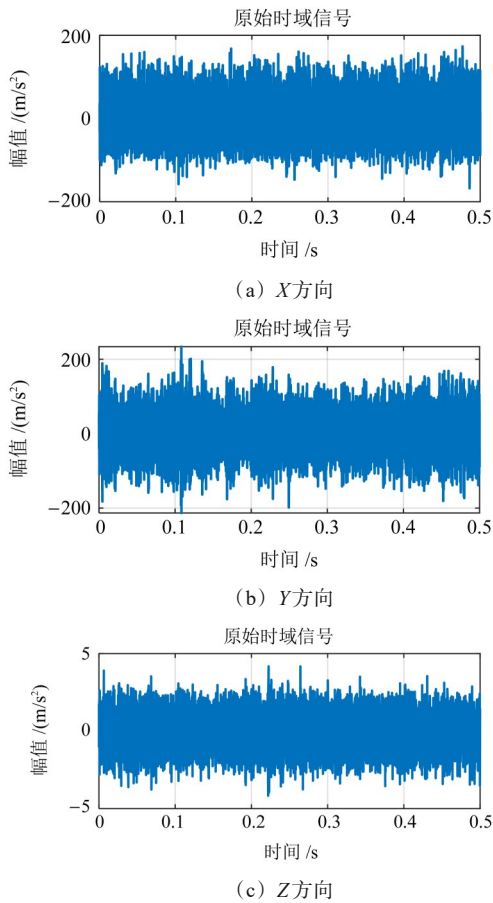


图14 测点1各方向时域波形图

Fig. 14 Time-domain waveform diagrams of each direction at measuring point 1

计算各测点各方向在工作转速下的均方根值, 如图15所示。

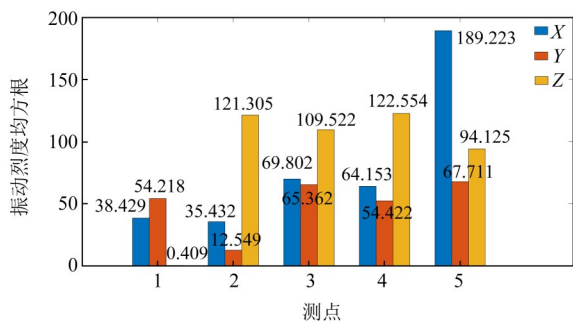


图15 各测点各方向的均方根

Fig. 15 Root mean square of each measuring point in all directions

从图14、图15可以看出, 测点1在Y方向上的

振动最大, X方向次之, Z方向最小。这与仿真所得到的结果是一致的。

对试验的升速阶段求解加速度的平均峰峰值, 得出系统加速度幅值随输入轴转速变化的趋势, 如图16所示。

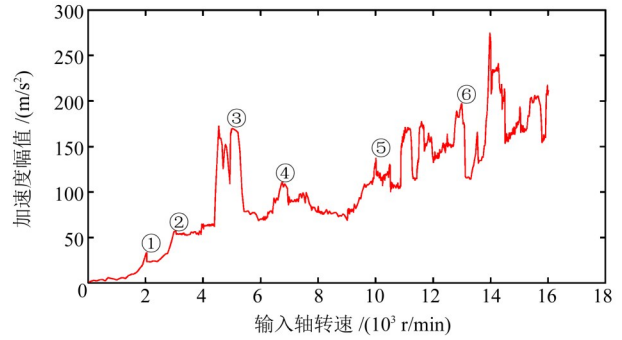


图16 试验加速度幅值

Fig. 16 Test acceleration amplitude

由图16可知, 曲线在①~⑥处加速度幅值有突变, 即在这些转速处会出现共振峰。其与仿真分析求解得到的振动加速度曲线上的峰值点很接近, 如表6所示。

表6 共振峰处转速值对比

Tab. 6 Comparison of rotational speed values at resonance peaks

| 序号 | 试验转速值/(r/min) | 仿真转速值/(r/min) | 相对误差 |
|----|---------------|---------------|---------|
| ① | 2 041 | 2 080 | 0.019 1 |
| ② | 2 885 | 2 800 | 0.029 4 |
| ③ | 4 776 | 4 880 | 0.021 7 |
| ④ | 6 890 | 7 120 | 0.033 3 |
| ⑤ | 10 013 | 9 680 | 0.033 2 |
| ⑥ | 12 977 | 13 200 | 0.017 1 |

由表6可知, 相对误差均小于5%, 说明仿真模型能较好预测系统在最大转速范围内的振动情况。

5 结论

通过仿真与试验相结合的方法, 对双联行星增速齿轮箱的振动特性进行了深入研究, 主要结论如下:

- 1) 成功建立了该增速箱的刚柔耦合动力学模型, 试验测得的共振峰转速与仿真预测值的相对误差均小于5%, 表明模型具有良好的精度与可靠性。
- 2) 模态分析与坎贝尔图结果表明, 该增速箱在额定工作转速(对应输入轴11 110 r/min)与最高转速(对应输入轴16 500 r/min)下运行均能有效避开共振区, 设计合理。
- 3) 动态传动误差与动态接触载荷在输入轴转速

12 000~13 500 r/min 范围内达到峰值,是潜在的强振动激励源,在工况规划时应予以规避。

4) 仿真与试验均表明,箱体在Y方向的振动加速度最为显著,是振动响应最敏感的方向,应在结构设计中重点考虑该方向的刚度强化与隔振。

本研究为该型增速箱的动态性能评估、故障预警与结构优化提供了支撑。后续可进一步对其开展齿轮修形、轴承游隙优化、阻尼配置等减振措施研究,以提升其高速运行下的平稳性与可靠性。

参 考 文 献

- [1] 杨军. 风力发电机行星齿轮传动系统变载荷激励动力学特性研究[D]. 重庆:重庆大学,2012:1-18.
YANG Jun. Study on dynamics characteristics of planetary gear transmission system of wind turbine under varying loads [D]. Chongqing:Chongqing University,2012:1-18.
- [2] 徐尤南,李明钦,刘汕娟,等. TBM减速器两级行星齿轮传动系统动力学特性研究[J]. 机械传动,2024,48(3):118-124.
XU Younan, LI Mingqin, LIU Shanjuan, et al. Research on dynamic characteristics of the two-stage planetary gear transmission system of TBM reducers [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2024,48(3):118-124.
- [3] 王成龙,章翔峰,周建星,等. 行星传动系统柔性齿圈行波振动特性分析[J]. 太阳能学报,2021,42(11):216-225.
WANG Chenglong, ZHANG Xiangfeng, ZHOU Jianxing, et al. Analysis of traveling wave vibration characteristics of flexible gear ring in planetary transmission system [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2021,42(11):216-225.
- [4] 张俊,刘先增,焦阳,等. 基于刚柔耦合模型的行星传动固有特性分析[J]. 机械工程学报,2014,50(15):104-112.
ZHANG Jun, LIU Xianzeng, JIAO Yang, et al. Vibration analysis of planetary gear trains based on a discrete-continuum dynamic model [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50 (15) : 104-112.
- [5] 胡士华,万里荣,覃莉莉,等. 基于ANSYS和SIMPACT的齿轮副激励对箱体的振动响应分析[J]. 西部交通科技,2024(1):193-196.
HU Shihua, WAN Lirong, TAN Lili, et al. Analysis of vibration response of gearbox casing induced by gear pair excitation based on ANSYS and SIMPACK [J]. Western China Communications Science & Technology, 2024(1):193-196.
- [6] 王慧斌,李德友,段雪晴,等. 基于谐响应分析的冲击式水轮机转轮共振预测[J]. 大电机技术,2024(2):50-57.
WANG Huibin, LI Deyou, DUAN Xueqing, et al. Resonance prediction of pelton turbine runner based on harmonic response analysis [J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2024(2):50-57.
- [7] 宿博康,唐长亮,王立勇,等. 汇流行星排固有特性分析与试验研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学),2020,34(11):100-108.
SU Bokang, TANG Changliang, WANG Liyong, et al. Analysis and experimental research on the inherent characteristics of the confluent planetary row [J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2020,34(11):100-108.
- [8] 汤兆平,涂松,王曼宇,等. 多工况下新能源汽车二级减速器传动系统的动态特性分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学),2022,36(8):75-85.
TANG Zhaoping, TU Song, WANG Manyu, et al. Dynamic analysis of double-stage reducer transmission system of new energy vehicle under multi-conditions [J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2022,36(8):75-85.
- [9] 齐娜,王士军,杜雅宁,等. 基于Romax的双离合精密行星齿轮减速器力学性能分析[J]. 制造技术与机床,2023(8):83-88.
QI Na, WANG Shijun, DU Yaning, et al. Mechanical properties analysis of double clutch precision planetary gear reducer based on Romax [J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2023(8):83-88.
- [10] 鲁文佳,朱丽莎. 传递误差对行星齿轮动态特性的影响[J]. 肇庆学院学报,2023,44(5):54-64.
LU Wenjia, ZHU Lisha. Influence of transmission error on dynamic characteristics for the planetary gears [J]. Journal of Zhaoqing University, 2023,44(5):54-64.
- [11] 朱新龙,熊禾根. 基于Romax的减速箱箱体有限元模态分析[J]. 机械传动,2013,37(2):94-96.
ZHU Xinlong, XIONG Hegen. Finite element modal analysis of reducer box based on Romax [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2013,37(2):94-96.
- [12] 王光良,汪辉,韦进光,等. 基于Romax的某六档手动变速器静力学及动态特性分析[J]. 数字制造科学,2023,21(3):168-172.
WANG Guangliang, WANG Hui, WEI Jinguang, et al. Static and dynamic analysis of a six-speed manual transmission based on Romax [J]. Digital Manufacture Science, 2023,21(3):168-172.
- [13] 齐娜. 基于Romax Designer的双离合行星齿轮减速器结构及特性研究[D]. 淄博:山东理工大学,2024:31-34.
QI Na. Research on structure and characteristics of double-clutch planetary gear reducer based on Romax Designer [D]. Zibo: Shandong University of Technology, 2024:31-34.
- [14] 朱新龙. 基于Romax的NGW31型行星齿轮减速器的仿真分析与优化[D]. 武汉:武汉科技大学,2013:34-42.
ZHU Xinlong. Simulation analysis and optimization of NGW31 planetary gear reducer based on Romax [D]. Wuhan: Wuhan University of Science and Technology, 2013:34-42.

(下转第75页)