

DOI: 10.13382/j.jemi.B1902555

多工况汇流行星排齿轮系统振动特性试验研究*

王立勇¹ 刘晓波¹ 唐长亮¹ 郑长松²

(1. 北京信息科技大学 现代测控技术教育部重点实验室 北京 100192;

2. 北京理工大学 机械与车辆学院 北京 100081)

摘要:针对汇流行星排在履带车辆综合传动装置工作中产生的振动问题,设计并搭建振动测试试验台对汇流行星排进行了不同档位的负载工况加速度振动信号采集,分析了不同档位工况下汇流行星排的时域与频谱特征的变化规律。研究结果表明,同一档位下,负载功率越高,振动强度越大,且 z 向振动强于 x 向和 y 向。频谱结果表明, y 向与 z 向振动能量主要集中在啮合频率及倍频, z 向频率幅值略高于 y 向,高档位时啮合频率幅值集中在1、3阶,其幅值变化明显,结果对研究汇流行星排在复杂工况下振动特性具有一定参考价值。

关键词: 汇流行星排;负载工况;时域;频域;振动特性

中图分类号: TH117.1;TN129 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 510.8030

Experimental study on vibration characteristics of planetary gear system with multiple working conditions

Wang Liyong¹ Liu Xiaobo¹ Tang Changliang¹ Zheng Changsong²

(1. Modern Observation and Control Technology Laboratory, Beijing Information Science and Technology University, Beijing 100192, China; 2. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: In view of the vibration problem caused by the convergence of the planetary planets in the integrated transmission of the tracked vehicle, the paper designs and builds the vibration signal of the load-carrying movement of the converging planetary platoon in different positions of the busbar vibration test rig. It analyzes the variation of the time domain and spectral characteristics of the confluent planetary platoons under different gear positions. The results show that under the same gear position, the higher the load power, the greater the vibration intensity, and the z -direction vibration is stronger than x , y ; the spectrum results show that the y -direction and z -direction vibration energy are mainly concentrated in the meshing frequency and frequency multiplication, z The frequency amplitude is slightly higher than the y direction, In the high-end position, the amplitude of the meshing frequency is concentrated in the 1st and 3rd steps, and its amplitude changes obviously. It has certain reference value for studying the vibration characteristics of the confluent planetary row under complex conditions.

Keywords: convergence planetary row; load condition; time domain; frequency domain; vibration characteristics

0 引言

汇流行星排作为履带车辆综合传动装置的重要组成部分,具有结构紧凑、传动效率高、承受载荷能力强的特点,其工况复杂,在高速及高负载条件下振动噪声问题尤为明显,直接影响履带车辆综合传动装置的性能发挥。

国内外学者对齿轮系统的动力学问题进行了大量研究。周建星等^[1]建立了考虑时变啮合刚度及啮合误差的传统动力学模型,研究了转速与负载对减速器振动噪声的影响。耿智博等^[2]建立了综合考虑齿侧间隙、传递误差、轴承游隙等因素的6自由度非线性动力学模型,分析了传动系统动态特性。李淑颖等^[3]针对轮箱的振动噪声控制问题,建立了齿轮箱非线性耦合系统的动力学模型,计算

收稿日期:2019-09-04 Received Date: 2019-09-04

* 基金项目:国家自然科学基金青年基金项目(51605035)、国防科技工业局基础科研项目(JCCPCX201705)、装备预先研究项目(41402050202)资助

了耦合系统振动能量传递函数,分析了外部激励对齿轮箱非线性系统振动能量传递特性的影响。张晓萍等^[4]提出了多测点与多工况的综合传动装置箱体台架振动测试与信号耦合分析方法,获取综合传动装置内部激励与箱体振动特征之间的映射关系。关晓阳等^[5]研究了不同载荷下重载齿轮的振动特性,分析了齿轮啮合频率与谐波幅值对载荷的影响规律。于洋等^[6]建立了行星减速器的有限元模型,求解行星减速器箱体的强迫振动响应特性。王峰等^[7]建立了弯-扭-轴耦合的非线性振动模型,分析了多载荷工况下齿轮啮合的振动特性,得出了啮合冲击激励与载荷呈正向相关的规律。李亦轩等^[8]建立了行星齿轮系统振动模型,研究了冲击载荷下行星齿轮系统的振动特性,得出了啮合作用力在冲击载荷下往复变化的规律。张琛等^[9]建立考虑时变刚度和齿侧间隙的齿轮副系统模型,利用数值仿真法得到系统在不同外界激励下时频特性,得出了外部激励幅值的增大,系统的振动幅值也逐渐增大的结论。Tuma^[10]对减速器齿轮传动系统的振动问题进行了主要激励进行了深入分析。Botman^[11]通过试验法测试了飞机齿轮箱的振动情况,分析了在外部激励作用下的振动特性变化规律。Yang 等^[12]采用 Newmark 法分析了行星齿轮传动系统在不同载荷下振动特性的变化情况。国内外现有研究主要通过理论仿真对齿轮传动系统的动态响应和载荷方面进行了深入的分析与研究,对于履带车辆汇流行星排内部结构较为复杂,受试验条件等因素,工况试验分析相对较少^[13]。

本文通过设计汇流行星排振动试验台并对汇流行星排齿轮系统进行了不同负载工况下振动信号的采集与分析,研究了不同负载工况下汇流行星排在不同档位的振动特性,试验结果对进一步研究汇流行星排齿轮系统在复杂工况的振动特性具有一定的参考依据。

1 齿轮振动机理

1.1 齿轮振动信号

汇流行星排在齿轮旋转及啮合过程产生多种振动信号,主要表现为幅值和相位调制,同时在频域出现多种频率成分^[13]。齿轮在正常状态下啮合及旋转过程中振动信号有以下 4 种频率特征。

1) 齿轮及轴的转频,包括主动齿轮的转速频率 f_1 及其谐波频率 nf_1 和从动齿轮的转速频率 f_2 及其谐波频率 nf_2 ($n=2,3,4,\dots$)。

2) 齿轮副的齿啮合频率 f_m 及其谐波频率成分 nf_m ($n=2,3,\dots$),其表现形式为:

$$X_c = \sum_{m=0}^M A_m \cos(2\pi m f_m + \phi_m)$$

$$f_m = n \frac{N}{60} Z \quad (1)$$

式中: f_m 为啮合频率; N 为齿轮轴转速; Z 为齿数; n 为自然数; M 为最大谐波数。

3) 啮合频率边频带,齿轮振动信号中啮合频率附近出现等间距的频率成分 $f_m \pm n f_1$ 和 $f_m \pm n f_2$ ($n=1,2,3,\dots$),边频带表示振动信号的调制特点。

4) 齿组合频率 f_a 和齿摆动频率 f_{ir} , $f_a = f_m / N_a$, $f_{ir} = (f_m \times N_a) / (z_1 \times z_2)$, 其中 N_a 是齿组合状态数。

1.2 振动信号处理方法

齿轮系统振动信号的处理包括时域分析、频域分析和时频域分析 3 种。时域分析以均方根值、方差、峰峰值等有量纲统计指标及波形指标、脉冲指标、峭度指标等无量纲统计指标构成。频域分析以傅里叶变换为基础,包括包络谱、倒谱、细化谱分析等,通过频谱分析可得到各转频、啮合频率及谐波频率等主要频率成分。时频分析通过利用时间和频率对振动信号进行分析,主要方法包括小波变换、短时傅里叶变换 (STFT)、Wigner-Ville 分布法、希尔伯特黄变换等^[14-15]。

2 试验设备及测试条件

2.1 试验台组成

试验台包括驱动电机、转矩仪、汇流行星排包箱、泵站、冷却器、电涡流测功机等,其试验台组成及安装原理结构如图 1 和 2 所示。

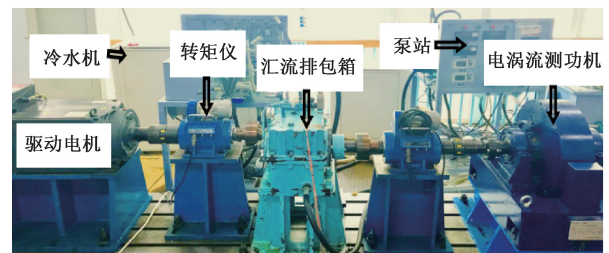


图 1 振动测试试验台组成

Fig. 1 Vibration test bench composition

其中,汇流行星排包箱装配图及传动简图如图 3 所示。

汇流行星排包箱内由定轴部分及行星轮系组成,其传动过程为由定轴轮系的主动齿轮将动力传递至从动齿轮处,经传动轴将动力传递至行星轮系的内齿圈,内齿圈将动力传递到行星轮处,将动力传递由行星架至输出端,此过程中太阳轮固定不动。齿轮几何参数如表 1 所示,经计算得定轴轮系的传动比 0.42,行星轮系的传动比为 1.4,汇流行星排齿轮传动系统的总传动比为 0.589。

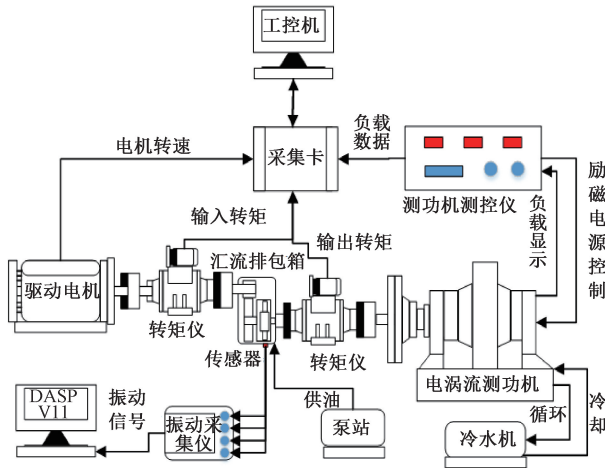


图2 试验台结构
Fig. 2 Test bench structure

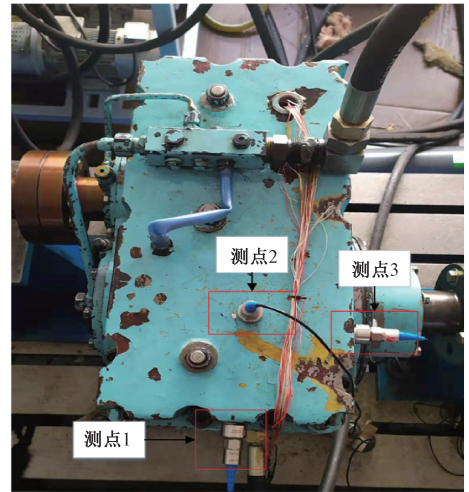


图4 传感器布置
Fig. 4 Sensor layout

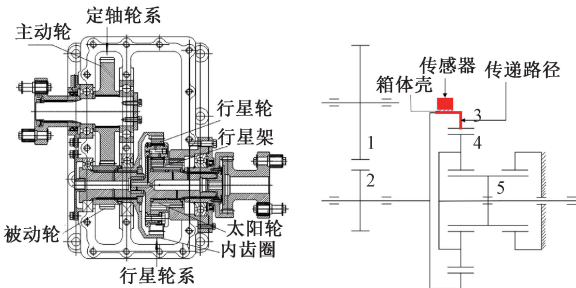


图3 汇流行星排包箱装配图及传动简图
Fig. 3 Assembly diagram and transmission diagram of the busbar box

表2 汇流排振动测试档位-转速-功率对应表
Table 2 Busbar vibration test gear position-speed-power correspondence table

档位	1档	2档	3档	4档
转速/(r·min ⁻¹)	300~463	464~715	716~1 201	1 202~1 600
功率/kW	10~20	10~20	10~50	10~50

驱动电机输入转速为500、800、1 200、1 600 r/min 分别对应1、2、3、4档的输入转速,设定负载功率区间为0~50 kW,间隔为10 kW,分别在1、2、3、4档对应的负载功率下对振动加速度信号进行采集,试验采样频率设为10.24 kHz,每次采样20 s。

表1 齿轮系统主要参数表

Table 1 Main parameters of planetary gear system

构件	主动轮	从动轮	太阳轮	行星轮	齿圈	行星架
齿数	50	21	23	17	57	-
模数	5	5	3.5	3.5	3.5	3.5
齿宽/mm	35	37	53	30	30	-
顶隙系数				0.25		
齿顶高系数				1.0		
压力角				20°		

2.2 试验工况及流程

试验振动信号采集由东方振动和噪声技术研究所开发的INV3062T2型24位USB采集仪获取,并用DASP V11软件分析所测信号。传感器为ICP型加速度传感器,测点1布置在汇流行星排内齿圈x向正上方箱体处,测点2布置在内齿圈y向正侧方箱体处,测点3布置在内齿圈z向正侧方箱体处,传感器布置如图4所示。

依据车辆运行不同档位工况,计算得出实际行驶工况参数,如表2所示。

3 试验结果及分析

3.1 时域分析

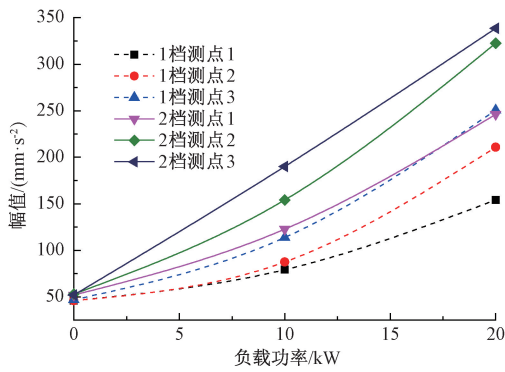
通过对采集到的振动时域信号计算和对比,选择对均方根、峭度指标2个统计特征进行分析,振动信号的均方根反应振动能量的大小,峭度指标反应冲击能量的大小,其计算公式分别为:

$$X_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} x_i^2} \quad (3)$$

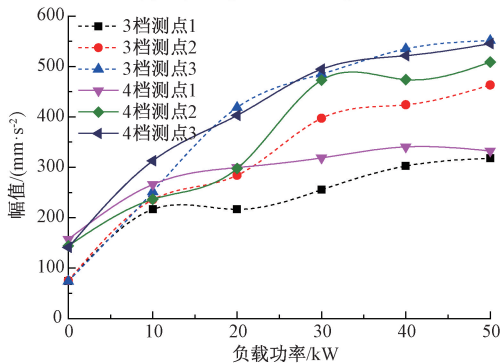
$$X_q = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} \frac{x_i^4}{x_{rms}^4} \quad (4)$$

对试验结果进行均方根值和峭度指标值统计如图5和6所示。

由图5(a)可知,1档、2档随着负载功率的增加呈增大趋势,2档的幅值高于1档,测点3处幅值的斜率最大,2档斜率约为13.6 mm/s²/kW,1档处斜率约为5 mm/s²/kW;测点1处的振动幅值斜率最小,测点2次



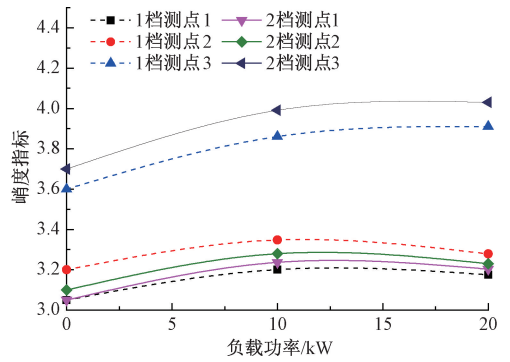
(a) 1、2档均方根值变化
(a) 1st, 2nd gear RMS change chart



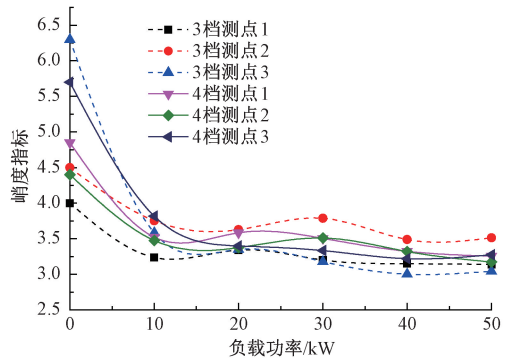
(b) 3、4档均方根值变化
(b) 3rd, 4th gear RMS change chart

图 5 均方根值变化

Fig. 5 RMS value change diagram



(a) 1、2档峭度指标变化
(a) 1st, 2nd kurtosis index change chart



(b) 3、4档峭度指标变化
(b) 3rd, 4th gear kurtosis index change chart

图 6 峭度指标变化

Fig. 6 Kurtosis indicator change chart

之。说明 1 档、2 档时轴向振动能量高于径向的振动能量,齿圈横面向面 y 向振动强于 x 向。

由图 5(b)可知,3 档、4 档振动幅值的变化趋势几乎相同,在负载功率为 0~10 kW 时,3、4 档的幅值变化较快,3 个测点处斜率基本一致,约为 $17.1 \text{ mm/s}^2/\text{kW}$;当负载功率在 10~30 kW 时,幅值变化斜率下降,3 档时 3 个测点处相差较大,测点 3 处斜率最陡,达到 $11.7 \text{ mm/s}^2/\text{kW}$,测点 1 处斜率接近 0,4 档时测点 3 处的斜率 $9.1 \text{ mm/s}^2/\text{kW}$,测点 1、2 处斜率较小且基本接近;超过 30 kW 后,幅值变化呈略微上升趋势。对比 3、4 档的均方根幅值变化,负载功率超过 20 kW 后,3、4 档的均方根幅值相差甚小,测点 2、3 处的均方根幅值几乎相等。对比图 5(a)可看出,在同一负载功率下,档位越高,振动幅值越大,且 z 向的振动幅值高于 x 、 y 向。

由图 6 可知,3 个测点处峭度值的变化关系,正常状态下峭度指标一般在 3.2,其值越高冲击能量越大,由图 6(a)可知,在 1、2 档时 3 个测点处的峭度指标随负载功率的变化相对稳定,测点 1、2 的峭度指标稳定在 3.2 左右,测点 3 处稳定在 3.8 左右,2 档的指标值高于 1 档,说明 z 向存在一定的冲击性振动,且 2 档时的冲击能量更大。由图 6(b)可知,负载功率为 0 kW 时,峭度指标值非

常高,而负载功率在 10~50 kW 时峭度指标相对稳定,3、4 档的峭度指标值基本接近,基本稳定在 3.5 左右,说明在 3、4 档时,空载工况下汇流行星排存在较强的冲击性振动,在负载工况下,冲击性振动明显减弱。

通过对均方根和峭度指标的分析,测点 3 处的振动最强,说明轴向振动强于径向振动,可能原因包括以下 3 条。

1) 汇流行星排在工作过程中,会出现轴向窜动现象,导致轴向振动大于径向振动。

2) 汇流行星排在安装过程出现安装误差,且负载越大,径向振动的离心力越大,从而在一定程度上抑制了径向的振动,轴向振动更加明显。

3) 测试汇流行星排的振动,测点安装在包箱箱体上,箱体的振动也会抑制汇流行星排径向方向的振动,且汇流行星排包箱根据齿轮安装部位设计,某些部位的振动倍箱体抑制,从而导致在同一径向面的不同测点处的振动也有差别。

3.2 频域分析

汇流行星排振动信号经过快速傅里叶变换(FFT)得到如下不同档位对应负载功率的频率瀑布图,如图 7~10 所示。

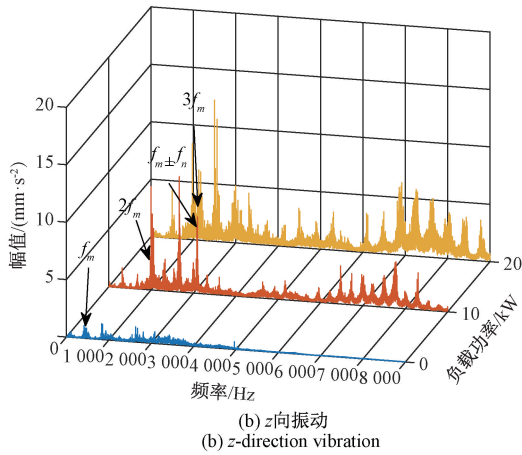
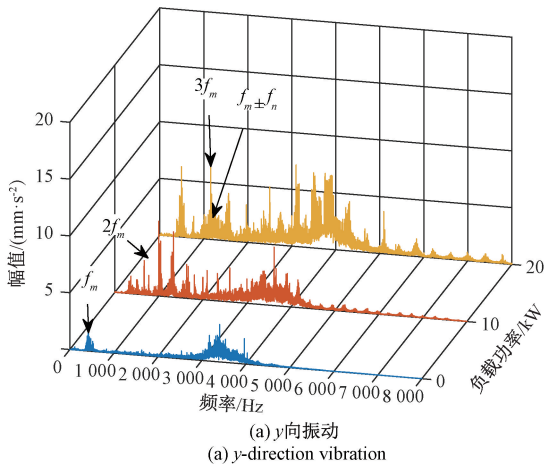


图7 1档振动频谱瀑布图

Fig. 7 1st vibration spectrum waterfall map

对于1档频域瀑布图,1档对应输入转速为500 r/min,计算可得其基频 f_m 为416.6 Hz,由图7可知,1档的频率成分主要由基频 f_m 及其谐波频率组成,且在基频及谐波频率附近存在边频带成分,倍频附近同样存在汇流行星排各部件转频。空载状态时,频率成分最少且啮合频率幅值最低,随负载的增大,基频的幅值逐渐增大,其中3阶啮频的幅值最大达到14.2 mm/s²;y向的频率成分与z向的频率成分基本相同,但z向在5 000 Hz之后出现高频成分,负载功率越高,频率成分越集中。

图8为2档频域瀑布图,一阶啮合频率 f_m 为666.7 Hz,主要频率成分与1档基本相似,在y向振动中,频率为3 000~4 000 Hz时,2档的频率成分比1档更为集中,且对应幅值更大;在z向振动中,除空载外,频率大于5 000 Hz时,2档的频率成分幅值更为集中;经过对比分析,随着负载功率的增加,基频及倍频的幅值呈增长趋势,空载的主要频率成分幅值很小,在10~20 kW时,基频及2倍啮频随着功率的增加,其幅值变化不明显,相比于1档,2档的主要啮合频率幅值变化较小。

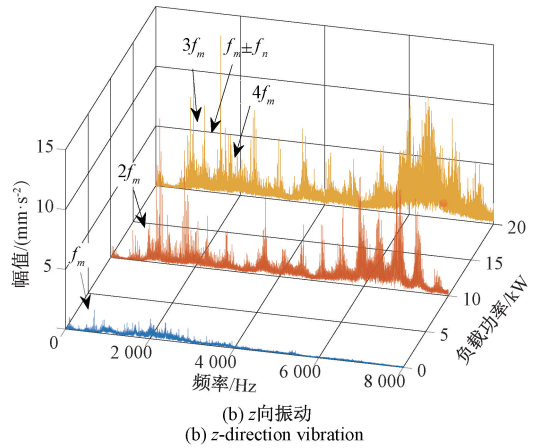
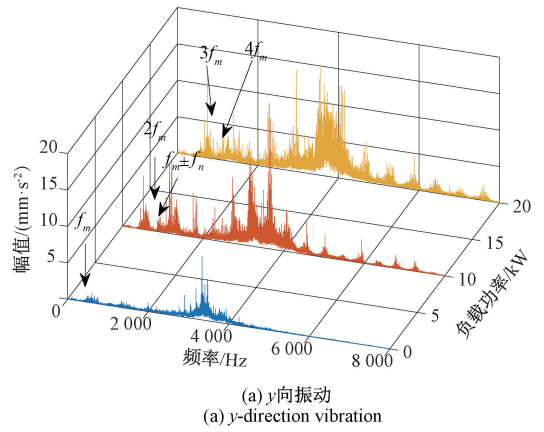


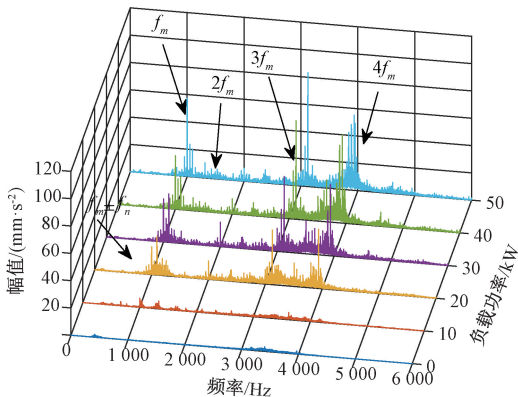
图8 2档振动频谱瀑布图

Fig. 8 2nd vibration spectrum waterfall map

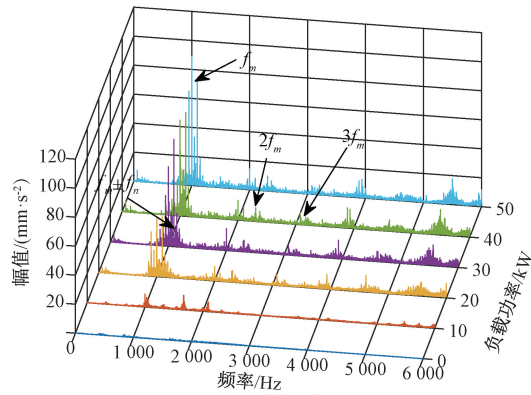
图9为3档的振动频谱瀑布图,基频 f_m 为1 000 Hz,从瀑布图可看出,在3档时不同负载工况下的振动啮合频率以前4阶啮合频率为主导,齿轮啮合频率附近均存在边频带成分,主要由汇流行星排各部件转频 f_n 及其倍频组成。经过对比分析,y向振动随着负载功率的增加基频及倍频的幅值也发生变化,在空载状态时,频率成分几乎被淹没,在10~50 kW时,基频随着功率的增加,其幅值变化明显,幅值最大出现在 $3f_m$ 处。z向振动的频率幅值在基频处最大,且随着负载功率的增加,幅值呈上升趋势。

图10为4档的振动频谱瀑布图,基频 f_m 为1 333.3 Hz,从瀑布图可看出,在4档时不同负载工况下的振动啮合频率以前4阶啮合频率为主导,齿轮啮合频率附近均存在边频带成分,主要由汇流行星排各部件转频 f_n 及其倍频组成。在10~50 kW时,基频随着功率的增加,其幅值变化较小,z向振动的频率成分集中在基频处,幅值在基频处最大,且随着负载功率的增加,幅值呈上升趋势。

负载40 kW振动信号频谱图,如图11所示,从11(a)可看出40 kW时基频附近边频带分别为输入端转频20 Hz及输出端的转频48 Hz,其倍频附近同样存在汇流



(a) y 向振动
(a) y-direction vibration



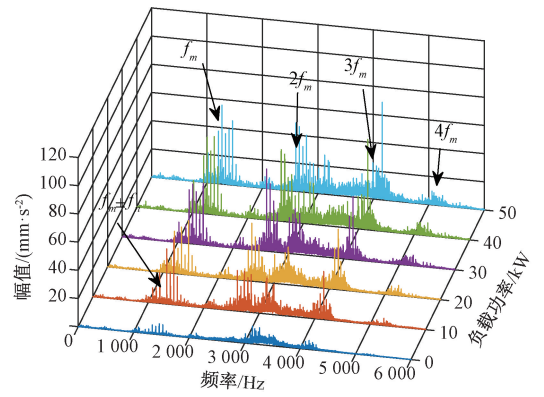
(b) z 向振动
(b) z-direction vibration

图 9 3 档振动频谱瀑布图

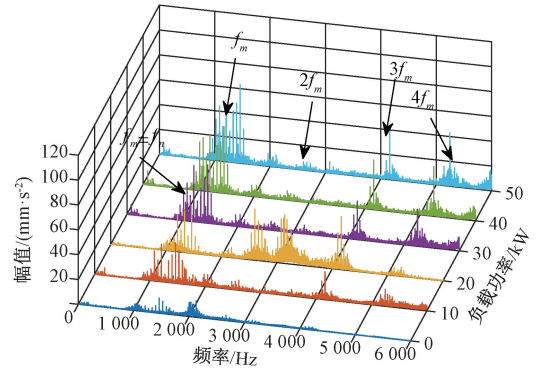
Fig. 9 3rd vibration spectrum waterfall map

排各部件转频,基频及倍频均产生了由 f_m 和各部件转频的组合频率。观察图 11(a)局部放大图,可以看出 f_m 附近出现了主动轮转频及从动轮转频。图 11(b)在基频附近频段分别为主动轮的转频 27 Hz 及从动轮的转频 63 Hz,其倍频附近同样存在汇流行星排各部件转频。对比图 11(a)与(b),高负载工况下激发出更高倍频 $5f_m$ 甚至 $6f_m$ 且对应幅值随负载增大而增大,而低负载工况下 $5f_m$ 不明显。结合图 10 可看出,汇流行星排振动频率具有随负载变化的特点。

统计 4 个档位下在不同负载功率下前三阶啮合频率幅值变化如图 12 所示。从图 12(a)可看出 1、2 档 y 向振动时 2 阶及 3 阶的幅值大于 1 阶,在同一阶啮合频率下,2 档对应的幅值略大; z 向振动与 y 向振动频率幅值变化规律相同,均为 2 阶频率最大;空载时的频率对应幅值很小,在 10~20 kW 时,频率幅值变化不明显。由图 12(b)可知,3、4 档的频率幅值主要集中在 1、3 阶啮合频率,2 阶啮合频率稳定在 10 mm/s^2 左右,1 阶啮合频率随负载的增加,幅值近似呈线性增长, z 向的斜率高于 y 向,3 档 y 向 1 阶的斜率接近 $1.05 \text{ mm/s}^2/\text{kW}$; z 向 1 阶的斜率接近



(a) y 向振动
(a) y-direction vibration



(b) z 向振动
(b) z-direction vibration

图 10 4 档振动频谱瀑布图

Fig. 10 4th vibration spectrum waterfall map

$1.75 \text{ mm/s}^2/\text{kW}$; 4 档 y 向 1 阶的斜率接近 $0.60 \text{ mm/s}^2/\text{kW}$, 4 档 z 向 1 阶的斜率接近 $1.22 \text{ mm/s}^2/\text{kW}$ 。3 阶频率对应幅值的变化趋势与 1 阶相同,均与负载功率呈正相关关系,对比 1、2 档的频率幅值变化可知,低档位频率对应幅值远小于高档位,高档位对负载变化的敏感性更大。

4 结 论

本文通过搭建振动测试试验台及对汇流行星排在 4 个档位下分别进行不同负载工况试验,分析其时频变化特点,得出如下结论。

1) 负载工况下汇流排振动的幅值有效值明显高于空载状态下相同工况时的振动幅度,同一档位工况下,负载功率越高,对应的振动强度越大,且 z 向高于 x、y 向;空载工况下振动冲击振动严重,负载工况下汇流行星排动的峭度指标基本稳定在 3.5 左右,振动冲击能量较为稳定。

2) 负载工况下对应的啮合频率的幅值明显高于空载下相应的幅值,且啮合频率附近有各部件的转频等组合

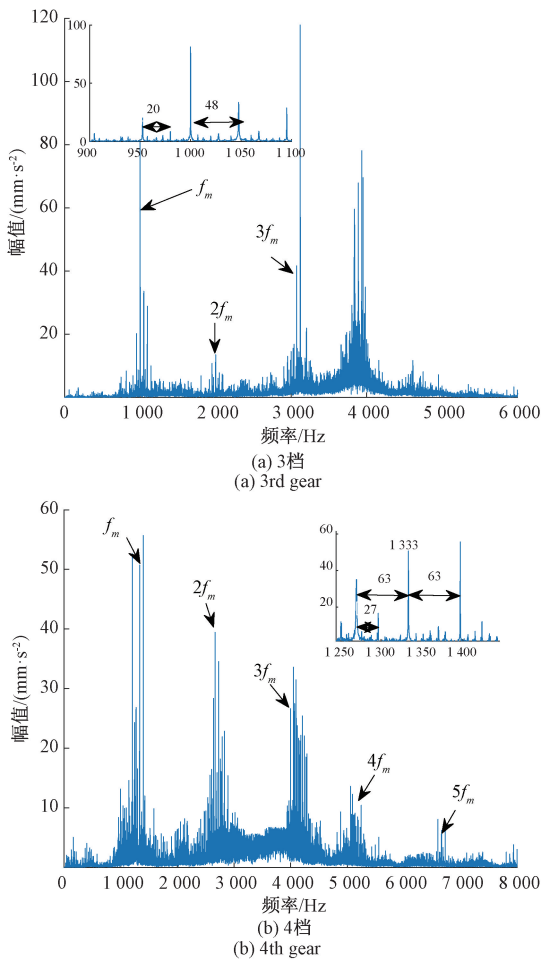


图 11 负载 40 kW 振动信号频谱图

Fig. 11 Spectrum of the load 40 kW vibration signal

频率, 1、2 档 1 阶啮合频率的幅值变化较为平缓, 3、4 档 1 阶啮合频率的幅值变化基本呈线性增长, 且 z 向高于 y 向。

3) 在 3、4 档时, 负载功率高于 30 kW 时振动信号出现高阶谐波 $5f_m$ 及 $6f_m$, 且对应幅值随负载功率增加而增大, 这为汇流行星排齿轮的疲劳检测提供了参考依据。

参考文献

[1] 周建星, 刘更, 吴立言. 转速与负载对减速器振动噪声的影响研究[J]. 振动与冲击. 2013, 32(8) : 193-198.
ZHOU J X, LIU G, WU L Y. Study on the influence of rotating speed and load on vibration and noise of reducer[J]. Vibration and Shock. 2013, 32(8) : 193-198.

[2] 耿智博, 肖科, 王家序, 等. 汽车变速器齿轮传动系统动态特性研究及优化[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2018, 45(8) : 22-31.
ZHAI Z, XIAO K, WANG J, et al. Research and optimization of dynamic characteristics of gear transmission system of automobile transmission [J].

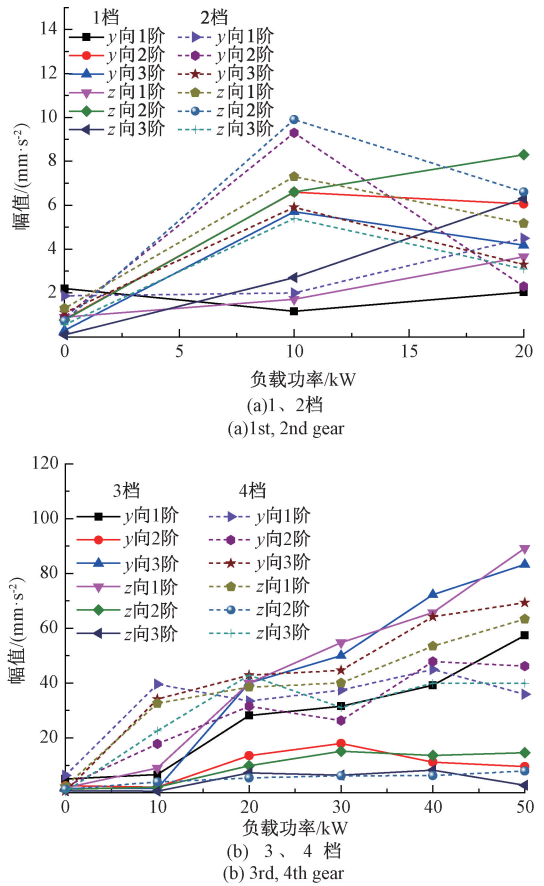


图 12 频率幅值变化

Fig. 12 Frequency amplitude change diagram

Journal of Hunan University (Natural Science Edition), 2018, 45(8) : 22-31.

[3] 李淑颖, 霍睿, 刘玥. 外部激励对齿轮箱系统振动能量传递特性的影响 [J]. 自动化仪表, 2019, 40 (5) : 87-91.
LI SH Y, HUO R, LIU Y. Effect of external excitation on vibration energy transfer characteristics of gearbox system [J]. Automation Instrument, 2019, 40(5) : 87-91.

[4] 张晓萍, 王玉林, 杜明刚, 等. 综合传动装置内部激励与箱体振动特征的试验研究 [J]. 兵工学报, 2016, 37(3) : 535-540.
ZHANG X P, WANG Y L, DU M G, et al. Experimental study on internal excitation and vibration characteristics of integrated transmission [J]. Acta Armamentari Sinica, 2016, 37(3) : 535-540.

[5] 关晓阳, 龙震海. 不同载荷水平条件下重载传动齿轮的振动特性分析 [J]. 机械传动, 2017, 41(2) : 83-87.
GUAN X Y, LONG ZH H. Analysis of vibration characteristics of heavy-duty transmission gears under different load levels [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(2) : 83-87.

- [6] 于洋,戴光昊,朱振荣,等.行星齿轮减速器振动噪声特性仿真分析[J].舰船科学技术,2014(6):111-116.
YU Y, DAI G H, ZHU ZH R, et al. Simulation analysis of vibration and noise characteristics of planetary gear reducer[J]. Ship Science and Technology, 2014(6):111-116.
- [7] 王峰,方宗德,李声晋.多载荷工况下人字齿轮传动系统振动特性分析[J].振动与冲击,2013,32(1):49-52.
WANG F, FANG Z D, LI SH J. Vibration characteristics analysis of herringbone gear transmission system under multi-load conditions [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(1):49-52.
- [8] 李亦轩,王巍,张明.冲击载荷作用下减速器行星齿轮传动系统振动特性研究[J]机床与液压,2018,12,46(23):130-133.
LI Y, WANG W, ZHANG M. Planetary gear transmission of reducer under impact load research on vibration characteristics of moving system [J] Machine Tool & Hydraulics, 2018, 12, 46(23):130-133.
- [9] 张琛,翁建生.外部激励对齿轮系统非线性振动的影响[J]轻型汽车技术,2013(4):28-30.
ZHANG CH, WENG J SH. Influence of external excitation on nonlinear vibration of gear system [J]. Light Vehicle Technology, 2013(4):28-30.
- [10] TUMA J. Gearbox noise and vibration prediction and control [J]. International Journal of Acoustics and Vibration, 2009, 14(2):1-11.
- [11] BOTMANM. Vibration measurements on planetary gears of aircraft turbine engines[J]. Journal of Aircraft, 2015, 17(5):351-357.
- [12] YANG J, YANG P. Random vibration analysis of planetary gear trains [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2013, 135(2):021005.
- [13] 丁康,李巍华,朱小勇.齿轮及齿轮箱故障诊断实用技术[M].北京:机械工业出版社,2005:25-30.
DING K, LI W H, ZHU X Y Practical Techniques for

Gear and Gearbox Fault Diagnosis [M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2005:25-30.

- [14] 李舜酩,郭海东,李殿荣.振动信号处理方法综述[J].仪器仪表学报,2013,34(8):1907-1915.
LI SH M, GUO H D, LI D R. A summary of vibration signal processing methods [J]. Journal of Instrumentation, 2013, 34(8):1907-1915.
- [15] 魏秀业,潘宏侠.齿轮箱故障诊断技术现状及展望[J].测试技术学报,2006,20(4):368-376.
WEI X Y, PAN H X. Status and prospect of gearbox fault diagnosis technology [J]. Journal of Test and Measurement Technology, 2006, 20(4):368-376.

作者简介



王立勇, 2008年于北京理工大学获得博士学位,现为北京信息科技大学教授,现代测控技术教育部重点实验室副主任,主要研究方向为车辆系统传动设计、机电系统状态监测与故障诊断、高转速摩擦元件动态特性研究等。

E-mail:wangliyong@bistu.edu.cn

Wang Liyong received Ph. D. from Beijing Institute of Technology in 2008. He is currently a professor at Beijing Information Science and Technology University, deputy director of key laboratory of modern measurement and control technology. His main research directions are mechanical and electrical vehicle transmission system design, mechanical and electrical system status monitoring and fault diagnosis, such as high speed friction element dynamic characteristic research.



刘晓波(通信作者),2017年于湖南工学院获得工学学士学位,现为北京信息科技大学硕士研究生,主要研究方向为机电系统动力学、机电一体化等。

E-mail:liuxiaobo0522@163.com

Liu Xiaobo (Corresponding author) received B. Sc. from Hunan Institute of Technology in 2017. He is currently M. Sc. candidate at Beijing University of Information Science and Technology. His main research interests are electromechanical system dynamics and mechatronics.