

工业精度大齿轮惯性质量阻尼器动力试验及 干扰因素分析

孙飞飞, 杨嘉琦

(同济大学土木工程学院, 上海 200092)

摘要:为了解决工业精度齿轮惯性质量阻尼器缺乏相关研究的问题,在小齿轮振动台试验参考文献的基础上,采用加工精度7级的工业级钢制大质量齿轮进行了齿轮惯性质量阻尼器的动力试验. 试验主要研究阻尼器在不同频率简谐波位移激励下的工作性能以及各种干扰因素对试验结果的影响. 试验结果表明:阻尼器在简谐波位移激励下滞回曲线有负刚度特性,初始阶段滞回曲线呈正刚度现象;齿轮与齿条间的啮合、轴与支座的摩擦是影响阻尼器性能的主要因素;滑槽滚珠的碰撞、齿条的惯性力、滚珠滑槽的滚动摩擦是影响试验结果的主要干扰因素,并提出了试验方法改进建议.

关键词: 齿轮; 惯性质量阻尼器; 滚珠碰撞; 啮合; 负刚度; 摩擦

中图分类号: U 461; TP 308

文献标志码: A

文章编号: 0254-0037(2019)03-0229-07

doi: 10.11936/bjtxb2018080004

Dynamic Experiment of Gyro-mass Damper With Industrial Precision and Analysis of Interference Factors

SUN Feifei, YANG Jiaqi

(College of civil engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: The reference has already conducted a shake table experiment about GMD with small gears. The experiment of this article was intended to install industrial steel gears whose accuracy grade was 7 M on the damper. The working performance of the damper was mainly studied when the device was stimulated by simple harmonic displacement. In conclusion, the damper shows a characteristic defined as negative stiffness. At the beginning of working condition, the device presented a property of positive stiffness. The friction between the bearing and the support, and the mechanical interaction between the rack and gears are important factors, which have effect on the working performance of the damper. After analyzing the data of the new experiment, it shows that the collision between balls in the test, the rolling friction and inertia mass force of the rack are the interference factors that influence the value of resisting force. Finally, advices on how to improve this experiment method were proposed.

Key words: gears; inertia mass damper; gear mesh; collision; negative stiffness; friction

惯性质量阻尼器被广泛应用于车辆^[1]和光学平台^[2]的减震,但是在建筑结构减震方面研究较

少. 已知的惯性质量阻尼器有滚珠丝杠阻尼器、齿轮齿条阻尼器等^[3]. 除此之外还有将黏滞阻尼和丝

收稿日期: 2018-08-03

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51778488)

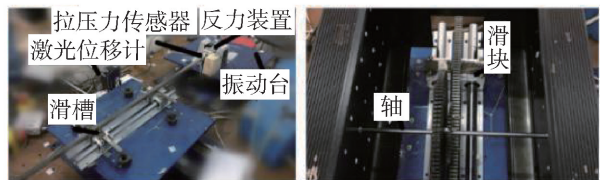
作者简介: 孙飞飞(1971—), 男, 教授, 主要从事多高层钢、钢-混凝土组合结构抗震分析和设计理论方面的研究, E-mail: ffsun@tongji.edu.cn.

杠、齿轮等构件组合在一起的减震装置. 已有对丝杠式惯性质量阻尼器力学性能的研究表明, 丝杠式惯性质量阻尼器的阻尼力有非线性现象, 其主要原因是摩擦力与间隙^[4-5]. 目前对于齿轮齿条式惯性质量阻尼器力学性能研究还很少. Hessabi 等^[6]提出了惯性质量阻尼器试验方案: 利用刚接在振动台上的齿条对固定好的齿轮组施加激励, 通过与齿条相连的测力计得到输出的反力响应, 并用 LVDT 接触式位移计测量位移; 采用小齿轮组进行了振动台试验, 验证了不同齿轮组合下阻尼器的工作性能. 为更符合真实工程应用情况, 本文采用工业精度大质量齿轮组装成惯性质量阻尼器进行动力试验, 并提出一种新的试验方法. 本试验主要研究齿轮惯性质量阻尼器在不同频率的位移激励下的工作性能以及试验的干扰因素.

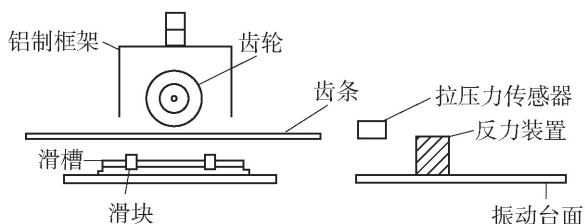
1 试验方案与计算模型

1.1 试验方案

试验方案与试验场景如图 1 所示. 试验均采用模数为 2 M、厚度为 5 mm 的工业加工精度 7 级齿轮, 齿轮的其他参数见表 1. 阻尼器齿轮部分由 3 个齿轮组成: 1 个 G1 齿轮、2 个 G2 齿轮, 三者刚接. 齿轮通过 8 mm 直径的钢轴与铝合金框架连接. 为保证结构稳定性, 铝合金框架上增加 10 kg 配重. 采用工业加工精度 M7 级、厚度 15 mm、长 1 m 的模数为



(a) 试验场景图与简图



(b) 试验组件拆分图

图 1 试验方案与试验场子

Fig. 1 Experiment scheme and pictures of the test

2M 的齿条与齿轮相匹配. 拉压力传感器的量程是 ± 100 N, 振动台是同济大学建筑结构试验室的 Quanser Shake Table II 振动台. 试验构件的连接次序从右到左依次是: 反力装置与拉压力传感器右端刚接; 拉压力传感器左端与齿条右端刚接; 齿条刚接于滚珠滑块之上, 滚珠滑块放置于滚珠滑槽之上; 滚珠滑槽刚接于试验台之上; 铝合金框架刚接于试验台上, 齿轮通过钢轴与铝合金框架连接, 齿轮位置要保证能与齿条搭接在一起. 当振动台启动带动反力装置推动拉压力传感器以及齿条一起运动, 从而激励齿轮转动. 相对于参考文献[6]的试验, 本试验的齿轮质量有所增加, 所以试验装置的关键节点的连接很重要, 本试验采用尼龙搭扣、强力胶水、螺丝钉组合使用, 加强节点强度, 保证节点不发生转角与位移. 为消除传统位移计的摩擦力干扰, 试验采用激光位移计. 为减小齿条与支撑平台的摩擦, 在齿条下部安装滚珠滑块与滑槽相连并加上了润滑油, 最大限度减小摩擦力对试验结果的影响.

表 1 齿轮参数

Table 1 Parameters of gears

齿轮	质量/kg	直径/mm
G1	0.265	100
G2	1.190	200

1.2 试验方案的计算模型

试验方案的计算模型如图 2 所示. 输出的合力由 3 部分组成: 齿轮系统输出的惯性力, 滚珠滑槽的摩擦力, 齿条的惯性力, 三者并联. 图中 Q_b 是齿轮系统输出力, Q_f 是齿条的惯性力, Q_r 是滚珠滑槽的摩擦, P 是输出合力. 3 个参数以及输出合力满足

$$P = Q_r + Q_f + Q_b \quad (1)$$

$$Q_f = -F_f \text{sign}(\dot{x}_d) \quad (2)$$

$$Q_f = m \ddot{x}_d \quad (3)$$

$$Q_b = b \ddot{x}_d \quad (4)$$

式中 b 是等效惯性质量, 根据文献[6]推导得到

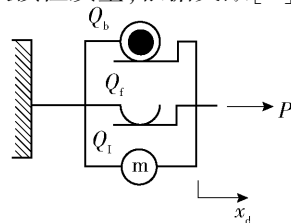


图 2 试验方案计算模型

Fig. 2 Theoretical model of the experiment

$$b = \frac{1}{2}(m_1 + 2N^2 m_2) \quad (5)$$

将表1的数据带入式(5)得到 $b = 4.8925 \text{ kg}$, m 是齿条的质量,实际测得齿条质量为 $m = 1.675 \text{ kg}$. F_f 为摩擦力绝对值,其值需要试验测得. x_d 是齿条的位移. N 是齿轮的半径比, $N = r_2/r_1$, 本试验中 $N = 2$.

1.3 试验工况

为验证不同频率下阻尼器的性能,进行了7种不同工况的试验,工况类型见表2. 各个工况位移激励幅值均为 10 mm . 首先进行不搭接齿轮的试验,目的是为了测量出滑槽摩擦力和齿条惯性力合力的值以及力学信号的特征. 其中 F1 工况是为了测量出滚珠滑槽在近似匀速运动状态下摩擦力大小. 其次进行了搭接齿轮和齿条的各个工况的试验,目的是为了测量在摩擦力以及齿条惯性力的影响下,齿轮惯性质量阻尼器装置的输出合力特性.

表2 阻尼器的工况

Table 2 Working condition of damper

试验工况	F1	F2	F3	F4	P1	P2	P3
齿轮	无	无	无	无	有	有	有
频率/Hz	0.1	0.5	1.0	2.0	0.5	1.0	2.0

2 试验现象以及干扰因素分析

2.1 齿轮不搭接状态下输入激励与输出摩擦力响应

输入的位移激励如图3、4所示,对于F1工况,位移激励加载频率高于理想频率;对于高频位移激励,位移在初始周期达不到理想幅值的,振动台作动器需要加载时间. 输出合力响应信号如图5~8所示. 图5中对于F1工况的结果,其输出合力平稳,有明显的库伦摩擦力特征. 这是因为位移激励频率仅为 0.1 Hz , 该情况下的滚珠滑槽的运动状态近似为匀速运动. 该工况齿条加速度可以忽略,齿条的惯性力近似于为 0 N , 拉压力传感器测得力近似是滑槽的滚动摩擦力,可以作为 F2、F3、F4 工况的参照. 试验通过水平尺对滚珠滑槽进行几何调平,但测得的摩擦力信号仍存在不对称现象,说明试验装置没有物理调平. 随后的试验都先进行预加载测试,在保证装置输出力的对称性后再进行正式试验. 由试验图6~8可知,由于齿条的振动频率增加,齿条的惯性力增加,因此合力峰值增大. 如图7~8所示输出合力时程曲线中出现了力大小的突变,而且

突变发生时刻与振动台的位移(见图4)方向发生变化的时刻对应. 因此推断是振动运动台方向变化导致滚珠相互碰撞引起合力的突变. 当振动台的振动频率增加之后突变的峰值加大,该现象进一步证明了滚珠碰撞力的存在.

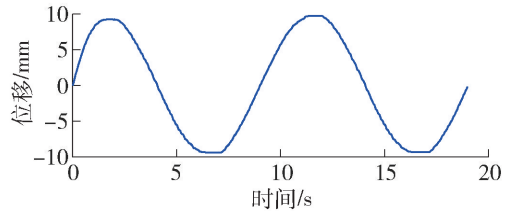


图3 工况 F1 位移激励

Fig. 3 Displacement of working condition F1

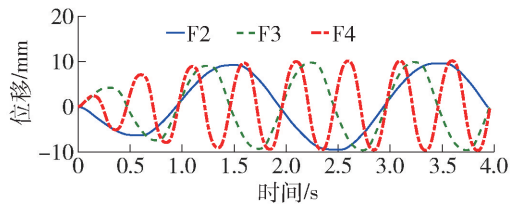


图4 工况 F2、F3、F4 位移激励

Fig. 4 Displacement of working condition F2、F3、F4

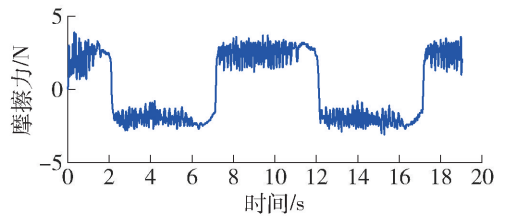


图5 工况 F1 合力响应

Fig. 5 Reaction force of working condition F1

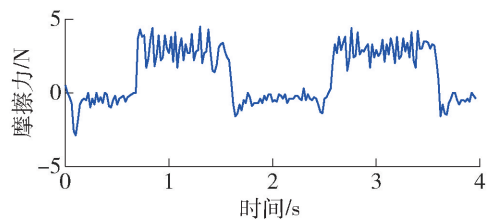


图6 工况 F2 合力响应

Fig. 6 Reaction force of working condition F2

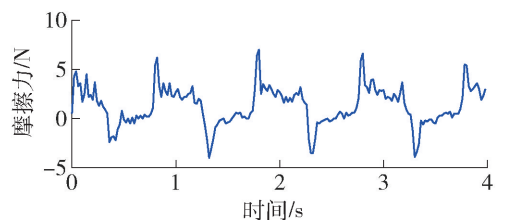


图7 工况 F3 合力响应

Fig. 7 Reaction force of working condition F3

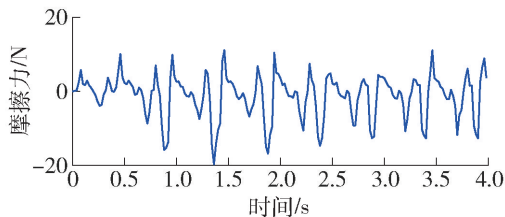


图8 工况 F4 合力响应

Fig. 8 Reaction force of working condition F4

2.2 齿轮搭接状态下输入激励与输出合力响应

齿轮搭接工况下,3 个工况的位移激励如图 9 所示,可以看出位移激励需要逐渐加载,不能马上达到理想幅值,需要加载时间. 3 个工况的输出合力如图 10~12 所示. 由图 10 与图 6 对比可知,P1 工况与 F2 工况测得的时程曲线特征相似. 这是因为在 0.5 Hz 的位移激励下,齿轮输出的惯性力峰值的理论值约为 0.48 N,占输出合力的比例很小,所以 P1 工况输出合力由摩擦力与滚珠碰撞力控制. 因此 P1 工况的时程曲线与 F2 工况测得的合力时程曲线特征相似. P1 工况输出合力时程曲线出现比 F2 工况输出合力突变点还大的突变点;由图 10~12 可见,由于振动频率增加,齿轮的输出力增加. 分别对比图 6 与图 10、图 7 与图 11、图 8 与图 12,可以发现齿轮搭接工况合力时程曲线与齿轮不搭接工况的合力时程曲线相比峰值增加,说明齿轮参与工作输出惯性力;通过对比能在 P1、P2、P3 工况的时程曲线中分别找到 F2、F3、F4 工况时程曲线的信号特征,说明滚珠碰撞对试验结果的干扰明显.

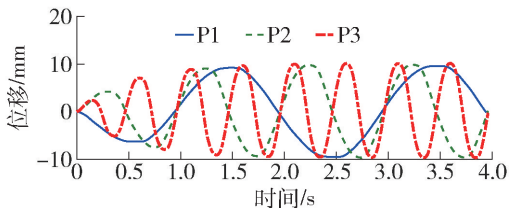


图9 工况 P1、P2、P3 位移激励

Fig. 9 Displacement of working condition P1, P2 and P3

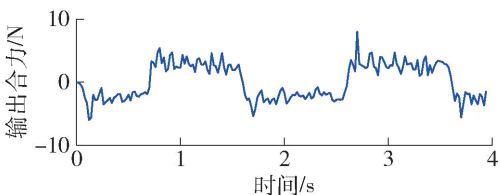


图10 工况 P1 合力响应

Fig. 10 Reaction force of working condition P1

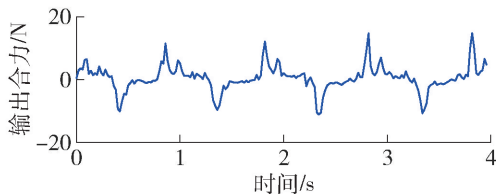


图11 工况 P2 合力响应

Fig. 11 Reaction force of working condition P2

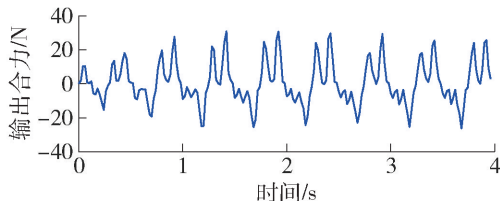


图12 工况 P3 合力响应

Fig. 12 Reaction force of working condition P3

试验结果中,齿轮不搭接工况测得的合力的峰值与对应的齿轮搭接工况测得的合力的峰值的比值按位移激励频率从小到大排列分别为:0.820、0.641、0.416. 从数据中可以看出:随着位移激励的增大,试验干扰占总输出合力的比例减小.

2.3 滞回曲线

由滞回曲线图 13~15 可见,随着振动频率的增大,滞回环开始出现负的斜率,称为负刚度^[7]. 对比图 13~15 说明随着振动的频率增加,齿轮产生的反力增大,滞回曲线斜率绝对值增大. 由式(9)可知,仅有齿轮输出惯性力的理想的阻尼器在简谐位移激励下的输出合力与位移的关系呈负相关,力和位移成直线关系. 在试验中由于阻尼器存在滚动摩擦力等影响因素,力和位移形成滞回曲线. 随着频率增加,负刚度的绝对值加大,因而滞回曲线负刚度现象也越来越明显. 由图 13 可知,由于振动台振动频率较小,齿轮输出力很小,因此滞回曲线的特征与库伦摩擦力滞回特征一致,说明滚珠滑槽的摩擦力存在,且特征近似于库伦摩擦.

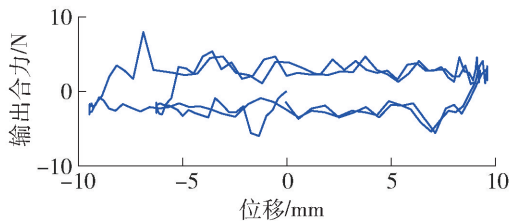


图13 工况 P1 滞回曲线

Fig. 13 Hysteresis loop of working condition P1

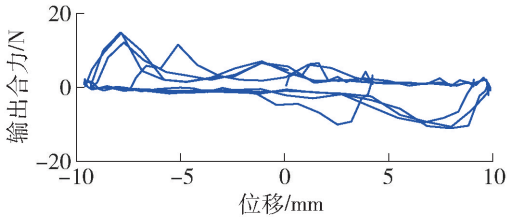


图 14 工况 P2 滞回曲线

Fig. 14 Hysteresis loop of working condition P2

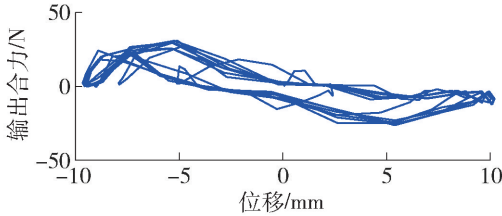


图 15 工况 P3 滞回曲线

Fig. 15 Hysteresis loop of working condition P3

3 齿轮惯性质量阻尼器性能分析

3.1 去除干扰因素后的试验结果分析

目前在试验中通过直接观察数据可以得到本试验方案结果的干扰因素. 其中包含摩擦力、齿条的惯性力、滑槽上滑块内的滚珠间的碰撞力. 接下来进行阻尼器自身性能影响因素的分析. 将齿轮工搭接工况测得的输出合力减去齿轮不搭接工况得到输出合力, 得到的结果与仅有齿轮输出惯性力的理想阻尼器计算模型得到的齿轮输出力对比.

$$Q_{gi} - Q_{fi} = Q_{bi} \quad (6)$$

式中: Q_{gi} 为齿轮搭接状态下的第 i 个工况下实测得阻尼器输出的合力大小; Q_{fi} 为齿轮不搭接状态下的第 i 个工况下实测得合力的大小; Q_{bi} 为实际齿轮输出的合力大小. 理论计算公式应满足

$$P = b \ddot{x}_d \quad (7)$$

输入的激励是正弦激励, 为

$$x_d = A \sin \omega t \quad (8)$$

对式(8)求导, 得

$$\ddot{x}_d = -\omega^2 A \sin \omega t \quad (9)$$

将式(9)带入式(7)得

$$P = -b\omega^2 A \sin \omega t = -b\omega^2 x_d = \alpha x_d \quad (10)$$

式中

$$\alpha = -b\omega^2$$

式中: P 为输出的合力, A 为位移激励幅值.

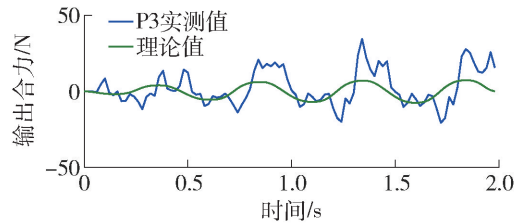
将表 2 工况中的参数带入式(10)可以得到输入位移激励与输出力的关系, 结果见表 3. 将测得的

位移激励带入表 3 的各个公式并与由式(6)得到的去除试验干扰因素影响的输出合力对比, 见图 16(a)、17、18.

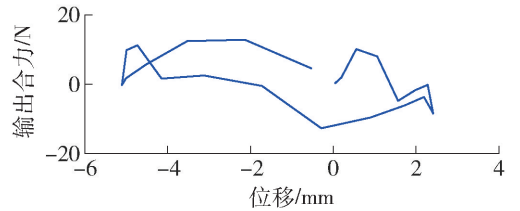
表 3 齿轮工作情况下各个试验对应的位移与齿轮输出力的关系计算公式

Table 3 Relationship between counter force and displacement that gears are working

试验序列	方程	理论齿轮输出力峰值/N
P1	$F = -48.29x_d$	0.480
P2	$F = -193.14x_d$	1.930
P3	$F = -772.59x_d$	7.773



(a) 理论值与实测值比较



(b) 第一圈滞回曲线

图 16 工况 P3 反力理论值与实测值的比较及启动第一圈滞回曲线

Fig. 16 Comparison of reaction force between theoretical value and experimental value for P3 and the first lap of hysteresis loop

稳定状态下, 由式(10)可知齿轮输出的力应该与位移方向相反的, 但是图 16(a)中在开始的第 1 周期前一小段, 齿轮输出的力是正值, 齿轮出力计算理论值与实测力值相位不同, 在第 2 个位移周期时, 二者相位相同. 说明第 1 周期开始, 齿条带动齿轮, 齿条受与齿条运动方向相反的力, 如果齿条运动方向为正, 拉压力传感器受拉, 输出合力为正值. 稳定后齿轮转动产生惯性力, 齿轮带动齿条, 齿条受与其运动方向相同的力, 当位移方向是正方向时, 拉压力传感器受压, 因此输出合力是负值, 阻尼器工作需要一个启动时间. 图 16(b)也说明了开始时启动段的存在, 因为理论上装置产生滞回曲线的斜率是负值, 但是启动阶段滞回曲

线斜率是正值,也证明装置需要启动时间. 该现象可能会对非周期激励下的阻尼器性能产生影响,需要进一步研究.

通过对比,由图 16(a)可知,消除试验干扰后的实测值大于理论值,这是由于齿轮与齿条啮合力导致的^[8]. 图 17 理论值与实测值完全不一致. 这是由于轴与支座存在摩擦以及齿轮与齿条之间的啮合力导致. 图 17 对应的 P1 工况齿轮输出力很小,而轴与支座存在摩擦以及齿轮与齿条之间的啮合力较大,合力时程曲线体现不出来齿轮输出反力的特征. 图 17 出现的尖点是由于齿轮间隙冲击以及啮合力^[3]产生的. 如图 18 所示,随着频率增加,齿轮输出的反力增加,轴和支座产生的摩擦力被抵消. 随着激励频率的增加,啮合力也在增加. 由图 16(a)可见, P3 工况时,实测值曲线产生与理论值特征一致的力曲线,说明齿轮惯性力为主要输出力.

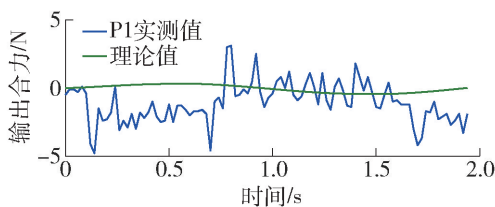


图 17 工况 P1 反力理论值与实测值的比较

Fig. 17 Comparison of reaction force between theoretical value and experimental value for P1

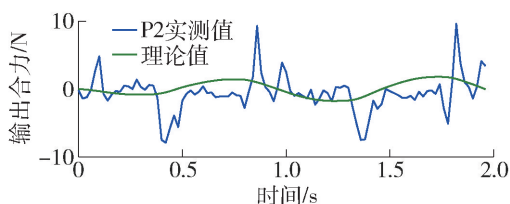


图 18 工况 P2 反力理论值与实测值的比较

Fig. 18 Comparison of reaction force between theoretical value and experimental value for P2

3.2 啮合力值与频率的关系

通过理论计算值的峰值和试验实测值得最大峰值相减可以近似得到啮合力的大小. 各个工况啮合力的大小与频率的关系见表 4. 振动频率与啮合力放大关系曲线见图 19, 经过拟合可看出二者对应关系近似为线性关系, 曲线的函数为 $y = 10.5x$. P3 工况的啮合力是 P1 工况啮合力的 4.4 倍, 是 P2 工况的 2.1 倍.

表 4 齿轮工作状态下各个试验的啮合力大小

Table 4 Value of gear mesh force when gears are working

试验序列	频率/Hz	啮合力/N
P1	0.5	4.60
P2	1.0	9.60
P3	2.0	20.08

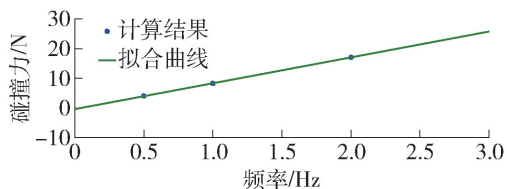


图 19 频率与啮合力的关系曲线

Fig. 19 Curve of the relationship between gear-mesh force and frequency

3.3 去除干扰因素后的滞回曲线

将上文中得到的所有与齿轮惯性质量阻尼器无关的干扰因素除去之后的合力与位移画成滞回曲线, 见图 20 ~ 22, 可见排除了滑槽的滚珠滑动, 滞回环有较大的面积. 理论上去除滑槽摩擦之后, 力和位移曲线是斜直线, 但是滞回结果中依然存在耗能, 这个耗能就是轴与支座的摩擦力以及齿轮与齿条的机械啮合力产生的. 所得曲线有负刚度, 而且随着振动频率的增加而增加, 说明虽然有啮合力、摩擦力的影响, 但是装置的负刚度性能没有变化.

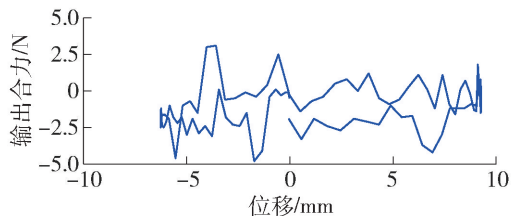


图 20 工况 P1 滞回曲线

Fig. 20 Hysteresis loop of working condition P1

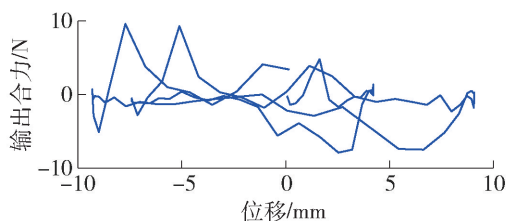


图 21 工况 P2 滞回曲线

Fig. 21 Hysteresis loop of working condition P2

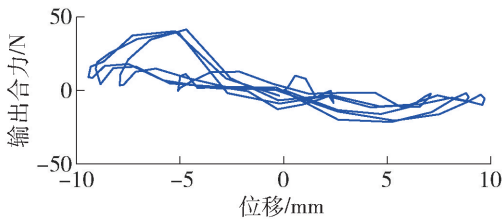


图22 工况P3滞回曲线

Fig. 22 Hysteresis loop of working condition P3

4 结论与建议

4.1 试验结论

1)从滞回曲线可以看出,齿轮惯性质量阻尼器在刚启动时会呈现正刚度现象.在非周期位移激励作用下该种现象可能会对阻尼器工作性能产生影响,需要进一步研究.

2)试验验证了齿轮惯性质量阻尼器在简谐位移激励下有滞回曲线出现负刚度的特性.在不同频率的位移激励下,随着频率的增加,齿轮输出的反力峰值绝对值增加,滞回曲线斜率绝对值增大.

3)影响阻尼器性能的因素有轴与支座的摩擦,以及齿轮与齿条之间的机械啮合力等.

4)齿轮与齿条间的啮合力会影响阻尼器的性能,啮合力增加了出力峰值大小.随着振动频率的增大,啮合力会增大,使出力与位移关系呈非线性变化.频率与啮合力峰值基本呈线性关系.

4.2 试验的干扰因素

1)在阻尼器质量较大出力较小的极端情况下,滚珠滑槽的滚动摩擦力不可以忽略不计.

2)对于任何一种工况,滚珠碰撞力会包含在试验结果当中,尤其对于频率较小的工况,测得的阻尼器出力值小于滚珠碰撞力值,对试验结果干扰大.

3)由于测力计安装在反力装置与齿条之间,齿条的惯性力会使试验测量结果偏大.

4.3 对于本试验方法的改进建议

1)干扰因素产生的力与阻尼器输出力的比值应该控制得很小,例如:加大位移激励频率,在测力计上加装缓冲装置等.

2)应尽量将拉压力传感器装在静止端,否则得

到的结果应进行修正,去除附加惯性力的影响.

参考文献:

- [1] SMITH M C, WANG F C. Performance benefits in passive vehicle suspensions employing inerters [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2004, 42(4): 235-257.
- [2] WANG F C, WU S Y. Vibration control of an optical table employing mechatronic inerter networks [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2014, 22(1): 224-234.
- [3] PAPAGEORGIOU C, HOUGHTON N E, SMITH M C. Experimental testing and analysis of inerter devices [J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2009, 131(1): 011001-1-011001-11.
- [4] 孙晓强,陈龙,汪若尘.滚珠丝杠式惯容器试验以及力学性能预测[J].*振动与冲击*, 2014, 33(14): 61-65.
SUN X Q, CHEN L, WANG R C. Experiment and mechanical properties prediction on ball-screw inerter[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(14): 61-65. (in Chinese)
- [5] 张孝良,聂佳梅.摩擦力对滚珠丝杠惯容器频响特性的影响[J].*机械科学与技术*, 2015, 34(5): 770-774.
ZHANG X L, NIE J M. Influence of the friction force on the frequency response characteristic of ball screw [J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2015, 34(5): 770-774. (in Chinese)
- [6] HESSABI R M, OYA M. Investigations of the application of gyro-mass dampers with various types of supplemental dampers for vibration control of building structure [J]. *Engineering Structure*, 2016(126): 174-186.
- [7] 彭献,陈树年,宋福馨.负刚度的工作原理及应用初探[J].*湖南大学学报*, 1992, 19(4): 89-94.
PENG X, CHEN S N, SONG F P. Research on theory of negative stiffness and its application[J]. *Journal of Hunan University*, 1993, 19(4): 89-94. (in Chinese)
- [8] 冯海生,王黎钦,郑德志.考虑变工况冲击的齿轮动态啮合力分析[J].*振动、测试与诊断*, 2015, 35(2): 212-217.
FENG H S, WANG L Q, ZHENG D Z. Analysis of gear dynamic meshing force considering variable condition impact[J]. *Journal of Vibration Measurement Diagnosis*, 2015, 35(2): 212-217. (in Chinese)

(责任编辑 郑筱梅)