

滚轮传动系统噪声预测研究*

左言言¹, 朱晨曦¹, 曾宪任²

(1. 江苏大学振动噪声研究所 镇江, 212013) (2. 九江学院机械与材料工程学院 九江, 332005)

摘要 为研究滚轮传动系统的噪声辐射问题,建立了滚轮传动系统的力学模型、有限元模型以及噪声辐射的预测模型。首先,通过试验测得滚轮传动系统工作时的振动与噪声数据;然后,利用载荷识别逆运算技术处理所测得的振动数据,得到系统各滚轮接触点处的等效激励载荷谱;最后,通过 Matlab 编程,计算各测点处的振动速度响应,再将其作为噪声预测模型的输入,计算滚轮传动系统的辐射噪声。通过与试验结果对比,对噪声预测模型进行修正。经检验,修正后的噪声预测模型可以比较准确地计算滚轮传动系统的辐射噪声。

关键词 滚轮; 声辐射; 噪声预测; 载荷识别

中图分类号 TH132.47; TB532

引言

滚轮传动系统在工业上应用广泛,但工作中滚轮的接触传动会产生巨大噪声,这里研究的滚轮系统噪声能达到 110 dB(A),对工人的工作环境和身心健康造成严重影响。国内外对滚轮传动系统振动噪声的关注和研究甚少,比较相近的轮轨噪声问题则得到较多的关注和研究。Remington^[1] 是对轮轨滚动噪声研究较早的学者之一,他从轮轨相互作用角度阐释了滚动噪声产生机理,建立了噪声预测模型。在对 Remington 的早期模型进行优化的过程中,众多学者以 Thompson 模型^[2-3] 为基础,建立了更加准确的噪声预测模型。Schneider 等^[4] 研究了轮轨作用力产生的辐射噪声。徐志胜等^[5-7] 建立了轮轨噪声预测垂向模型,同时给出了轮轨滚动噪声的预测方法。本研究的主要目的是探索滚轮传动系统振动噪声的建模及其噪声预测方法。这里以典型的滚轮传动系统为例,建立其振动模型和噪声辐射预测模型,以便预测和分析滚轮传动系统噪声的特性,进而提出相应的控制措施。

1 滚轮传动系统振动模型

1.1 滚轮传动系统结构

滚轮传动系统主要分为两大部分,即被动件和

基座部分。基座主要由底座、传动轴、主动滚轮、从动滚轮、轴承座及联轴器等部件组成,如图 1 和图 2。电机提供动力带动主动滚轮轴旋转,主动滚轮通过滚动接触带动被动件转动,从动滚轮则由被动件带着转动。主动滚轮和从动滚轮共同支撑被动件。滚轮传动系统共有 16 个滚轮,主动滚轮 8 个,与之相配的从动滚轮 8 个。由于被动件与基座部分之间通过滚轮相互滚动接触,因此,被动件也有 8 个滚轮。

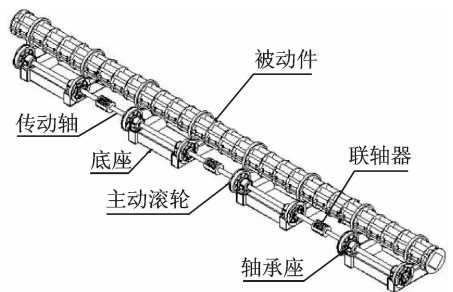


图 1 滚轮传动系统结构图

Fig. 1 The structure of roller driving system

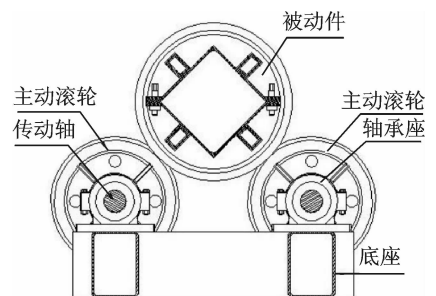


图 2 滚轮传动系统轴向视图

Fig. 2 The axial view of roller driving system

* 国家自然科学基金资助项目(51575238)

收稿日期:2015-09-14;修回日期:2015-11-23

1.2 滚轮传动系统的耦合动力学集中质量模型

由于滚轮传动系统噪声主要与被动件有关,同时系统的结构具有对称性,因此文中主要针对系统的垂向振动进行研究。鉴于滚轮传动系统非常复

杂,精确建模难度很大,这里采用集中质量法建立如图3所示的滚轮传动系统的力学模型。把被动件分成17个集中质量记为 $m_1 \sim m_{17}$;滚轮和轴承座简化为一个集中质量记为 $m_{18} \sim m_{33}$;4个基座记为 $m_{34} \sim m_{37}$ 。集中质量之间用弹簧及阻尼连接。

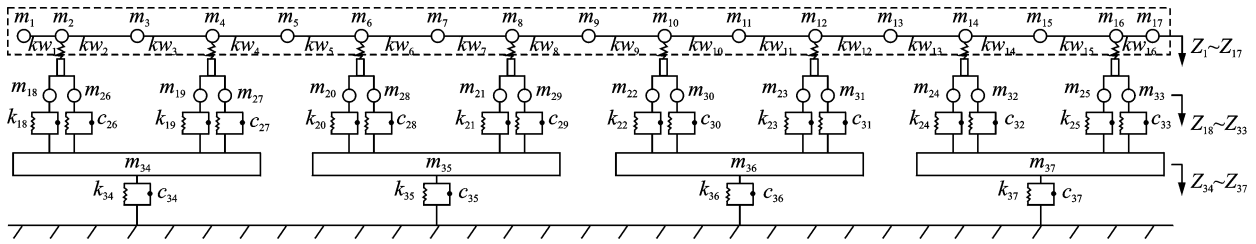


图3 滚轮传动系统力学模型

Fig. 3 The mechanical model of roller driving system

滚轮传动系统为连续系统,其运动方程应为高阶偏微分方程(组),为便于进行数值积分,通常采用Ritz法,运用正则函数和正则坐标化成常微分正则方程^[8]。假设滚轮系统在运行过程中,各滚轮之间始终保持接触。根据滚轮传动系统力学模型,这样滚轮传动系统耦合动力学振动微分方程可以统一表达为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{Z}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{Z}} + \mathbf{K}\mathbf{Z} = \mathbf{F} \quad (1)$$

其中: \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 和 \mathbf{K} 为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\ddot{\mathbf{Z}}$ 、 $\dot{\mathbf{Z}}$ 和 \mathbf{Z} 为加速度向量、速度矢量和位移向量; \mathbf{F} 为力向量。

1.3 系统参数的确定

由于被动件为长轴状,其质量基本沿轴向均匀分布,可以此为依据来确定其质量和刚度参数。

表1 滚轮传动系统集中质量的质量参数表

Tab. 1 The mass parameters of the lumped masses in roller driving system kg

符号	意义	数值
m_1	第1个集中质量	214.95
m_2	第2个集中质量	644.84
$m_3 \sim m_{15}$	第3~15个集中质量	859.79
m_{16}	第16个集中质量	644.84
m_{17}	第17个集中质量	214.95
$m_{18} \sim m_{33}$	8个主动滚轮的集中质量	537.74
$m_{26} \sim m_{33}$	8个从动滚轮的集中质量	463.95
$m_{34} \sim m_{37}$	4个底座的集中质量	636.79

质量参数:滚轮传动系统均为钢结构,根据钢材的密度 7860 kg/m^3 和滚轮结构几何尺寸所得到的滚轮体积可确定16个滚轮的质量,再加上负载沿着轴线方向均匀分布的质量。根据底座结构几何尺寸

所得到的底座体积可确定4个底座的质量。计算可得表1中的滚轮传动系统各集中质量的质量参数。

阻尼参数:通过查阅相关文献和研究报告,得到类似结构系统的阻尼参数。由于系统中滚轮绕轴转动,其与底座之间的阻尼主要以轴承阻尼为主,其轴承阻尼计算公式^[9]为

$$c = \frac{27.4 R_{x1}^{1.5} R_{x2}^{1.5} l^{0.805} z^{0.805} F_r^{0.195}}{\alpha^{0.81} \eta_0^{0.05} n_i^{1.05} r^{0.645} (R_1 + r)^{1.05} E_t^{-0.045}} \cdot \frac{1}{(1+\gamma)^{1.695} (1-\gamma)^{1.05} R_{x1}^{1.5} + (1-\gamma)^{1.695} (1+\gamma)^{1.05} R_{x2}^{1.5}} \quad (2)$$

其中: $\gamma = \frac{r}{R_1 + r}$; $E_t = \frac{E}{1-\nu^2}$; E 为材料的弹性模量; ν 为材料的泊松比; R_{x1} 为轴承滚子内滚道曲率半径; R_{x2} 为轴承滚子外滚道曲率半径; l 为轴承滚子有效接触长度; z 为轴承滚子数; F_r 为轴承内圈所受载荷; α 为轴承润滑油的粘压系数; η_0 为轴承润滑油的粘度; n_i 为轴承工作转速; r 为轴承滚子半径; R_1 为轴承滚子滚道半径。

根据滚轮传动系统的轴承为2232,可得各参数为: $E = 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$, $\nu = 0.266$, $R_{x1} = 102.5 \text{ mm}$, $R_{x2} = 126 \text{ mm}$, $l = 80 \text{ mm}$, $R_1 = 114.25 \text{ mm}$, $r = 11.75 \text{ mm}$, $z = 30$, $F_r = 14458 \text{ N}$, $\eta_0 = 0.02 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $\alpha = 2.3 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$, $n_i = 1600 \text{ r/min}$ 。

将各参数值代入到式(2),计算得到轴承阻尼大小为 $c_{18} \sim c_{33} = 2.486 \times 10^4 \text{ (N} \cdot \text{s/m)}$ 。钢结构材料本身的阻尼相对轴承阻尼要小很多,因此可以忽略。对于底座与地面之间的阻尼主要参考了地基土材料结构的阻尼。对地基土材料阻尼取值范围进行探讨^[10],选取阻尼比 $\zeta = 0.03$ 。通过转换得 $c_{34} \sim c_{37} = 1.44 \times 10^5 / \omega$,其中 ω 为振动圆频率。

刚度参数:滚轮传动系统的刚度可以计算确定。方法是建立滚轮传动系统结构的三维有限元模型,

在模型上施加单位载荷,计算滚轮传动系统力学模型中相应位置的位移,可以确定滚轮传动系统的各个刚度参数,如表 2 所示。

表 2 滚轮传动系统各刚度参数表

Tab. 2 The stiffness parameters for roller driving system

符 号	意 义	数 值
k_{w1}	集中质量 1 和 2 之间的弯曲刚度	8.4×10^5
$k_{w2} \sim k_{w15}$	集中质量 2~16 之间各个弯曲刚度	1.43×10^5
k_{w16}	集中质量 16 和 17 之间的弯曲刚度	8.4×10^5
$k_{w18} \sim k_{w33}$	分别表示 16 个滚轮与底座之间的垂向刚度	1.5×10^6
$k_{w34} \sim k_{w37}$	分别表示 4 个底座与地面之间的垂向刚度	2.4×10^6

2 被动件的振动响应

由于滚轮传动系统噪声主要与被动件有关,因此需要重点研究被动件的振动响应。采用振型叠加法计算从动件的振动响应。滚轮传动系统中被动件分成 17 个集中质量,即自由度为 17。根据被动件的振动方程

$$M\ddot{Z} + KZ = F \quad (3)$$

求解得到系统的特征向量矩阵 A 。记 A^T 为 A 的逆阵,取坐标变换

$$Z = Ay \quad (4)$$

将式(4)代入到式(3),并在方程两边均左乘 A^T ,得

$$A^T M A y + A^T K A y = A^T F \quad (5)$$

设激励力为简谐力,根据振型的正交性可知

$$A^T M A = M_b = \begin{bmatrix} M_{b1} & & & \\ & M_{b2} & & \\ & & \ddots & \\ & & & M_{b17} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$A^T K A = K_b = \begin{bmatrix} K_{b1} & & & \\ & K_{b2} & & \\ & & \ddots & \\ & & & K_{b17} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$A^T F = F_b e^{j\omega_0 t} = \begin{Bmatrix} F_{b1} \\ F_{b2} \\ \vdots \\ F_{b17} \end{Bmatrix} e^{j\omega_0 t} \quad (8)$$

经过解耦后得到的运动方程可写成为

$$\begin{cases} M_{b1} \ddot{y}_1 + K_{b1} y_1 = F_{b1} e^{j\omega_0 t} \\ M_{b2} \ddot{y}_2 + K_{b2} y_2 = F_{b2} e^{j\omega_0 t} \\ \vdots \\ M_{b17} \ddot{y}_{17} + K_{b17} y_{17} = F_{b17} e^{j\omega_0 t} \end{cases} \quad (9)$$

取钢结构的阻尼比为 $\zeta = 0.03$ 。设初始位移、速度及加速均为 0, $\omega_{ni} = \sqrt{K_{bi}/M_{bi}}$,利用 Duhamel 积分计算出式(9)的解为

$$y_i = \frac{1}{M_{bi} \omega_d} \int_0^t F_{bi} e^{j\omega_0 \tau} e^{-\zeta \omega_{ni} (t-\tau)} \sin[\omega_d (t-\tau)] d\tau = \frac{F_{bi} e^{-\zeta \omega_{ni} t}}{M_{bi} [(j\omega_0 + \zeta \omega_{ni})^2 + \omega_d^2]} \cdot \left[\frac{e^{(j\omega_0 + \zeta \omega_{ni})t} - (j\omega_0 + \zeta \omega_{ni}) \sin \omega_d t - \cos \omega_d t}{\omega_d} \right] \quad (10)$$

将式(10)对时间 t 求导,可得

$$\frac{dy_i}{dt} = \frac{F_{bi} e^{-\zeta \omega_{ni} t}}{M_{bi} [(j\omega_0 + \zeta \omega_{ni})^2 + \omega_d^2]} \times \left[\frac{(j\omega_0 + \zeta \omega_{ni}) \zeta \omega_{ni} + \omega_d^2 \sin \omega_d t + \omega_0 (e^{(j\omega_0 + \zeta \omega_{ni})t} - \cos \omega_d t)}{\omega_d} \right] \quad (11)$$

其中: y_i 为 y 的第 i 个分量; ω_0 为激励力的激励圆频率; dy_i/dt 为 y 坐标系中第 i 个集中质量的速度; $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$,表示系统在 y 坐标系中,添加阻尼后的振动圆频率。

对式(11)进行傅里叶变换,可得到速度响应的频谱为

$$V(\omega) = \frac{F_{bi}}{M_{bi} [(j\omega_0 + \zeta \omega_{ni})^2 + \omega_d^2]} \times \left[\frac{\zeta^2 \omega_{ni}^2 + \omega_d^2 + \omega_0 \omega}{(\zeta \omega_{ni} + j\omega)^2 + \omega_d^2} + 2j\omega_0 \pi \delta(\omega - \omega_0) \right] \quad (12)$$

将式(10)计算的结果代入到式(4),可得到被动件 17 个集中质量的位移响应。将式(11)计算结果代入到式(4)可得被动件 17 个集中质量的速度响应。将式(12)计算结果代入到(4)可得到被动件各集中质量响应的速度的频谱。

3 被动件的固有频率及振型

对微分方程(3)进行求解,可得到被动件的固有频率和振型,其 17 个固有频率为:0,13.42,26.7,39.67,52.21,64.17,75.42,85.85,95.35,103.81,111.14,117.26,122.09,125.59,127.71,458.27,463.33 Hz。其前 4 阶非刚体模态振型如图 4 所示。

实际上被动件是一个无限自由度的连续体,在仿真软件中利用其有限元模型,计算频率与振型。

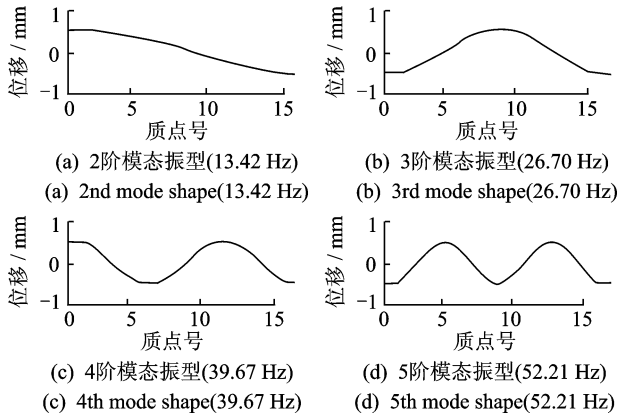


图4 被动件的前4阶非刚体模态振型

Fig. 4 The first 4 order non rigid modal vibration mode of the passive part

有限元模型主要采用六面体网格单元。同时建立各部件之间的连接,根据分析的要求,选择合适的连接。

将有限元模型计算结果与集中质量法的计算结果进行对比,表3为部分固有频率对比结果。

表3 两种方法部分结果对比

Tab. 3 Comparison of part of the results of two methods

集中质量 法阶次	固有频率/Hz	ANSYS 阶次	固有频率/Hz
1	0	1	0
2	13.42	7	14.61
3	26.70	9	29.13
4	39.67	10	38.95
5	52.21	12	48.59
6	64.17	13	62.93
7	75.42	15	77.69

通过对比固有频率及对应频率的振型,结果表明利用搭建的有限元模型计算出来的无限自由度的固有频率,与集中质量法这种有限自由度方法计算的固有频率对比,固有频率基本吻合,误差不超过10%,对应频率的振型总体相似。由此可以验证有限元模型的准确性,为以后在有限元模型上进行计算做好铺垫。

4 滚轮噪声预测模型

将每个集中质量视为点声源,根据点声源向半空间辐射噪声的特点,可知辐射声场的声压^[11]为

$$p \approx j \frac{k\rho_0 c_0}{2\pi r} Q_0 e^{j(\omega t - kr)} \quad (13)$$

其中: k 为声波波数; c_0 为声波空气中传播速度; ω 为声波圆频率; p 为测点声压; r 为声源到测点的距离; ρ_0 为空气密度; Q_0 为点源强度,也就是点源体

积速度幅值,其大小为振源表面振动速度与振源表面积的乘积,即

$$Q_0 = Su \quad (14)$$

将式(14)代入到式(13),可得第*i*点在第*m*测点所产生的声压

$$p_{im} \approx j \frac{k\rho_0 c_0}{2\pi r_{im}} S_i u_i e^{j(\omega t - kr_{im})} \quad (15)$$

因此,滚轮传动系统在*m*点处产生的声压为

$$p_m = \sum_{i=1}^{37} j \frac{k\rho_0 c_0}{2\pi r_{im}} S_i u_i e^{j(\omega t - kr_{im})} = \sum_{i=1}^{37} j \frac{\rho_0 S_i u_i f}{r_{im}} e^{j2\pi(f t - \frac{f}{c_0} r_{im})} \quad (16)$$

其中: p_m 为滚轮传动系统在*m*点产生的总声压; f 为声压频率; S_i 为第*i*个集中质量点的噪声辐射表面积; u_i 为第*i*个集中质量点振动响应速度; r_{im} 为第*i*个集中质量点到测点*m*的距离。

根据系统结构尺寸参数及现场测试声压测点的实际位置可以确定37个集中质量的 $S_i, r_{i1}, r_{i2}, r_{i3}, r_{i4}$ 等尺寸参数,表4为前6个集中质量的尺寸参数。

表4 滚轮传动系统集中质量 $m_1 \sim m_6$ 的尺寸参数Tab. 4 The dimension parameters of lumped masses $m_1 \sim m_6$ in roller driving system

集中质量	S_i/m^2	r_{i1}/m	r_{i2}/m	r_{i3}/m	r_{i4}/m
m_1	1	1.506	2.876	4.719	6.654
m_2	4	1.421	2.453	4.245	6.166
m_3	4	1.738	1.738	3.32	5.198
m_4	4	2.453	1.421	2.453	4.245
m_5	4	3.32	1.738	1.738	3.32
m_6	4	4.245	2.453	1.421	2.453

测点的声压级 L_p 为

$$L_p = 20 \lg \frac{p_e}{p_{ref}} \quad (17)$$

其中: p_e 为 p_m 的有效值; $p_{ref} = 2 \times 10^{-5}$ Pa,为空气中基准声压。

5 噪声预测模型的验证

利用载荷识别法,采用Virtual.lab软件将滚轮传动系统振动加速度频谱试验数据加载到有限元模型中,利用载荷识别逆运算技术进行声学逆运算,可得实际工况的激励载荷。然后将识别的载荷谱加载到滚轮传动系统力学模型中,编写Matlab程序计算各集中质量点振动速度响应。将各参数代入到噪声预测模型中计算辐射噪声,并与试验结果对比。根据对比结果对噪声预测模型进行修正。

5.1 振动噪声试验

为了检验预测模型,对滚轮传动系统进行振动噪声试验。考虑滚轮系统的对称结构,传感器只布置在滚轮传动系统的半空间位置中。测点布置见图5所示,在被动件上方1 m处为噪声测点1~4,在轴承座上布置振动测点5~8。

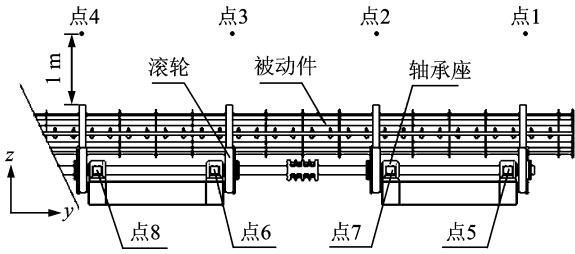


图5 振动噪声测点布置

Fig. 5 The installation of the noise-testing and vibration-testing points

主要针对3种滚轮转速工况进行试验分析,分别为滚轮转速为355 r/min(工况1),210.1 r/min(工况2),111.7 r/min(工况3)。图6为工况1(355 r/min)测点5~8的振动加速度频谱。

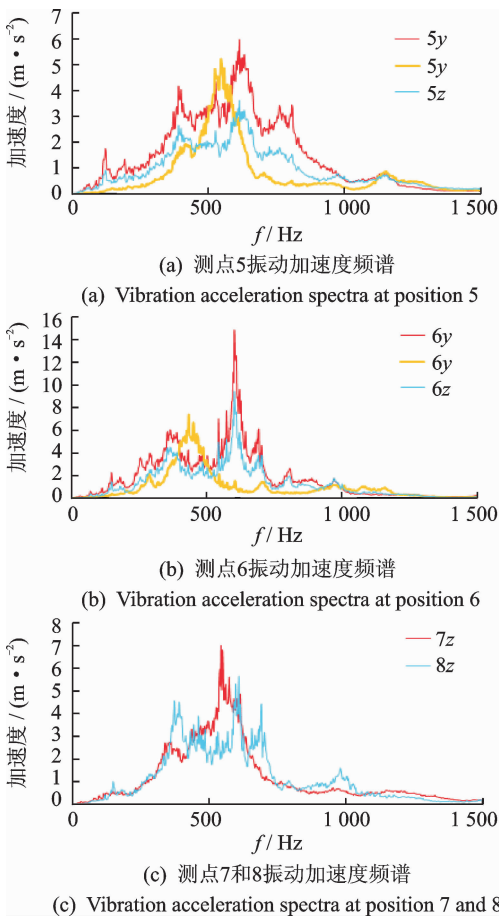


图6 工况1时的振动加速度频谱

Fig. 6 Vibration acceleration spectra in case 1

5.2 滚轮传动系统载荷识别

载荷识别的基本原理是根据振动响应的载荷逆运算得到系统激励载荷即滚轮接触点处的激励力。系统输入载荷为 $\{L\}$, 输出响应为 $\{R\}$, 则有

$$\begin{Bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ \vdots \\ L_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & \cdots & H_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m1} & H_{m2} & \cdots & H_{mn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_m \end{Bmatrix} \quad (18)$$

其中: $[H]$ 为输入点与响应点间的传递函数。

利用 LMS. Virtual. lab 软件将振动加速度频谱试验数据加载到有限元模型中,激励点为滚轮接触点编号记1#,2#,3#,...,16#,如图7所示。对于激励力,这里只考虑横向和垂向方向的振动激励,轴向振动较小,忽略不计。

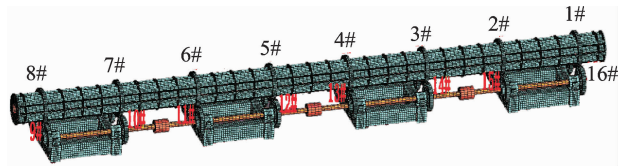


图7 滚轮传动系统有限元模型

Fig. 7 The finite element model of roller driving system

计算工况1时输入输出点间的传递函数和16个激励点的横向(x 方向)和垂向(z 方向)激励力,其中激励点1#~4#的激励力频率如图8所示。

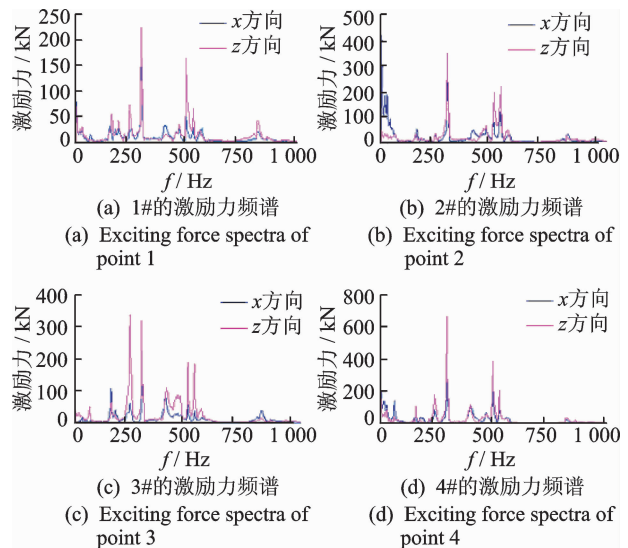


图8 工况1时1#~4#的激励力频谱

Fig. 8 Exciting force spectra in case 1

5.3 计算滚轮传动系统辐射噪声

将工况1的激励力频谱加载到滚轮传动系统力学模型,根据式(1)计算整个系统各集中质量的振动

速度,计算方法同式(4)~(12),编写 Matlab 程序计算工况 1 条件下各集中质量的振动速度响应,其中集中质量 $m_1 \sim m_4$ 的振动速度响应如图 9 所示。

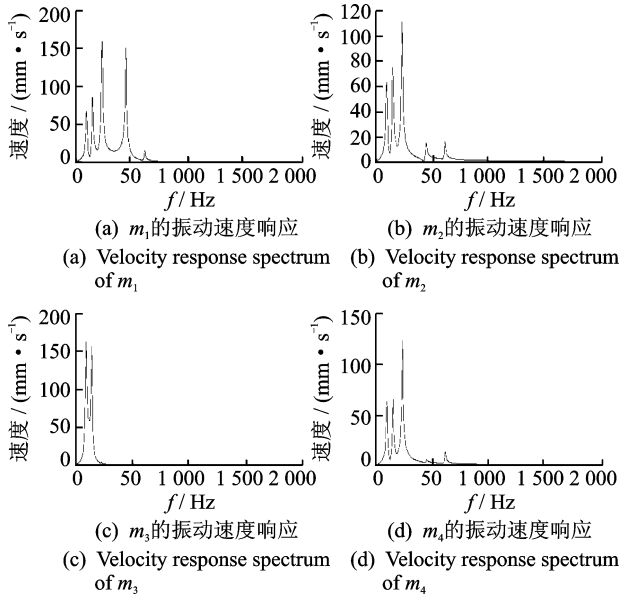


图 9 集中质量 $m_1 \sim m_4$ 的振动速度响应(工况 1)

Fig. 9 Velocity response spectra of lumped masses $m_1 \sim m_4$ in case 1

将以上各振动速度谱以及空气密度 $\rho_0 = 1.21 \text{ kg/m}^3$ 代入噪声预测模型式(16),可计算得到测点 1 的声压频谱,并与试验结果对比,计算值与试验值的频谱对比如图 10 所示。

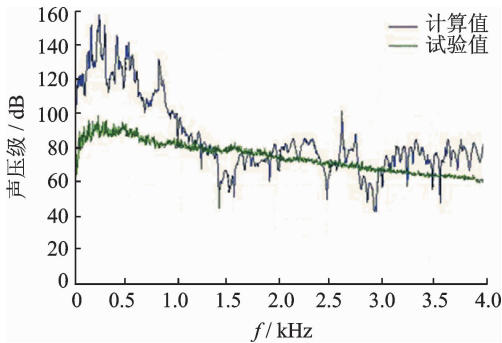


图 10 测点 1 位置声压频谱对比(工况 1)

Fig. 10 Comparison of the sound pressure spectra at position 1 (case 1)

从图 10 中可以看出,在小于 1 300 Hz 的低频部分,计算值比试验测试值要大。在 0~500 Hz 之间幅度加大,在 500~1 500 Hz 之间,计算值与试验值的差距成直线减小。在 1 500 Hz 以后,计算值又比试验值有所增大,且增加的幅度缓慢变大。此外,激励力谱中峰值突出的频率成分在噪声谱中仍然较大,只是仿真谱中峰值更加明显。这是因为实际的

被动件具有较大的阻尼,对振动和噪声具有一定的抑制作用。

5.4 噪声预测模型的修正

为了得到更符合实际的滚轮传动系统滚轮噪声辐射模型,采用分频段对噪声预测模型进行修正

$$p'_m = p_m / \alpha \tag{19}$$

对比试验值和计算值,将频率分为 0~500 Hz, 500~1 300 Hz, 1 300~1 500 Hz 四个频段,在每个频段中采用线性比例值法找出试验值与计算值的线性关系,确定修正系数 α 。

计算确定的修正系数的取值方程为

$$\begin{cases} \alpha = 177.83 & (0 < f < 500 \text{ Hz}) \\ \alpha = -0.16f + 210.63 & (500 \text{ Hz} < f < 1\,300 \text{ Hz}) \\ \alpha = 1 & (1\,300 \text{ Hz} < f < 1\,500 \text{ Hz}) \\ \alpha = 0.002\,8f - 3.2 & (f > 1\,500 \text{ Hz}) \end{cases} \tag{20}$$

滚轮传动系统辐射声压计算公式修正为

$$p'_m = \sum_{i=1}^{37} j \frac{\rho_0 S_i}{\alpha r_{im}} u_i f e^{i2\pi(\beta - \frac{f}{c_0} r_{im})} \tag{21}$$

用图 6 中工况 2 和工况 3 的振动加速度频谱计算出 16 个激励点的激励力频谱,加载到修正的滚轮传动系统噪声预测模型式(21),得到这 2 种工况条件下测点的声压级,并与试验测试声压级进行对比验证,部分对比数据见图 11 所示。

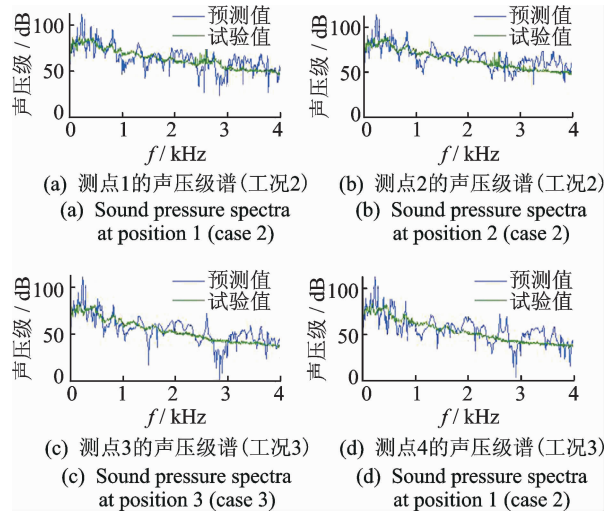


图 11 测点位置声压频谱对比

Fig. 11 Comparison of the sound pressure spectra at testing positions

可以看出,滚轮传动系统预测模型在各工况下,各测点的声压级频谱与试验值变化趋势基本一致,证明了滚轮传动系统辐射噪声预测模型的准确性。

6 结束语

根据滚轮传动系统的工作情况和力学原理建立的多自由度振动模型能够描述该系统的振动特性。将各集中质量作为点声源来处理,与实际滚轮传动系统的噪声辐射情况比较相符。经过修正的滚轮传动系统噪声预测模型能够较为准确地预测滚轮传动系统的辐射噪声。对于滚轮传动系统这样复杂的振动系统,其振动模型和噪声预测模型可以有多种,要更加精确地预测这种复杂系统的振动噪声,还需要更加精细的分析和研究。

参 考 文 献

- [1] Remington P J. Wheel/rail noise, part IV: rolling noise [J]. Journal of Sound and Vibration, 1976, 46 (3): 419-436.
- [2] Thompson D J, Hemsworth B, Vincent N. Experimental validation of the twins prediction program for rolling noise, part 1: Description of the model and method[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 193 (1): 123-135.
- [3] Thompson D J, Jones C J C. A review of the modeling of wheel/rail noise generation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 231(3): 519-536.
- [4] Schneider E, Popp K, Irrettier H. Noise generation in railway wheels due to rail-wheel forces[J]. Journal of Sound and Vibration, 1988, 120(2): 227-244.
- [5] 徐志胜,翟婉明. 轨道交通轮轨噪声预测模型[J]. 交通运输工程学报, 2005, 5(3): 14-18.
Xu Zhisheng, Zhai Wanming. Prediction model of wheel-rail noise for rail transit[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2005, 5(3): 14-18. (in Chinese)
- [6] 刘林芽,雷晓燕. 轮轨噪声的预测[J]. 铁道学报, 2004, 26(1): 101-104.
Liu Linya, Lei Xiaoyan. Prediction of wheel/ rail noises [J]. Journal of the China Railway Society, 2004, 26 (1): 101-104. (in Chinese)
- [7] 徐志胜,翟婉明. 高速铁路轮轨噪声预测分析[J]. 中国铁道科学, 2004, 25(1): 20-27.
Xu Zhisheng, Zhai Wanming. Prediction and analysis of wheel rail noise in high speed railway[J]. China Railway Science, 2004, 25(1): 20-27. (in Chinese)
- [8] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 3版. 北京: 中国科学出版社, 2007: 117-125.
- [9] 吴昊,王建文,安琦. 圆柱滚子轴承阻尼的计算方法[J]. 轴承, 2008(9): 1-5.
Wu Hao, Wang Jianwen, An Qi. Calculating method for damping of cylindrical roller bearings [J]. Bearing, 2008(9): 1-5. (in Chinese)
- [10] 李安勇,陈镛,薛松涛,等. 高层建筑风振时地基土材料阻尼比取值范围的初探[J]. 力学季刊, 2008, 29(3): 455-461.
Li Anyong, Chen Rong, Xue Songtao, et al. Preliminary study of material damping ratio range for foundation soil of high rise building under wind induced vibration [J]. Chinese Quarterly of Mechanics, 2008, 29(3): 455-461. (in Chinese)
- [11] 杜功焕,朱哲民,龚秀芬. 声学基础[M]. 南京: 南京大学出版社, 2012: 222-223.



第一作者简介:左言言,男,1958年1月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为车辆工程与振动噪声控制。曾发表《铝合金地铁车内低频结构噪声特性预测》(《江苏大学学报:自然科学版》2012年第33卷第2期)等论著。
E-mail: yyzuo@mail. ujs. edu. cn

