

文章编号: 1006-1355(2014)04-0062-05+87

不同阻尼形式对车轮振动声辐射特性的影响

刘玉霞, 温泽峰, 肖新标, 彭金方, 金学松

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 成都 610031)

摘要: 轮轨噪声是列车主要噪声源之一, 而车轮振动声辐射是轮轨噪声的重要组成部分。施加阻尼措施能够有效地降低车轮的振动及声辐射。根据轮轨滚动噪声理论, 采用有限元-边界元方法, 建立标准车轮以及对应阻尼车轮有限元、边界元模型, 以等效轮轨粗糙度作用力为激励, 研究施加喷涂阻尼和约束阻尼后车轮振动声辐射特性, 调查了不同厚度(1 mm ~ 5 mm)阻尼对车轮减振降噪效果的影响。数值计算结果表明: 在轮轨等效粗糙度名义滚动圆接触点径向激励下, 采用喷涂式阻尼处理, 当材料厚度为2 mm时, 降噪效果达到最佳, 与标准车轮相比降低2 dB(A)。采用层状约束型阻尼处理, 约束层固定为1 mm时, 当阻尼层为2 mm, 降噪效果最好, 与标准车轮相比降低3 dB(A)。

关键词: 振动与波; 轮轨噪声; 阻尼车轮; 振动声辐射; 有限元法; 边界元法

中图分类号: TB53; O42; TG156; U237

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2014.04.014

Effects of Different Forms of Damping on Vibration and Sound Radiation Characteristics of Wheels

LIU Yu-xia, Wen Ze-feng, XIAO Xin-biao,
PENG Jin-fang, JIN Xue-song

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: The wheel/rail noise, especially the sound radiation from the wheel, is one of the main noise sources of the track. It is well known that the damping can effectively reduce the vibration and sound radiation level of wheels. In this work, a hybrid model of finite element method and boundary element methods (FEM-BEM) is developed to investigate the effects of the sprayed-damping and constraint-damping of the wheels. The equivalent roughness of the wheel/rail is employed as the excitation at the nominal contact position. It is found that the sprayed-damping wheel with a 2 mm thick damping layer has the best noise reduction effect. It can reduce the sound power level (SPL) of the noise by 2 dB(A) in comparison with the standard wheel. For the constraint layer of 1 mm thickness, the optimum thickness of the sprayed damping layer is found to be 2 mm. It can reduce the SPL by 3 dB(A) in comparison with the standard wheel.

Key words: vibration and wave; wheel-rail noise; damped wheel; vibration and sound radiation; FEM; BEM

收稿日期: 2013-10-10

基金项目: 国家863计划:

(2011AA11A103-2-2、2011AA11A103-4-2);

教育部创新团队(IRT1178);

中央高校基本科研业务费专项资金资助:

(SWJTU12ZT01);

牵引动力国家重点实验室自由探索自主研究课题

(2011TPL_T05)

作者简介: 刘玉霞(1990-), 女, 河北衡水人, 硕士研究生, 目前从事高速列车振动与噪声研究。

E-mail: 1141359184@qq.com

通信作者: 金学松, 男, 教授, 博士生导师。

E-mail: xsjin@home.swjtu.edu.cn

列车车外噪声主要由牵引噪声、轮轨噪声和气动噪声等组成。轮轨噪声随着列车运营速度的提高而显著增大^[1]。按其产生机理可分为滚动噪声、冲击噪声和曲线啸叫^[2]。当列车在直线轨道上运行时, 滚动噪声起着主导作用。滚动噪声是由轮轨表面粗糙度引起的。粗糙度会使车轮运行时和钢轨产生弹性振动的同时导致轮轨间相对运动, 从而, 由这种弹性振动激励产生辐射噪声。

通过阻尼措施控制轮轨滚动噪声的研究是铁路噪声研究的热点之一, 该技术的关键是通过阻尼层将振动能转换成耗散热能^[3]。Jones和Thompson^[4]对车轮辐板表面施加层状约束阻尼处理, 与无阻尼处理相比, 车轮滚动噪声降低约3.0~4.0 dB(A)。意

大利 ETR 500 高速列车上安装了直径 890 mm 的约束层辐板^[5]。实验结果表明,列车速度在 191 km/h~295 km/h 时,沿线总噪声级降低 4.0 dB(A)~5.2 dB(A)^[5]。以上研究并没有涉及阻尼材料厚度对振动声辐射的影响。为了确定最佳阻尼厚度,本文建立标准车轮以及对应阻尼车轮有限元,边界元模型,研究列车在直线运行情况下,施加阻尼处理后车轮振动声辐射特性。用有限元软件 MSC. NASTRAN 计算车轮的振动响应,并以车轮的振动响应为声学边界条件利用声学边界元软件 LMS. VIRTUAL. LAB 计算车轮的声辐射。

1 计算模型

采用有限元—边界元方法,以车轮表面振动位移响应为输入条件,采用直接边界元法计算车轮声辐射。

1.1 有限元模型

本文建立直径 860 mm,辐板厚度 30 mm 标准车轮以及对应阻尼车轮有限元网格,阻尼层与车轮表面采用共节点处理,如图 1(a)—1(e)所示。通过有限元计算,得到车轮表面的振动位移响应。

Thompson^[6]通过比较车轮自由振动的计算结果和实验结果,利用有限元分析车轮自由振动,在 3 000 Hz 内自振频率误差不大于 4%,5 000 Hz 内不大于 8%,计算精度较高。

1.2 边界元模型

为了防止轮毂孔产生的声泄漏,采用附加单元将轮毂孔封闭。边界元模型如图 1(f)。边界元网格划分是影响分析精度的关键因素之一,为保证计算精确,在最小分析波长内至少要有 6 个单元,也就是最大单元边长要小于最小分析波长的 1/6^[7]。需要注意的是,边界元网格大小要划分的基本一致,不能过大或过小,局部网格划分过细并不能提高计算精度,因为流体模型的计算精度是由多数单元控制的^[8]。

计算中取空气密度 1.21 kg/m³,空气中声速 344

m/s。计算频率范围为 20 Hz~5 000 Hz,步长为 10 Hz。

在轮轨名义接触点处轮轨联合表面粗糙度等效力激励下运行速度 300 km/h 车轮的振动声辐射,计算工况见表 1、表 2。阻尼材料密度 1 000 kg/m³,弹性模量 3.4×10^6 Pa,泊松比 0.49,结构阻尼系数 0.25。

表 1 喷涂式阻尼车轮计算工况

工况	喷涂阻尼材料厚度
工况 1	0 mm
工况 2	1 mm
工况 3	2 mm
工况 4	3 mm
工况 5	4 mm
工况 6	5 mm

表 2 约束型阻尼车轮计算工况

工况	阻尼层厚度	约束层厚度
工况 7	1 mm	
工况 8	2 mm	
工况 9	3 mm	1 mm
工况 10	4 mm	
工况 11	5 mm	

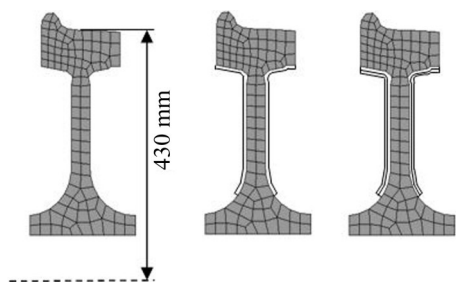
1.3 粗糙度激励输入

轮轨滚动噪声主要由轮轨表面粗糙度引起的,将实测的轮轨粗糙度谱作为激励输入,预测车轮的振动声辐射。根据等效相对力激励模型^[4]和相对位移输入^[9],由车轮、钢轨以及它们之间的接触导纳,经式(1)将粗糙度转化为等效力。

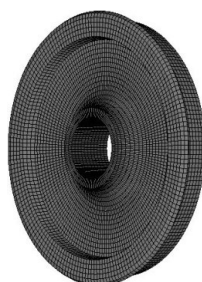
$$\{P\} = [\alpha]^{-1} \{r\} \quad (1)$$

$$[\alpha] = [\alpha^R + \alpha^{CR} + \alpha^{CW} + \alpha^W] \quad (2)$$

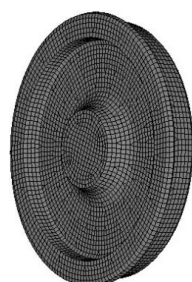
式中定义 $[\alpha]$ 为车轮、钢轨、接触斑的联合导纳, α^w 、 α^r 分别为接触点处车轮和钢轨的位移导纳, α^{cw} 、 α^{cr} 分别为接触区内设想的车轮和钢轨各自接触弹簧系统的位移, $\{r\}$ 是轮轨等效联合粗糙度。计算中,仅考虑轮轨垂向相互作用。



(a) 标准车轮 (b) 喷涂式阻尼车轮 (c) 约束型阻尼车轮



(e) 车轮有限元网格



(f) 车轮边界元网格

图 1 车轮计算模型

1.4 接触刚度

Thompson^[5]计算表明,接触区横向、垂向关系是最主要的。其它方向影响可以忽略。TWINS模型中只考虑了轮轨接触区横向和垂向接触关系^[10,11]。

为了预测平直轨道上阻尼措施对高速列车车轮滚动噪声的影响,仅考虑了垂向接触关系,接触区垂向刚度表达式如下

$$K_v = \left(\frac{3}{2\xi} \right)^3 \left[\left(\frac{4}{3} \frac{E}{1-\mu^2} \right)^2 P_0 \frac{4R_w R_R}{R_w + R_R} \right] \quad (3)$$

其中 R_R 为轨顶面曲率半径; R_w 为车轮半径; P_0 为单轮静载; ξ 为与接触半径相关的无量纲常数; E 为车轮和钢轨的弹性模量; μ 为车轮和钢轨的泊松比。

1.5 接触滤波

接触滤波是轮轨粗糙度谱中波长小于或等于轮轨接触椭圆长、短半轴,其激发轮轨系统振动作用被减弱的现象。Remington 给出了圆形接触域的滤波函数估计式,即

$$|H(k)|^2 = \frac{4}{\alpha(kb)^2} \int_0^{\arctan \alpha} [J_1(kb \sec x)]^2 dx \quad (4)$$

式中

k 为粗糙度波数;

b 为接触椭圆长半轴与短半轴的几何平均等效半径;

$J_1(x)$ 为1阶柱贝塞尔函数;

α 为轮轨表面粗糙度相关系数。

本文将根据此接触滤波估计式考虑不同因素通过接触滤波对轮轨相互作用的影响。

2 数值计算结果与讨论

2.1 车轮模态分析

利用有限元软件 NASTRAN, 在 860 mm 直辐板有限元模型轮毂处施加固定约束, 计算车轮的模态振型。车轮在 20 Hz~5 000 Hz 频率范围内各阶模态的固有频率, 如表 3。

从车轮的模态振型可以看出, 0 节圆轴向模态为踏面、轮辋轴向振动, 1 节圆轴向模态为辐板轴向振动, 径向模态为轮辋径向振动, 2 节圆轴向模态为辐板振动。在径向粗糙度等效力激励下, 径向模态和 1, 2 节圆轴向模态将很容易被激起, 从而引起显著的轮轨滚动噪声。

2.2 阻尼车轮仿真分析

2.2.1 喷涂厚度对声辐射的影响

在径向粗糙度激励下, 工况 1—6 总辐射声功率

表 3 高速列车车轮各阶模态固有频率

轴向模态	(Hz)	径向模态	(Hz)
(0, 0)	355.6	(r, 0)	3 528.6
(0, 1)	272.9	(r, 1)	1 590
(0, 2)	436.3	(r, 2)	2 340
(0, 3)	1 100.4	(r, 3)	2 968
(0, 4)	1 970.6	(r, 4)	3 673.2
(0, 5)	2 945.8	(r, 5)	4 444.9
(0, 6)	3976	周向模态	(Hz)
(1, 0)	1 943.6	(c, 0)	739.38
(1, 1)	2 100.8		
(1, 2)	2 534.9		
(1, 3)	3 117.4		
(1, 4)	3 806.7		
(1, 5)	4 601.1		
(2, 0)	4 461.4		
(2, 1)	4 519.1		
(2, 2)	4 729.3		

分别为 120 dB(A)、119.5 dB(A)、118 dB(A)、118.8 dB(A)、118.4 dB(A)、118.8 dB(A)。图 2 给出了车轮喷涂 1 mm、2 mm、3 mm、4 mm、5 mm 阻尼材料的降噪效果。

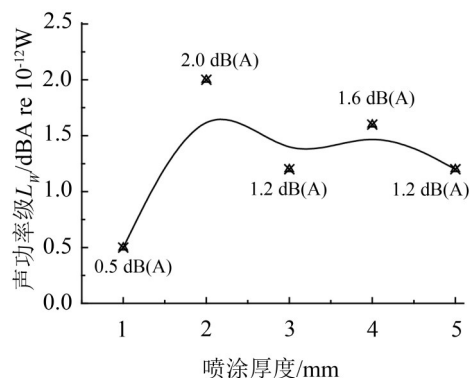


图 2 喷涂式阻尼车轮降噪效果对比

由图可见, 采用喷涂阻尼材料处理方式, 随着阻尼材料厚度的增加, 车轮的辐射声功率水平呈现先升高后降低, 然后在一定范围内波动的趋势。当喷涂厚度为 2 mm 时, 降噪效果达到最佳, 为 2 dB(A)。这是因为阻尼厚度达到最佳时, 继续增加阻尼厚度降低振动效果不显著, 声辐射水平波动趋于平稳值。

2.2.2 阻尼层厚度对声辐射的影响

约束层统一采用 1 mm 厚度, 阻尼层分别为 1

mm至5 mm的层状约束型阻尼车轮总声功率级分别为118.8 dB(A)、117 dB(A)、118.1 dB(A)、117.9 dB(A)、118.0 dB(A)。采用层状约束型阻尼处理方式,随着阻尼层厚度的增加,车轮的辐射声功率水平呈现先升高后降低,然后在趋于平缓的趋势。如图3所示当阻尼层为2 mm,约束层为1 mm铝时降噪效果最好,为3 dB(A)。

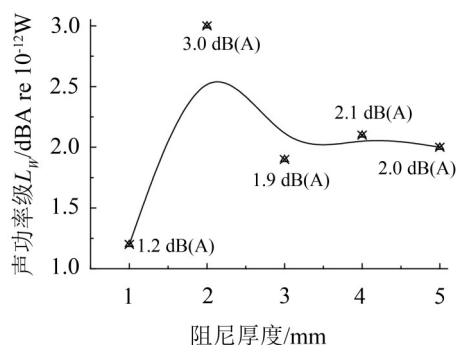


图3 约束型阻尼车轮降噪效果对比

2.3 车轮振动频响分析

对于标准车轮,采用模态叠加法,获取0~10 kHz的车轮振动模态作为模态基,建立车轮模态空间,以10 Hz计算步长,计算20 Hz~5 000 Hz频率范围内的振动响应。计算中,采用各阶模态损失因子为0.2%。对于阻尼车轮,采用直接积分法以10 Hz计算步长,在20 Hz~5 000 Hz频率范围,对振动响应进行计算。

以有研究表明^[12],由于车轮辐板辐射面积较大和弯曲刚度较小,大部分噪声通过辐板的轴向振动辐射出去。因此,辐板部位振动声辐射降低与否,直接关系到辐射到轨道两侧噪声的大小。

在平直轨道上运行的车轮,轮轨接触点一般位于名义滚动圆上的点为名义接触点。在车轮名义接触点处施加法向粗糙度等效力激励,计算车轮的振动响应。图4给出了轮轨名义接触点法向粗糙度等效力激励下,车轮喷涂2 mm阻尼材料前后,辐板位移响应幅值的变化。这里选取辐板中部节点沿车轮轴向的响应(近似为辐板位置法向响应)来表征辐板的响应。

辐板的振动响应主要是辐板法向(车轮轴向)的振动。如图所示,直径860 mm直辐板车轮,辐板的主要振动响应在三个轴向模态(2,2):4 729.3 Hz,(2,1):4 519.1 Hz,(1,1):2 100.8 Hz频率附近。喷涂2 mm阻尼一定程度上抑制了辐板显著模态频率的振动响应。

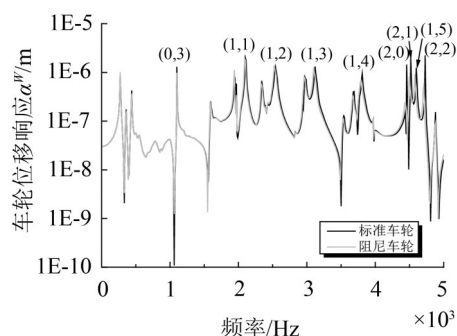


图4 车轮辐板位移响应

图5给出了轮轨名义接触点法向粗糙度等效力激励下,车轮施加约束型阻尼前后,辐板位移响应幅值的变化。如图所示,对车轮施加约束型阻尼一定程度上抑制了辐板中高频轴向模态频率的振动响应。

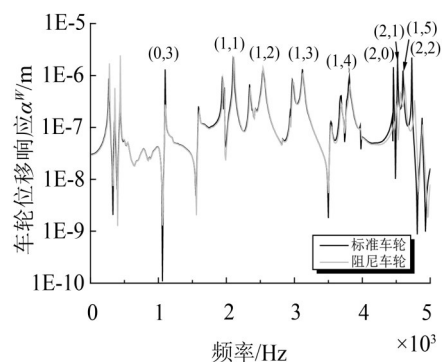


图5 车轮辐板位移响应

2.4 车轮声辐射 1/3 倍频程分析

为了分析阻尼处理对车轮声辐射频谱特性的影响,在总辐射声功率的基础上,需要分析其在1/3倍频程下的频谱特性差异。

图6给出了喷涂2 mm阻尼材料前后车轮1/3倍频程频谱特性,由图可见,860 mm车轮声辐射集中在频率5 000 Hz与4 000 Hz;喷涂2 mm阻尼材料的车轮声辐射频率为3 150 Hz,与2 500 Hz。喷涂2 mm阻尼时车轮振动声辐射,在5 000 Hz降低5.4 dB(A),在4 000 Hz降低3.3 dB(A),在1 000 Hz,1 250 Hz声功率级也有所降低。根据声源叠加原理,总辐射声功率级大小由最显著几个频率区段主导,喷涂2 mm阻尼材料降低总声功率级为2 dB(A)。

图7给出了施加约束型阻尼处理前后车轮1/3倍频程频谱特性,如图所示,层状约束阻尼车轮声辐射峰值频率为3 150 Hz与2 500 Hz倍频程带。在中高频范围内层状约束型阻尼车轮声功率级比860 mm车轮均有所降低,降低总声级3 dB(A)。

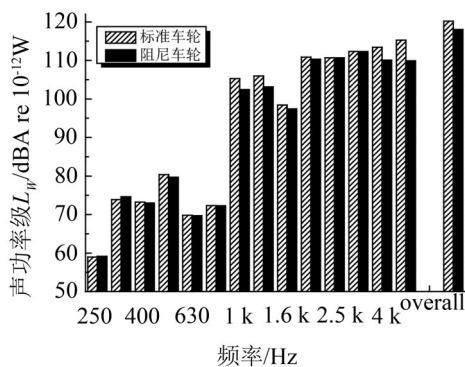


图6 车轮振动声辐射频谱(1/3倍频程)

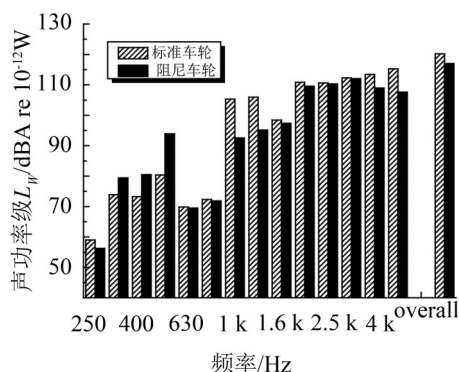


图7 车轮振动声辐射窄带频谱(1/3倍频程)

2.5 车轮声辐射窄带频谱特性分析

根据各车轮1/3倍频程频谱特性分析可以明确车轮辐射声功率显著的频段以及在这些频段上施加阻尼处理前后车轮辐射声功率的差异,为了深入了解各频段车轮辐射声功率差异,需开展窄带快速傅里叶变换分析。

图8给出了喷涂2 mm阻尼材料前后车轮窄带频谱特性,对应于图6中1/3倍频程显著区段:4 000 Hz(3 550 Hz~4 470 Hz),5 000 Hz(4 470 Hz~5 620 Hz)。该频段内声辐射峰值出现在轴向(2,2):4 729.3 Hz,(2,0):4 461.4 Hz,(2,1):4 519.1 Hz,频率附近。轴向2节圆模态主要体现的是辐板与轮辋的轴向变形,其中以辐板的运动最为显著。喷涂2 mm阻尼材料有效的抑制了显著模态(2,2),(2,0),(2,1)频率下的振动声辐射。

图9给出了施加约束型阻尼前后车轮窄带频谱特性。

从图9可以看出,施加约束型阻尼能有效的降低显著模态频率(2,2):4 729.3 Hz,(2,0):4 461.4 Hz,(2,1):4 519.1 Hz的振动声辐射。在轴向模态频率(0,3):1 100.4 Hz声功率级显著降低。

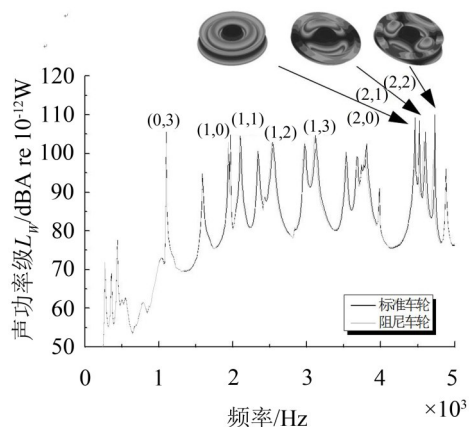


图8 车轮振动声辐射窄带频谱

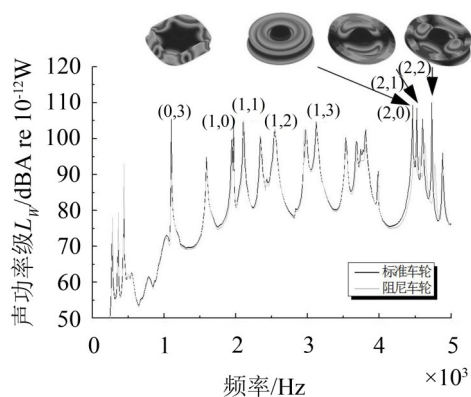


图9 车轮振动声辐射窄带频谱

3 结 语

本文利用有限元—边界元法建立了车轮声辐射计算模型,计算了径向粗糙度激励下,11种工况(见表1,2)辐射声功率。分析了自由阻尼处理喷涂厚度对振动声辐射的影响;约束型阻尼处理阻尼层厚度对振动声辐射的影响;并对比了2种阻尼型式降噪效果。

(1) 对于自由阻尼处理,喷涂1 mm、2 mm、3 mm、4 mm、5 mm降低声功率级分别为0.5 dB(A)、2.0 dB(A)、1.2 dB(A)、1.6 dB(A)、1.2 dB(A),喷涂2 mm阻尼材料降噪效果最好为2.0 dB(A)。阻尼厚度达到最佳时,继续增加阻尼厚度降低振动效果不显著,声辐射水平波动趋于平稳值;

(2) 对于约束型阻尼处理,约束层固定为1 mm,阻尼层分别为1 mm、2 mm、3 mm、4 mm、5 mm降低声功率级为1.2 dB(A)、3.0 dB(A)、1.9 dB(A)、2.1 dB(A)、2.0 dB(A)。阻尼层为2 mm降噪效果最好为3 dB(A);

(3) 基于本文计算工况,对比自由阻尼处理,约束型阻尼处理降噪效果更好。

(下转第87页)