论 文

极寒环境下铁路扣件新型网孔式弹性垫板动力性能及影响研究

翟志浩¹, 和振兴^{2*}

1. 兰州交通大学土木工程学院, 兰州 730070;

2. 兰州交通大学机电工程学院, 兰州 730070

* E-mail: hezx@mail.lzjtu.cn

收稿日期: 2019-05-13; 接受日期: 2019-06-26; 网络版发表日期: 2019-12-16

国家自然科学基金(批准号: 11790280, 51868037)、牵引动力国家重点实验室开放课题(编号: TPL1902)和甘肃省高等学校科技成果转化项目(编号: 2018D-09)资助

摘要 为研究新型网孔式弹性垫板在极寒环境中的动力性能, 建立网孔式弹性垫板三维有限元模型, 选用Mooney-Rivlin本构模型和温度因子模拟不同温度下橡胶材料的力学性能, 分析网孔式弹性垫板动刚度和阻尼系数的温变特性; 并基于车辆-轨道耦合动力学理论, 计算和分析网孔式弹性垫板在极寒条件下的行车安全性和平稳性, 评价网孔式弹性垫板在极寒环境中的适用性. 研究表明: 网孔式弹性垫板具有明显的低温敏感性, 当温度在 -10°C 之上时, 弹性垫板的动刚度和阻尼系数变化较为稳定, 当温度低于 -10°C 时, 弹性垫板的动刚度和阻尼系数随温度降低而急剧增大. 温变条件下网孔式弹性垫板对车辆-轨道系统动力学性能有明显的影响: 轮轨力和轮重减载率随温度的降低而显著增大, 钢轨的垂向动位移量随温度的降低而减小; 在极寒的环境中, 高速列车的轮重减载率急剧增大, 应采用降低列车运行速度的方法确保列车运行安全.

关键词 铁路扣件, 弹性垫板, 低温, 动力性能, 车辆-轨道耦合动力学

1 引言

近年来我国高速铁路发展迅猛, 截至2018年底, 我国高速铁路运营总里程已经突破2.9万千米, 已遍及全国. 由于我国地域辽阔, 南北纬度差异大, 极端气候明显, 如大兴安岭漠河一带最低气温可达 -43°C , 呼和浩特可达 -25.8°C , 乌鲁木齐可达 -23.3°C , 拉萨可达 -12.1°C , 极端气候对我国高速铁路轨道设计的影响突出.

我国轨道结构采用有砟和无砟两种形式. 对于有砟轨道而言, 轨道结构的弹性主要由道砟提供; 但对于无砟轨道, 轨道结构的弹性主要由扣件系统提供. 扣件系统在扣压钢轨、提供合理刚度、线路阻力等方面有重要作用, 是轨道结构的关键部件之一. 弹性垫板作为扣件系统不可或缺的组成部分, 其刚度和阻尼特性与轮轨系统的行车安全性、轨道结构的可靠性关系密切^[1~3]. 相关研究表明, 环境温度降低, 橡胶材料由橡胶态转变到玻璃态, 其力学性能变化显著, 具有极强的

引用格式: 翟志浩, 和振兴. 极寒环境下铁路扣件新型网孔式弹性垫板动力性能及影响研究. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 235–244
Zhai Z H, He Z X. Research on dynamic performance and influence of new mesh-hole elastic pads for railway fasteners in an extremely cold environment (in Chinese). Sci Sin Tech, 2020, 50: 235–244, doi: [10.1360/SST-2019-0178](https://doi.org/10.1360/SST-2019-0178)

低温敏感性^[4,5]. 在实际工程中, 弹性垫板主要承受列车的垂向动荷载, 弹性垫板在极寒环境中能否保持良好的力学性能, 不仅关系到轨道结构的可靠、稳定性, 更直接影响车辆的行车安全和平稳性. 因此, 准确评估极寒环境中弹性垫板的动静态承载性能, 对我国高速铁路轨道结构设计及养护维修具有重要意义.

传统纵向沟槽型弹性垫板虽然阻尼性能比聚酯材料垫板好, 但在折角部位应力较高, 耐久性较差且材料的弹性利用率较低. 文献[6]提出了一种轨道交通高阻尼、位移量可调的弹性垫板结构, 其目的是在满足传统弹性垫板功能的条件下, 能进一步提高其阻尼性能, 并充分发挥橡胶材料的弹性, 使垫板整体受力均匀化, 降低垫板的最大应力, 提高其耐久性. 因此, 本文分析了将网孔结构应用于扣件系统而衍生出的一种新型网孔式弹性垫板在极寒环境条件下的动力学性能及其适用性.

因此, 首先基于温度因子和Mooney-Rivlin本构模型拟合出同种橡胶材料的网孔式弹性垫板在不同温度下的应力-应变曲线, 并通过三维有限元模型理论计算, 得到网孔式弹性垫板在不同温度下的动刚度和阻尼系数; 然后建立车辆-轨道耦合动力学模型, 仿真计算300 km/h高速客车在不同温度(20℃~-40℃, 温度间隔为10℃)条件下车辆轨道系统动力响应, 并对列车行车安全性、平稳性以及轨道动态承载性能进行分析, 评价网孔式弹性垫板在极寒环境中的适用性.

2 网孔式弹性垫板模型与参数

2.1 垫板的结构与模型

网孔结构衍生方式如图1(a)所示, 以中心网孔为基准, 通过改变网孔间距(相邻两个网孔中心距离)向周围衍生, 使得相邻两个网孔尖角相对, 其中阴影部分为结构承载面积. 网孔结构尺寸如图1(b)所示, 网孔外径为12.38 mm, 内径为7.22 mm, 外正六边形倒角半径为2.89 mm, 内正六边形倒角半径为0.31 mm. 1-1截面如图1(c)所示, 该结构是网孔式弹性垫板为利于排水而设置的水槽(只在下表面设置), 其中水槽深度为1.2 mm, 半径为2.2 mm, 槽边倒角半径为2 mm. 本文采用上述网孔结构衍生方式建立了尺寸为190 mm×149 mm×10 mm的网孔式弹性垫板几何模型(图2), 阴影部分为网孔式弹性垫板主要承载区域.

图1 网孔结构尺寸及衍生方式(单位: mm)

Figure 1 Mesh structure size and derivation method (mm).

图2 网孔式弹性垫板模型

Figure 2 Mesh-hole rail pad model.

2.2 动刚度和阻尼系数计算

根据《高速铁路扣件第一部分: 通用技术条件》^[7], 网孔式弹性垫板的动刚度一般在4 Hz的激振频率、20~70 kN循环荷载作用下, 通过有限元数值计算并按式(1)确定.

$$K_{\text{dynamic}} = \frac{F_2 - F_1}{D_2 - D_1} \quad (\text{kN/mm}), \quad (1)$$

式中, F_1 为10次循环向被测弹性垫板施加的实际最小荷载平均值; F_2 为10次循环向被测弹性垫板施加的实际最大荷载平均值; D_1 为10次循环加载至实际最小荷载时的位移平均值; D_2 为10次循环加载至实际最大荷载时的位移平均值.

阻尼的产生是由于在交变荷载作用下, 橡胶材料高分子链段克服内摩擦阻力而消耗能量, 进而导致应变滞后于应力的现象. 因此, 通过动荷载-位移迟滞曲线^[8]可推导得到储能刚度 K' 和损耗因子 η .

由于应力与应变存在迟滞现象, 因此荷载和位移可用复数表征:

$$\begin{aligned} F^* &= F_0 e^{i\omega t}, \\ D^* &= D_0 e^{i(\omega t - \delta)}, \\ F_0 &= (F_2 - F_1) / 2, \\ D_0 &= (D_{\text{max}} - D_{\text{min}}) / 2, \end{aligned} \quad (2)$$

式中, F^* 和 D^* 分别为交变荷载(N)和位移(m); F_0 和 D_0 分

别为荷载(N)和位移(m)幅值; $D_{\max}$ 为循环加载中最大位移的平均值(m); $D_{\min}$ 为循环加载中最小位移的平均值(m); ω 为荷载和位移变化的角频率(rad/s); δ 为位移迟滞的相位角(rad).

由式(2)可得复刚度 K^* 和损耗因子 η 表达式:

$$K^* = K' + iK'', \quad (3)$$

$$\eta = \tan \delta = K'' / K', \quad (4)$$

式中, K^* , K' , K'' 分别为复刚度、储能刚度(动刚度)、耗能刚度(N/m).

在Kelvin-Voigt线性模型^[9,10]中的动刚度 K 和阻尼系数 C 与上述计算所得到的储存刚度 K' 和损耗因子 η 存在等效关系, 可按下式计算:

$$K = K', \quad C = \eta K' / \omega. \quad (5)$$

2.3 橡胶材料本构模型

环境温度对弹性垫板动力学性能的影响, 本质上是改变橡胶材料大分子链的运动状态, 进而改变材料的本构参数, 而温度因子^[11](相同工况下, 橡胶材料低温下的本构曲线的割线模量与常温下的割线模量之比)能较好地反映温变条件下橡胶材料的本构参数的变化, 其函数表达式如下:

$$\varphi(T, \varepsilon) = E(T, \varepsilon) / E_0(\varepsilon), \quad (6)$$

式中, φ 为温度因子; T 为环境温度; ε 为应变; $E(T, \varepsilon)$ 为当环境温度为 T 时橡胶材料应变为 ε 的割线模量; $E_0(\varepsilon)$ 为常温(20℃)下应变为 ε 的割线模量.

可将相同应变下不同温度 T 所对应的温度因子用多项式进行拟合(式(7)). 为避免多项式系数过小, 将温度增量缩小10倍.

$$\varphi(x) = a_0 + \sum_{i=1}^N a_i x^i, \quad x = \frac{|T - T_0|}{10}, \quad (7)$$

式中, T 为环境温度(℃); T_0 为常温(20℃); a_0 和 a_i 分别为多项式第1和第 i 项系数; x 为温度增量(℃); N 为多项式阶数.

同时, 网孔式弹性垫板在实际承载过程中多为小变形, Mooney-Rivlin本构模型^[12-15]能较好地反映超弹性材料的中小型变形且计算具有更高的精度, 更利于减振, 其应变能密度函数为式(8). 因此, 选用温度因子和Mooney-Rivlin本构模型来模拟不同温度下网孔式

弹性垫板的力学特性.

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij}(I_1 - 3)^i(I_2 - 3)^j + \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i}(J - 1)^{2i}, \quad (8)$$

式中, 当 N 取1时为1阶Mooney-Rivlin模型; W 为应变能密度; C_{10} 和 C_{01} 为Rivlin系数; I_1 和 I_2 分别为第1和第2 Green应变张量; D_1 为材料不可压缩参数; J 为体积比.

通过4阶多项式拟合的温度因子函数^[11]和Mooney-Rivlin本构模型可得环境温度分别为20℃, 0℃, -10℃, -20℃, -30℃, -40℃时, 硬度为HA65的橡胶材料力学性能如图3所示. 由图3可知, 当温度为20℃和0℃时橡胶材料在相同应变下的应力变化较小; 当温度从-10℃降至-40℃时, 橡胶材料的应力明显增大.

3 网孔式弹性垫板低温动力学性能

建立承载刚板、网孔式弹性垫板、支承钢板的三维有限元模型, 其中网孔式弹性垫板三维有限元模型如图4所示, 网格单元类型采用4面体单元(C3D10), 单元数目为439600个. 由于承载钢板受压变形将导致局部位移不均匀, 故将承载钢板与支承钢板考虑为刚体. 该模型主要承受垂向荷载, 因此, 网孔式弹性垫板与承载刚板、支承刚板之间的摩擦可忽略不计. 承载刚板下表面和弹性垫板上表面、弹性垫板下表面和支承刚板上表面均采用绑定接触(Tie). 支承刚板下表面的边界条件采用固定约束.

图3 垫板力学性能受温变影响

Figure 3 The mechanical properties of rail pad affected by temperature variation.

图4 (网络版彩图)网孔式弹性垫板有限元模型

Figure 4 (Color online) Finite element model of mesh-hole rail pad.

本文通过温度因子来改变橡胶材料应力-应变曲线, 进而改变Mooney-Rivlin本构模型参数, 因此, 不同环境温度下的橡胶材料力学性能可通过Mooney-Rivlin本构模型的不同参数进行模拟. 采用面压力对承载钢板上表面施加随时间变化的循环荷载(图5), 循环荷载函数如式(9)所示:

$$F(t) = A_0 + F_0 \cdot \sin(\omega \cdot t),$$
$$\omega = 2\pi f,$$
(9)

式中, A_0 为荷载初始值(N), 取45 kN; F_0 为荷载幅值(N), 取25 kN; ω 为加载角频率, 取 8π rad; f 为加载频率(Hz), 取4 Hz.

通过在网孔式弹性垫板上施加1000次频率为4 Hz、加载区间为20~70 kN的循环力后, 取最后10次计算结果可得到网孔式弹性垫板在不同环境温度(-40°C , -30°C , -20°C , -10°C , 0°C , 20°C)条件下的动刚度与阻尼系数. 网孔式弹性垫板在4 Hz加载频率下的动刚度和阻尼系数计算结果如表1所示, 其随温度变化规律如图6所示.

图6表明, 随着温度的降低, 网孔式弹性垫板的动刚度和阻尼系数总体呈增大趋势; 温度在 -10°C ~ 20°C

图5 (网络版彩图)有限元模型加载方式

Figure 5 (Color online) Loading mode of finite element model.

表1 网孔式弹性垫板的动刚度和阻尼系数

Table 1 Dynamic stiffness and damping coefficient of mesh-hole rail pad

温度 ($^\circ\text{C}$)	动刚度 (kN mm^{-1})	阻尼系数 (kN s mm^{-1})
20	35.13	0.066
0	35.79	0.089
-10	37.45	0.122
-20	40.67	0.188
-30	48.56	0.387
-40	64.66	0.765

图6 网孔式弹性垫板力学性能随温度变化曲线

Figure 6 Curves of dynamic performance of rail pad with temperature variation.

范围内, 网孔式弹性垫板的动刚度和阻尼系数随温度的降低缓慢增长; 当温度低于 -10°C 后, 其动刚度和阻尼系数随着温度的降低而急剧增大. 这是因为随着温度的降低, 弹性垫板由橡胶态转变为玻璃态, 硬度增大, 刚度也增大, 而垫板的弹性恢复能力降低, 阻尼力增大. 当温度为 20°C 时, 网孔式弹性垫板的动刚度为 35.13 kN mm^{-1} , 阻尼系数为 $0.066 \text{ kN s mm}^{-1}$; 当温度降低至 -30°C 时, 动刚度增大了38.23%, 阻尼系数增大了5.87倍; 当温度为 -40°C 时, 动刚度增大1.84倍, 阻尼系数增大11.5倍. 因此, 温度范围为 -10°C ~ 20°C 时, 网孔式弹性垫板动力学性能受温度影响较小; 当温度低于 -10°C 后, 其动力学性能随温度的降低急剧变化.

可将上述动刚度和阻尼系数随温度变化的曲线进行拟合, 其变化趋势与指数型函数相近, 因此, 选用指数形式对动刚度和阻尼系数随温度变化的函数进行拟合, 拟合结果如式(10)和(11)以及图7所示.

图 7 指数型曲线拟合效果
Figure 7 Fitting effect of exponential curve.

$$K_{\text{dynamic}}(x) = 1.7 \cdot e^{-0.7323 \cdot x} + 34.11 \cdot e^{0.009213 \cdot x}, \quad (10)$$

$$C(x) = 0.03567 \cdot e^{-0.7564 \cdot x} + 0.0483 \cdot e^{0.11 \cdot x}, \quad (11)$$

$x = T/10$,

式中, K_{dynamic} 为动刚度(kN mm^{-1}); C 为阻尼系数(kN s mm^{-1}); x 为环境温度变量; T 为环境温度。

由图7可知, 动刚度和阻尼系数通过指数型曲线拟合的结果与数值计算所得的结果非常接近, 且其方差分别为0.05243和0.0002512, 因此, 拟合效果可在一定范围内较好地反映动刚度、阻尼系数随环境温度变化的关系。

4 极寒条件下车辆-轨道耦合动力性能评价

在网孔式弹性垫板温变条件下动力性能计算分析的基础上, 运用车辆-轨道耦合系统动力学理论^[16]进行编程仿真计算, 分析在 -40°C , -30°C , -10°C , -20°C , 20°C 的环境温度下, 时速为300 km/h的CRH2型高速客车的轮轨系统振动响应, 并对轮重减载率、Sperling指标、钢轨垂向位移等性能进行计算和分析。

4.1 车辆-轨道系统动力学模型

根据车辆-轨道耦合系统动力学理论, 以CRH2型高速客车为例, 借用中国高速铁路无砟轨道不平顺谱^[16-18], 仿真分析极寒、高速条件下轮轨系统的动力响应。车辆-轨道耦合系统动力学垂向模型如图8所示。

图 8 车辆-轨道垂向耦合模型
Figure 8 Vehicle-track vertical coupling model.

4.1.1 车辆模型

将CRH2型高速客车考虑为具有10个自由度的多体系统动力模型, 能有效地反映车体沉浮运动 Z_c 和点头运动 β_c 、转向架的沉浮运动 Z_{t1} 和 Z_{t2} 、点头运动 β_{t1} 和 β_{t2} 以及4个轮对的沉浮运动 Z_{wi} , $i=1\sim4$. 其中CRH2型客车具体计算参数如表2所示。

4.1.2 轨道及不平顺模型

本文计算所选用模型为双块式无砟轨道, 其施工后预制轨枕最终和混凝土道床成为一个整体。轨道弹性主要由扣件系统的弹性垫板提供。因此在模型中将

表 2 CRH2型高速客车模型计算参数

Table 2 Calculating parameters of CRH2 high-speed vehicle model

模型参数	数值
车体质量 (kg)	32000
构架质量 (kg)	2615
轮对质量 (kg)	1813
车体点头转动惯量 (kg m^2)	1970000
构架点头转动惯量 (kg m^2)	1476
一系悬挂垂向刚度 (kN m^{-1})	1220
一系悬挂垂向阻尼 (kN s m^{-1})	19
二系悬挂垂向刚度 (kN m^{-1})	430
二系悬挂垂向阻尼 (kN s m^{-1})	20
车辆定距 (m)	19
固定轴距 (m)	2.56

双块式混凝土道床视为刚性体直接约束。将钢轨近似视为离散点支撑Euler梁, 钢轨采用CHN60轨, 扣件刚度和阻尼系数采用表1的数据。钢轨的具体参数如表3所示。

轨道不平顺采用中国高速铁路无砟轨道不平顺谱, 波长范围一般取2~200 m, 时速 $v=300 \text{ km h}^{-1}$ 。根据上述参数再经傅里叶逆变换可得不平顺空间域样本如图9所示。

4.1.3 车辆-轨道接触关系

应用Hertz非线性弹性接触理论可实现车辆子系统和轨道子系统之间的耦合, 轮轨间垂向作用力^[16](轮轨力)按下式确定:

$$P(t) = \left[\frac{1}{G} \delta Z(t) \right]^{3/2}, \quad (12)$$

$$\delta Z(t) = Z_{wj}(t) - Z_r(x_{wj}, t) - Z_0(t), \quad (j = 1 \sim 4), \quad (13)$$

式中, G 为轮轨接触常数($\text{m N}^{-2/3}$); $\delta Z(t)$ 为轮轨间弹性压缩量(m); Z_{wj} 为 t 时刻第 j 位车轮的位移(m); Z_r 为 t 时刻

表3 双块式无砟轨道计算参数

Table 3 Calculating parameters of double-block ballastless track

参数	数值
杨氏模量 E_r (kN m^2)	2.059×10^7
截面惯性矩 I_r (m^4)	3.217×10^{-5}
每延米质量 m_r (kg m^{-1})	60.64
支撑间距 (m)	0.6

图9 中国高速铁路无砟轨道不平顺谱

Figure 9 Irregularity spectrum of ballastless track of China high-speed railway.

第 j 位车轮下钢轨的位移(m); Z_0 为 t 时刻钢轨不平顺幅值(m)。

对于锥形踏面车轮:

$$G = 4.57R^{-0.149} \times 10^{-8}, \quad (14)$$

对于磨耗型踏面车轮:

$$G = 3.86R^{-0.115} \times 10^{-8}, \quad (15)$$

式中, R 为车轮半径(m)。

4.2 动力学性能指标分析

4.2.1 轮轨力及轮重减载率

不同温度下CRH2型高速客车的轮轨力、轮轨力1/3倍频幅值如图10和11所示。

由图10可知, 当环境温度由20℃降低至-20℃时, 轮轨作用力整体小幅增加; 当环境温度由-20℃继续降低至-40℃时, 轮轨作用力明显加剧。20℃时, 轮轨力峰值为69.24 kN; -20℃时, 轮轨力峰值为69.50 kN; -40℃时, 轮轨力峰值为76.79 kN。相比于20℃, 环境温度为-40℃时轮轨力最大值增大10.90%。

由图11可知, 当环境温度在20℃时, 1/3倍频轮轨力幅值的主频区域在50 Hz附近。相比于20℃(2.78 kN), 当环境温度降低至-20℃时轮轨力主频未变, 但主频幅值(2.09 kN)降低33.01%, 主频范围以上的轮轨力幅值略微增大。这是由于当环境温度为-20℃时, 网孔式弹性垫板的动刚度值仅增大15.77%, 但阻尼系数增大184.85%, 使得主频范围内轮轨力幅值降低, 主频以上

图10 不同温度下的轮轨力

Figure 10 Wheel-rail force at different temperatures.

图 11 不同温度下的轮轨力1/3倍频程

Figure 11 1/3 octave of wheel-rail force at different temperatures.

的轮轨力幅值增大。当环境温度继续降低至 -40°C 时, CRH2型高速客车在12.5~40 Hz的低频段内1/3倍频轮轨力幅值降低, 但其主频由50 Hz移至80 Hz附近, 这是由于环境温度在 -40°C 时网孔式弹性垫板动刚度值和阻尼系数共同作用, 使得轮轨力主频向高频移动。

在实际车辆运行过程中, 车轮由于动力作用会发生轮重减载现象, 而轮重减载量过大, 容易引发车辆脱轨, 因此, 动态轮重减载率是车辆行车安全性的一项重要指标。不同环境温度下的轮重减载率如图12所示。

由图12可知, 随着温度的降低CRH2型高速客车的动态轮重减载率最大值逐渐增大。根据我国《高速铁路工程动态验收技术规范》^[19]中规定轮重减载率最大不超过0.8, 而《高速铁路设计规范》^[20]中车桥动力学分析规定轮重减载率不应大于0.6, 因此, 本文采用动态轮重减载率限值为0.6。当环境温度在 -40°C ~ 20°C 范围内, CRH2型车的轮重减载率满足限值0.6的要求, 但轮重减载率增幅却从0.003增至0.046, 增大了15.33倍。因此, 温变环境对CRH2型高速客车的轮重减载率有明显的影响。

4.2.2 Sperling平稳性指标

车辆平稳性和旅客舒适度的主要评价依据是车体短时间内振动加速度。考虑频率变化的车体振动加速度对旅客舒适度的影响时, 世界各地有不同的评价指标, 本文采用欧洲的Sperling指标作为车辆行车平稳性

图 12 不同环境温度下的轮重减载率

Figure 12 Wheel load reduction rate at different temperatures.

的评价指标, 即将频域垂向振动加速度分组加权平均后得到整个波段的平稳性指标。所计算得到的不同温度下的车体垂向振动加速度如图13所示。

由图13可知, 不同环境温度下CRH2型车车体振动加速度几乎一致, 均在 -0.06 ~ 0.06 m s^{-2} 内变动。所计算的环境温度为 -50°C ~ 20°C 条件下的车体Sperling平稳性指标均为1.59, 且均未超过一级列车平稳性指标(2.5)。因此, 当环境温度变化时, 网孔式弹性垫板刚度和阻尼系数对行车平稳性影响很微小。

4.2.3 钢轨垂向动位移

钢轨垂向动位移是反映车辆对轨道动态作用程度的重要参数。不同环境温度下钢轨动态位移时域曲线如图14所示。

图 13 车体振动加速度

Figure 13 Vehicle body vibration acceleration.

图 14 不同温度下的钢轨垂向位移
Figure 14 Vertical displacement of rail at different temperatures.

由图14可知,随着环境温度的下降,钢轨的垂向动位移逐渐减小。这是因为温度的下降引起网孔式弹性垫板动刚度显著增加,弹性垫板硬度增大导致位移减小。当环境温度为20℃时,CRH2型高速客车的钢轨最大垂向动位移为0.51 mm;当温度为-20℃时,钢轨最大垂向动位移为0.45 mm,相比于20℃时,减小了0.06 mm (11.76%);当温度为-40℃时,钢轨最大垂向动位移为0.31 mm,相比于20℃时,减小了0.2 mm (39.22%)。由此可知,当环境温度在-40℃~20℃时的网孔式弹性垫板动力承载性能能够满足客车作用下最大垂向位移限值1.5 mm的要求。

5 结论

通过有限元计算得到了网孔式弹性垫板的动刚度和阻尼系数,分析了网孔式弹性垫板在“高速、极寒”环境下的动力性能,并基于车辆-轨道系统耦合动力学理论,利用编程仿真分析了网孔式弹性垫板在不同环境温度下力学性能对车辆-轨道系统动力学的影响,评价了其在极寒环境中的适用性,得到的结论如下。

(1) 网孔式弹性垫板具有显著的低温敏感特性,当温度由20℃降至-40℃时,弹性垫板的刚度和阻尼系数先缓慢增大,后急剧增大;相比于20℃时,-40℃时网孔式弹性垫板的动刚度和阻尼系数分别增大了1.84倍和11.5倍。

(2) 不同环境温度下的网孔式弹性垫板对CRH2型车的行车安全性(轮轨力、轮重减载率、钢轨垂向动位移等)有影响,但对行车平稳性(Sperling指标)影响很小。当环境温度降低,轮轨力和轮重减载率先缓慢增大后急剧增大,并且轮轨力的1/3倍频程的主频由50 Hz增大到80 Hz,而钢轨的垂向动态位移最大值从0.51 mm减小到0.31 mm。

(3) 在“极寒、高速”的条件下,CRH2型高速客车的轮重减载率、钢轨垂向位移、Sperling平稳性指标均满足规范要求,但轮重减载率会随温度的降低而急剧增大。因此,应采用降低列车运行速度的方法确保列车运行安全。

参考文献

- Wei K, Zhang P, Wang P, et al. The influence of amplitude- and frequency-dependent stiffness of rail pads on the random vibration of a vehicle-track coupled system. *Shock Vib*, 2016, 2016: 1-10
- Wei K, Zhao Z M, Ou L C, et al. Research on the dynamic properties of rail pad for WJ-8 fastener at low temperatures and its influence on vehicle-track coupled system (in Chinese). *J Railway Eng Soc*, 2018, 234: 32-37 [韦凯, 赵泽明, 欧灵畅, 等. WJ-8型扣件弹性垫板低温度动力性能及其影响研究. *铁道工程学报*, 2018, 234: 32-37]
- Wei K, Dou Y L, Wang F, et al. High-frequency random vibration analysis of a high-speed vehicle-track system with the frequency-dependent dynamic properties of rail pads using a hybrid SEM-SM method. *Vehicle Syst Dyn*, 2018, 56: 1838-1863
- Wei K, Zhou C S, Wang P, et al. Influence of temperature-dependent stiffness of rail pads on the frequency-domain random vibration of vehicle-track coupled system (in Chinese). *J China Railway Soc*, 2016, 38: 111-116 [韦凯, 周昌盛, 王平, 等. 扣件胶垫刚度的温变特性对轮轨耦合随机频响特征的影响. *铁道学报*, 2016, 38: 111-116]
- Oregui M, de Man A, Woldekidan M F, et al. Obtaining railpad properties via dynamic mechanical analysis. *J Sound Vib*, 2016, 363: 460-472
- He Z X, Shi G T, Zhai W M. A high damping & displacement adjustable elastic pads for rail transit (in Chinese). Chinese Patent, 201820499714.5, 2018-11-27 [和振兴, 石广田, 翟婉明. 一种轨道交通高阻尼位移量可调弹性垫板. 中国专利, 201820499714.5, 2018-11-27]
- State Railway Administration. Fastening Systems for High-speed Railway-Part 1: General Requirement (TB/T 3395.1-2015) (in Chinese). Beijing: China Railway Publishing House, 2016 [国家铁路局. 高速铁路扣件 第1部分: 通用技术条件(TB/T 3395.1-2015). 北京: 中国铁道出

版社, 2016]

- 8 Sun D W, Zhang G Y. A new method for identification of hysteretic damping characteristics of rubber isolators (in Chinese). *J Vib Shock*, 2010, 4: 164–168 [孙德伟, 张广玉. 橡胶隔振器迟滞阻尼特性识别新方法. *振动与冲击*, 2010, 29: 164–168]
- 9 Farno E, Baudez J C, Eshtiaghi N. Comparison between classical Kelvin-Voigt and fractional derivative Kelvin-Voigt models in prediction of linear viscoelastic behaviour of waste activated sludge. *Sci Total Environ*, 2018, 613-614: 1031–1036
- 10 Lei Y, Adhikari S, Friswell M I. Vibration of nonlocal Kelvin-Voigt viscoelastic damped Timoshenko beams. *Int J Eng Sci*, 2013, 66-67: 1–13
- 11 Mu L H. Study on load-bearing characteristics for rubber spring at low temperature (in Chinese). Dissertation for Master's Degree. Zhuzhou: Hunan University of Technology, 2016. 22–31 [穆龙海. 橡胶弹性元件低温承载特性研究. 硕士学位论文. 株洲: 湖南工业大学, 2016. 22–31]
- 12 Zhao G F, Ma Y H, Li Y M, et al. Development of a modified Mooney-Rivlin constitutive model for rubber to investigate the effects of aging and marine corrosion on seismic isolated bearings. *Earthq Eng Eng Vib*, 2017, 16: 815–826
- 13 Jaramillo H E. Evaluation of the use of the Yeoh and Mooney-Rivlin functions as strain energy density functions for the ground substance material of the annulus fibrosus. *Math Problems Eng*, 2018, 2018: 1–10
- 14 Du X B, Zhao Y Q, Lin F, et al. Parameters determination of Mooney-Rivlin model for rubber material of mechanical elastic wheel. *Appl Mech Mater*, 2017, 872: 198–203
- 15 Min Q. The research on vibration characteristics of two kinds of constitutive models for train-used rubber bearing (in Chinese). *J Mach Design Res*, 2015, 42: 30–39 [敏乾. 列车用橡胶堆旁承的两种本构模型振动特性研究. *机械设计与研究*, 2015, 42: 30–39]
- 16 Zhai W M. *Vehicle-Track Coupled Dynamic* (in Chinese). Beijing: Science Press, 2015 [翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学. 北京: 科学出版社, 2015]
- 17 State Railway Administration. PSD of Ballastless Track Irregularities of High-speed Railway (TB/T 3352-2014) (in Chinese). Beijing: China Railway Publishing House, 2015 [国家铁路局. 高速铁路无砟轨道谱(TB/T 3352-2014). 北京: 中国铁道出版社, 2015]
- 18 Kang X, Liu X B, Li H Y, et al. PSD of ballastless track irregularities of high-speed railway (in Chinese). *Sci Sin-Tech*, 2014, 44: 687–696 [康熊, 刘秀波, 李红艳, 等. 高速铁路无砟轨道不平顺谱. *中国科学: 技术科学*, 2014, 44: 687–696]
- 19 Ministry of Railways of the PRC. Technical Regulations for Dynamic Acceptance for High-speed Railways Construction (TB 10761-2013) (in Chinese). Beijing: China Railway Publishing House, 2013 [中华人民共和国铁道部. 高速铁路工程动态验收技术规范(TB 10761-2013). 北京: 中国铁道出版社, 2013]
- 20 State Railway Administration. Code for Design of High-speed Railway (TB 10621-2014) (in Chinese). Beijing: China Railway Publishing House, 2014 [国家铁路局. 高速铁路设计规范(TB 10621-2014). 北京: 中国铁道出版社, 2014]

Research on dynamic performance and influence of new mesh-hole elastic pads for railway fasteners in an extremely cold environment

ZHAI ZhiHao¹ & HE ZhenXing²

¹ School of Civil Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, China;

² School of Mechanical Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, China

In order to research the dynamic properties of elastic pads for a new pattern mesh-hole in an extremely cold environment, a three-dimensional finite element model of a mesh-hole rail pad is established. The Mooney-Rivlin constitutive model is used to simulate the mechanical properties of rubber materials at different temperatures, and the temperature-dependent characteristics of dynamic stiffness and damping coefficients of the mesh-hole rail pads are analyzed. Based on the vehicle-track coupling dynamic theory, the driving safety and stability properties of the rail pads at extremely cold climate are calculated and analyzed, and the applicability of the mesh-hole rail pads in the extremely cold environment is further evaluated. The research conclusions are as follows. The mesh-hole rail pads have significant low-temperature sensitivity. Namely, above -10°C , the dynamic stiffness and damping coefficients of rail pads are stable, while below this temperature, the dynamic stiffness and damping coefficients of elastic pads increase rapidly. The mesh-hole rail pad has an obvious influence on the dynamic performance of a vehicle-track system when the temperature changes. Namely, the wheel-rail force and wheel load reduction rate increase rapidly with the decrease in temperature, while the vertical dynamic displacement of the rail decreases. Under the extremely cold climate, the wheel load reduction rate of a high-speed passenger vehicle increases sharply, so the method for reducing train speed should be adopted to ensure the safety of train operation.

rail fastening, rail pads, low temperature, dynamic performance, vehicle-track coupled dynamics

doi: [10.1360/SST-2019-0178](https://doi.org/10.1360/SST-2019-0178)