

间隔阻尼层式支重轮缓冲性能分析

孙大刚¹, 干奇银^{1*}, 杨兆民², 燕碧娟¹

(1. 太原科技大学机械电子工程学院, 太原 030024; 2. 平顶山教育学院物理系, 平顶山 467000)

摘要: 针对传统刚性支重轮减振效果较差的现状, 采用一种间隔阻尼层式结构, 对支重轮减振性能进行改进。以某型号履带式拖拉机为应用实例, 建立其整机缓冲模型及单个支重轮的缓冲模型, 导出支重轮幅频特性响应函数。使用 Matlab 分别对传统的及改进后的支重轮进行仿真对比分析, 结果表明新型支重轮可有效地缓冲该拖拉机所受的振动。用 ANSYS 软件对新型支重轮进行强度分析, 表明其强度能满足拖拉机各工况的使用要求。

关键词: 车辆, 阻尼, 振动, 支重轮, 缓冲

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2009.08.014

中图分类号: TB535.1

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2009)-8-0078-05

孙大刚, 干奇银, 杨兆民, 等. 间隔阻尼层式支重轮缓冲性能分析[J]. 农业工程学报, 2009, 25(8): 78-82.

Sun Dagang, Gan Qiyin, Yang Zhaomin, et al. Buffer property analysis of spaced-damping layer bogie wheel[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(8): 78-82. (in Chinese with English abstract)

0 引言

由于履带式车辆大多在“非路面”上行驶作业, 凹凸不平的地面对其振动冲击十分剧烈。以往履带式车辆的支重轮多采用刚性结构, 该结构支重轮仅能对车体起支撑作用, 并未对车体所受振动起到有效的缓冲。另有些采用挂胶支重轮结构(钢轮上加阻尼层), 其阻尼缓冲效果要优于刚性支重轮结构。但经研究发现, 此整体阻尼层式缓冲结构(非间隔阻尼层式结构)对振动能的耗散率达一定值后就难以提高, 缓冲性能有限。本文尝试采用一种间隔阻尼弹性约束层缓冲结构, 该结构可获得更高的损耗因子值(即具有更高的振动能耗散率), 另外由于在该结构的最外层附有弹性约束层(通常为钢圈), 还能提高缓冲结构的耐磨性能^[1], 使支重轮具备良好的缓冲性能和耐用性能。本文对间隔阻尼层式支重轮的阻尼减振特性及其对整机缓冲性能的影响进行分析。

1 模型的建立与分析

1.1 数学模型

以采用刚性悬架的履带式拖拉机为研究对象, 建立 r 个支重轮的“路面—车辆”整机和单个支重轮的缓冲模型^[2-3](见图 1), 并对该车辆的缓冲性能进行分析。

1.1.1 “路面—车辆”缓冲模型分析

“路面—车辆”模型(图 1a)为两自由度 r 输入 2 输出随机振动系统模型^[4-5], 根据达朗贝尔原理, 得到该

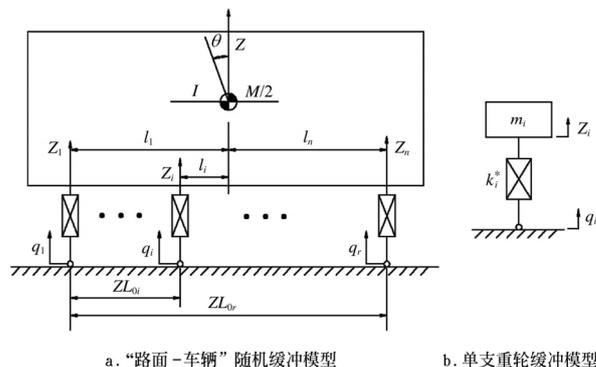


图 1 整机和单个支重轮的缓冲模型
Fig.1 Vibration damping models for whole vehicle and single bogie wheel

系统的运动微分方程

$$\begin{cases} M\ddot{Z}/2 + \sum_{i=1}^r k_i^* z_{0i} = \sum_{i=1}^r k_i^* q_i \\ I\ddot{\varphi} + \sum_{i=1}^r k_i^* z_{0i} l_i = \sum_{i=1}^r k_i^* q_i l_i \end{cases}$$

此时, 整机的放大倍数为

$$H_{pq}(j\omega) = [(\sum k_i l_i^2 - I\omega^2)k_q + (-\sum k_i l_i)k_q l_q] / |D| \quad (p=1,2; q=1,2,\dots,r) \quad (1)$$

其中:

$$D = \begin{bmatrix} \sum k_i^* - (2\pi f)^2 M/2 & \sum k_i^* l_i \\ \sum k_i^* l_i & \sum k_i^* l_i^2 - (2\pi f)^2 I \end{bmatrix}$$

式中: D ——系统参数矩阵; $M/2$ ——单侧行走机构所承受的质量; k_i^* ——第 i 个支重轮的复刚度, $k_i^* = k_i'(1 + j\eta)$; η ——结构的损耗因子; I ——车体惯性矩; z_{0i} ——第 i 个支重轮悬挂系统与车体连接处的垂直位移; l_i ——车体质心与第 i 个支重轮悬挂系统与车体连接处的距离; q_i

收稿日期: 2009-01-15 修订日期: 2009-05-07

基金项目: 教育部高等学校博士点基金项目(200801090001)

作者简介: 孙大刚(1955—), 男, 重庆人, 教授, 博士生导师, 主要从事工程车辆振动与噪声的阻尼控制研究。太原 太原科技大学机电工程学院, 030024. Email: sundgbox@sina.com

*通信作者: 干奇银(1981—), 男, 河南省平顶山市人, 主要从事工程车辆振动与噪声的阻尼控制研究。山西省太原市瓦流路66号 太原科技大学 222#信箱, 030024. Email: ganqiyin@sohu.com

——第 i 个支重轮的垂直位移； θ ——车体质心绕横轴的角位移； Z ——车体质心垂直位移； ZL_{0i} ——第 i 个支重轮与第一支重轮之间的轴距。

若以第一个支重轮为研究对象，其一阶频率响应函数

$$H_{11}(j\omega) = \frac{1}{|D|} \left[\left(\sum k_i l_i^2 - I\omega^2 \right) k_1 + \left(-\sum k_i l_i \right) k_1 l_1 \right] \quad (2)$$

二阶频率响应函数

$$H_{21}(j\omega) = \frac{1}{|D|} \left[\left(-\sum k_i l_i \right) k_1 + \left(\sum k_i - m\omega^2/2 \right) k_1 l_1 \right] \quad (3)$$

1.1.2 单支重轮缓冲模型分析

在整机模型中取一支重轮进行分析，其缓冲模型如图 1b 所示^[6-7]。其中， m_i 表示车辆作用在第 i 个支重轮上的质量， k_i^* 表示第 i 个支重轮的复合刚度， q_i 为激励， Z_i 为响应。

其运动方程

$$m_i \ddot{z}(t) + k_i^* Z_i = F = k_i' q_i \quad (4)$$

式中： $\omega_{in} = \sqrt{k_i' / m_i}$ ， $\gamma_i = \omega / \omega_{in}$ ， $\xi_i = c / (2\sqrt{k_i' m_i})$ ， m_i ——单个支重轮所承受的质量； ω ——激励的频率； ω_{in} ——支重轮的固有频率； γ_i ——频率比； ξ ——阻尼因子； c ——阻尼系数。令 $l_i = 2\gamma_i \xi_i$ ，该支重轮对振幅的放大倍数为

$$H_i(\omega) = \sqrt{\frac{1 + l_i^2}{(1 - \gamma_i^2)^2 + l_i^2}} \quad (5)$$

1.2 间隔阻尼层式支重轮模型

根据缓冲模型，经过多次设计与改进，本文采用一种管状、3 间隔阻尼层结构的支重轮形式（见图 2），间隔阻尼层式支重轮（单、双边）的实体模型如图 3 所示^[8]。此间隔阻尼层以天然橡胶为主体材料，加入少量丁苯橡胶和顺丁橡胶等，以提高该橡胶材料的综合性能^[9]。

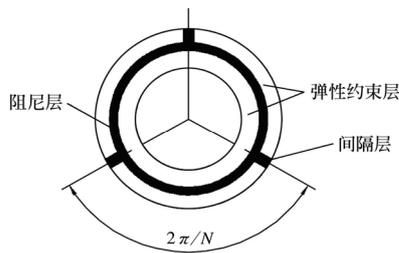


图 2 管状间隔阻尼层结构

Fig.2 Tubular spaced-damping layer structure

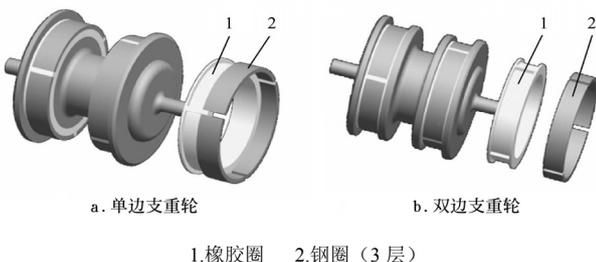


图 3 间隔阻尼层式支重轮

Fig.3 Spaced-damping layer bogie wheel

2 支重轮缓冲仿真

2.1 参数确定

履带式车辆行走系统振动的频率分布在较宽的范 围，并会随着机械的作业工况不同而变化。经对未采取缓冲措施履带式拖拉机行走系统的测试，发现其主振动频谱在 3~8 Hz 之间，其第一阶的固有频率为 4.5 Hz，第二阶为 10.5 Hz，且以 4.5 Hz 为主振动频率^[10-11]。

以某型号履带式拖拉机为研究对象，其主要参数如下：整机长×宽×高为 9.630 m×4.320 m×4.320 m，机重 5.0×10^4 kg，每边 7 个支重轮，最大爬坡率为 30°，刚性悬架。不考虑单、双边支重轮的影响，整机的固有频率 $\omega_n = 9\pi$ rad/s（即 $f_n = 4.5$ Hz），阻尼比 $\mu = c / (2\omega_n m)$ （橡胶减振器的阻尼比一般为 0.05~1.00，根据经验取 $\mu = 0.3$ ），材料损耗因子 $\beta = c / k = 2\mu / \omega_n$ 。

该系统中，若输入为正弦函数 $x_0 \sin \omega t = x_0 I_m [e^{j\omega t}]$ ，则输出必然为 $y(t) = x_0 I_m [H(j\omega) e^{j\omega t}]$ ， I_m 表示取方括号中的虚部。故假设地面持续给履带式拖拉机提供一个频率为 ω ，振幅为 A 的正弦波激励，输出也必然是频率为 ω ，振幅为 $A \cdot H(j\omega)$ 的正弦波。

2.2 缓冲仿真

根据履带式拖拉机各参数和放大倍数，编写 Matlab 程序并引入数据^[12]，得到两种支重轮在各工况的减振数据，图 4 为支重轮仿真结果的部分数据对比。

1) 拖拉机平地作业时

每个支重轮承受质量为 $M/14$ ，得到间隔阻尼层式支重轮和刚性支重轮的减振数据（其减振幅值分别为 F_1 和 F_2 ，令 $F = F_2 - F_1$ ）：当激励频率 $f < 4.5$ Hz（ $\omega < 9\pi$ rad/s）时，随着 f 增加，振动对车辆影响越大， F 越大；当 $f > 4.5$ Hz 时，伴随激励频率 f 增加，振动对车辆影响越小， F 越小。即：激励频率越接近车辆的固有频率，间隔阻尼层式支重轮的缓冲效果越显著。

由图 4a 仿真结果知，间隔阻尼层式支重轮具有良好的缓冲性能，且避免了共振。而当地面传来频率为 4.5 Hz 的激励时，传统刚性支重轮发生了强烈共振。

2) 拖拉机上坡作业时

拖拉机支重轮的承载量由前向后递增，假设拖拉机在坡度为 20° 的工况下作业，得到每个支重轮对应的承载量，带入程序中，其结果如图 4b 所示。

由仿真数据知，在该工况下，间隔阻尼层式支重轮能较好缓冲拖拉机所受的振动。

3) 拖拉机在极端工况下

在一些特定条件下，拖拉机会在瞬间发生严重倾斜，此刻仅有一个支重轮支撑起整个车辆，即 $m_1 = m$ ， $m_2 = m_3 = \dots = m_7 = 0$ 。根据程序计算的数值（图 4c）可得到以下结论：对于间隔阻尼层式支重轮，当地面激励 $f \leq 3$ Hz 时，它对拖拉机起到缓冲作用；当地面激励 $3 \text{ Hz} < f < 8 \text{ Hz}$ 时，拖拉机发生严重共振，两支重轮均起放大作用，但其放大倍数要比刚性支重轮小一些；当 $f \geq 8$ Hz 时，它又起到缓冲的作用。

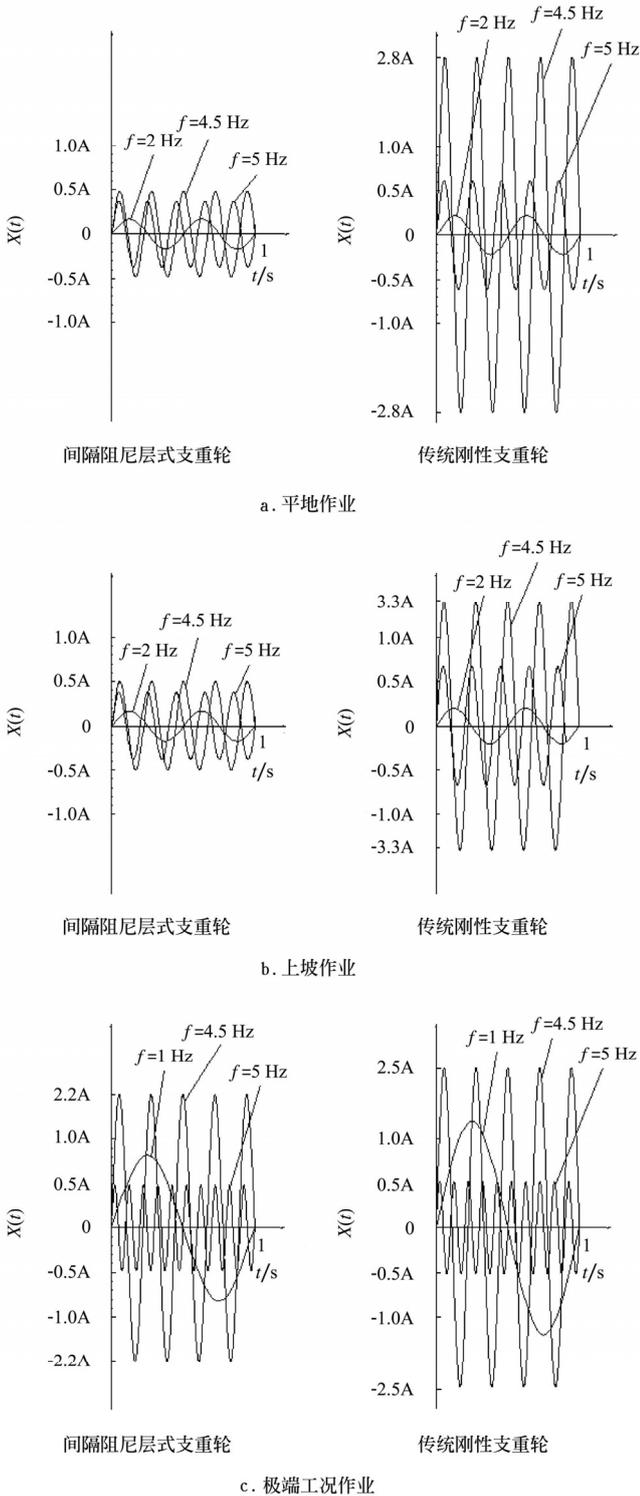


图4 各工况下支重轮的缓冲效果对比

Fig.4 Buffering effects contrast charts of bogie wheels under different working conditions

3 支重轮有限元分析

将间隔阻尼层式支重轮(单边)的三维模型导入有限元软件 ANSYS 中,由于支重轮为对称结构,可取其一半进行分析^[13-15]。

3.1 工况分析

1) 静态工况

履带式拖拉机静止时,支重轮处于静态工况,整个

车辆加上其他辅助装置,质量为 5.0×10^4 kg,平均每个支重轮承受的静态质量为 3.57×10^3 kg,即所承受的静载荷是 3.5×10^4 N。

2) 一般工作状态

拖拉机在普通工况下作业时,其承受的载荷大多为其静态载荷的 1.2~3.0 倍之间(取值 1.7),即每个支重轮的动载荷多在 $5.25 \times 10^4 \sim 1.05 \times 10^5$ N 之间(取值 5.95×10^4 N)。

3) 极端工作状态

此时,一个支重轮承受拖拉机一半的质量 (2.5×10^4 kg),并带有一定冲击,取冲击系数 1.7,得到该支重轮承受的冲击载荷为 $2.5 \times 10^4 \times 9.8 \times 1.7 = 4.165 \times 10^5$ N。

3.2 有限元分析

图5为各工况下间隔阻尼层式支重轮的强度分析图。

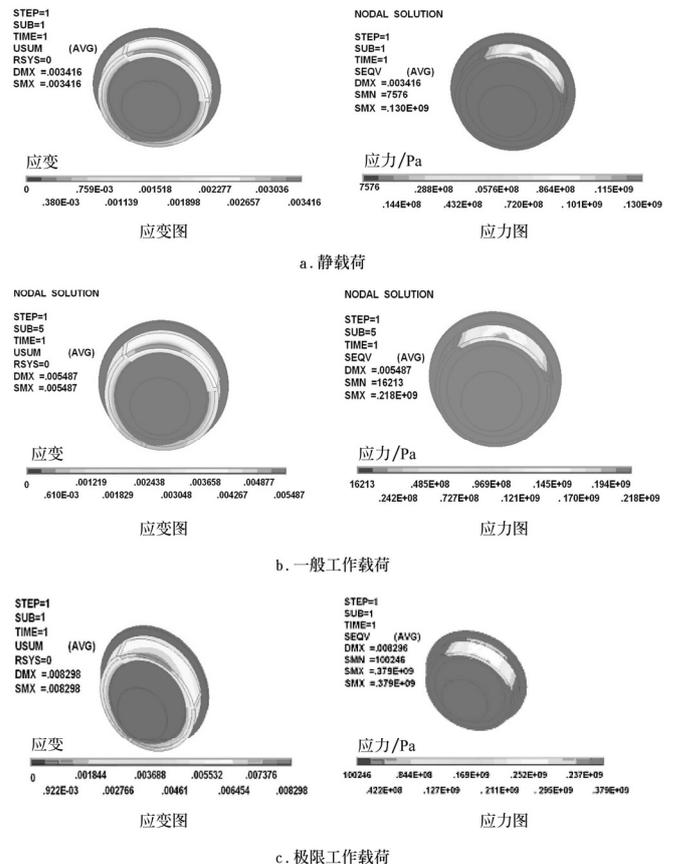


图5 间隔阻尼层式支重轮强度分析

Fig.5 Strength analysis of spaced-damping layer bogie wheels under different working conditions

1) 加静载荷,支重轮橡胶圈的最大变形量为 3.416 mm,在该结构中,橡胶基本尺寸是 15 mm,橡胶变形率 22.7%,支重轮承受的最大应力为 1.30×10^8 Pa,远小于支重轮体的许用应力 ($1.30 \times 10^{11} \sim 1.70 \times 10^{11}$ Pa)。

2) 加载工作载荷,支重轮橡胶圈的最大变形量为 5.487 mm,变形率 36.5%,支重轮承受的最大应力为 2.18×10^8 Pa。

3) 加载极限冲击载荷,支重轮橡胶圈的最大变形量为 8.298 mm,变形率为 54.6%,支重轮承受的最大压应

力为 $1.54 \times 10^9 \text{ Pa}$, 小于支重轮的许用应力。

有限元分析结果显示, 钢圈和履带结合处的应力及橡胶圈和支重轮体结合处的应力较大, 所以橡胶对能量起耗散和传递作用, 而主要应力则由钢圈和支重轮体来承担^[16]。数据表明间隔阻尼层式支重轮可满足上述工况的强度要求。

4 结 论

1) 经有限元分析, 间隔阻尼层式支重轮在理论上能应用于实际工作。

2) 仿真分析结果表明: 当履带拖拉机在正常工况时, 间隔阻尼层式支重轮的缓冲效果良好, 能较好抑制共振, 激励的频率距固有频率愈近, 相对于传统支重轮, 其缓冲效果愈好。

3) 当履带拖拉机处于极端工况, 且激励频率为 3~8 Hz 时, 间隔阻尼层式支重轮对整机振动无法缓冲, 但其放大倍数要比刚性支重轮小; 激励频率较小 ($\leq 3 \text{ Hz}$) 或较大 ($\geq 8 \text{ Hz}$) 时, 间隔阻尼层式支重轮均起缓冲作用。由于极端工况持续时间短, 故极端工况对整机并无太大影响。

[参 考 文 献]

- [1] 孙大刚, 诸文农, 李立辉. 橡胶缓冲装置疲劳失效特征值的研究[J]. 农业工程学报, 1998, 14(2): 109—113.
Sun Dagang, Zhu Wennong, Li Lihui. Study on characteristics of fatigue failures for rubber absorbers[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 1998, 14(2): 109—113. (in Chinese with English abstract)
- [2] 管继富, 武云鹏, 黄华, 等. 车辆半主动悬架的模糊控制[J]. 系统仿真学报, 2007, 19(5): 1030—1033.
Guan Jifu, Wu Yunpeng, Huang Hua, et al. The fuzzy control for semi-active suspension vehicle[J]. Journal of System Simulation, 2007, 19(5): 1030—1033. (in Chinese with English abstract)
- [3] 蒋陆德, 毕小平, 张智谔, 坦克负重轮三维温度场有限元计算研究[J]. 装甲兵工程学院学报, 2007, 21(4): 36—41.
Jiang Lude, Bi Xiaoping, Zhang Zhiqian. Calculation research of road wheel 3d temperature field of tank with fea [J]. Journal of Academy of Armored Force Engineering, 2007, 21(4): 36—41. (in Chinese with English abstract)
- [4] 孙大刚, 宋勇, 张学良, 等. 黏弹性悬架阻尼缓冲件动态接触有限元建模研究[J]. 农业工程学报, 2008, 24(1): 24—28.
Sun Dagang, Song Yong, Zhang Xueliang, et al. Modeling of dynamic contact finite element method for damping buffer components mounted on viscoelastic suspensions[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(1): 24—28. (in Chinese with English abstract)
- [5] Besselink I J M, Pacejka H B. The SWIFT TyreModel: Overview and Application. Proceedings of AVEC'04[C]. Arnhem, the Netherlands. 2004: 525—530.
- [6] 刘瑛, 刘洁, 潘宏侠. 履带车辆车体载荷分析和快速模拟寿命试验[J]. 天津工程师范学院学报, 2008, 18(4): 14—17.
Liu Ying, Liu Jie, Pan Hongxia. Analysis of load applied to body and fast fatigue testing of running tracked vehicle[J]. Journal of Tianjin University of Technology and Education, 2008, 18(4): 14—17. (in Chinese with English abstract)
- [7] Pauwelussen J P, Gootjes L, Schroder C. Full vehicle ABS braking using the SWIFT rigid ring tyre model[J]. Control Engineering Practice, 2003, 11(2): 199—207.
- [8] 孙大刚. 管状多层间隔阻尼层式减振装置[P]. 中国专利: CN97210941.2, 1997-02-05.
- [9] 马连湘, 柯顺魁, 何燕, 等. 轮胎温度场有限元分析系统的设计与开发[J]. 橡胶工业, 2007, 54(12): 746—749.
Ma Lianxiang, Ke Shunkui, He Yan, et al. Design of finite element analysis system for tire temperature field[J]. China Rubber Industry, 2007, 54(12): 746—749. (in Chinese with English abstract)
- [10] 王峰, 靳永军, 张建树. 基于整车模型的动力总成悬置振动仿真及优化[J]. 振动与冲击, 2008, 27(4): 134—138.
Wang Feng, Jin Yongjun, Zhang Jianwu. Vibration simulation and optimization of a powertrain mounting system based on a full vehicle model[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(4): 134—138. (in Chinese with English abstract)
- [11] 熊超, 郑坚. 履带车辆半主动悬挂系统建模与仿真[J]. 武器装备自动化, 2005, 24(1): 9—11.
Xiong Chao, Zheng Jian. Modeling and simulation of semiactive suspension system for track vehicle[J]. Armament Automation, 2005, 24(1): 9—11. (in Chinese with English abstract)
- [12] 于杨, 魏雪霞, 张永发. 履带车辆悬挂质量系统振动的模糊控制与仿真[J]. 兵工学报, 2008, 29(11): 1286—1291.
Yu Yang, Wei Xuexia, Zhang Yongfa. The fuzzy logic control for suspension systems of tracked vehicles[J]. Acta Armamentarii, 2008, 29(11): 1286—1291. (in Chinese with English abstract)
- [13] 万龙, 马吉胜, 郝大海, 等. 某型军用履带车辆行驶强化试验仿真技术研究[J]. 军械工程学院学报, 2008, 20(5): 22—25.
Wan Long, Ma Jisheng, Hao Dahai, et al. Simulation research on intensified driving test of tracked vehicle[J]. Journal of Ordnance Engineering College, 2008, 20(5): 22—25. (in Chinese with English abstract)
- [14] Karagülle H, Malgaca, Öktem L H F. Analysis of active vibration control in smart structures by ANSYS[J]. Smart Materials & Structures, 2004, 13(4): 661—667.
- [15] Seong H K, Chul H P, Hyun C P, et al. Vibration control of an arc type shell using active constrained layer damping[J]. Smart Materials and Structures, 2004, 13(2): 350—354.
- [16] Wang D W, Tzou H S, Lee H J. Control of nonlinear electro/elastic beam and plate systems (Finite Element Formulation and Analysis)[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2004, 126(1): 63—70.

Buffer property analysis of spaced-damping layer bogie wheel

Sun Dagang¹, Gan Qiyin^{1*}, Yang Zhaomin², Yan Bijuan¹

(1. *Mechanical and Electronic Engineering College, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China;*

2. *Physics Department, Pingdingshan Education College, Pingdingshan 467000, China*)

Abstract: Based on the current situation of poor vibration damping performance of traditional bogie wheel, a kind of spaced-damping layer structure was applied to the bogie wheel to improve its vibration damping performance. A crawler tractor was taken as an application example, the vibration damping models for the whole vehicle and single bogie wheel were established, and the amplitude-frequency characteristic response functions of bogie wheels were deduced. With the performance simulation and comparative analysis between the traditional and improved bogie wheels performed by Matlab, the results show that the vibration suffered by the crawler tractor can be buffered effectively by the new bogie wheels. With strength analysis of the improved bogie wheels carried out by ANSYS, the results show their strength can meet the operating requirements under the different working conditions of the crawler tractor.

Key words: vehicles, damping, vibrations, bogie wheel, buffer