

车辆悬架系统的优化设计与动力学特性分析

李小彭^{1,2}, 李凡杰², 杨聆雪³, 刘晓龙⁴
(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130025; 2. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819;
3. 奇瑞捷豹路虎汽车有限公司, 上海 210103; 4. 沈阳工业大学 后勤集团, 辽宁 沈阳 110870)

摘 要: 为了提升含减振元件惯容器的车辆悬架系统的综合减振性能,建立了含有减振元件惯容器、弹簧、阻尼器的车辆悬架系统模型.采用遗传算法对悬架参数进行优化,基于振动功率流理论对减振元件衬套进行优化选型.通过对车辆悬架系统动力学模型进行数值求解,探究了参数优化前后车辆悬架系统的动力学响应,探讨了衬套参数对功率传递的影响.研究表明,相比原始设计参数,采用优化算法得到的参数能够有效改善车辆悬架系统的综合减振性能,理论计算与仿真数据的结果相互验证了所建模型的正确性,衬套的优化选型有助于进一步提高车辆悬架系统的减振性能.

关 键 词: 车辆减振;车辆悬架;惯容器;参数优化;功率流;动力学

中图分类号: U 463 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2020)08-1097-06

Optimization Design and Dynamics Analysis of Vehicle Suspension System

LI Xiao-peng^{1,2}, LI Fan-jie², YANG Ling-xue³, LIU Xiao-long⁴
(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China;
2. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 3. Chery Jaguar Land Rover Automotive Co., Ltd., Shanghai 210103, China; 4. Logistics Group, Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China. Corresponding author: LI Xiao-peng, E-mail: xpli@me.neu.edu.cn.)

Abstract: To improve the comprehensive damping performance of vehicle suspension system with inerter, the system with inerter, spring and damper was modeled. Genetic algorithm was used to optimize the suspension parameters, and the theory of vibration power flow was used to optimize the selection of the damping element bushing. Based on the numerical solution of the model, we discussed the dynamic response of the system before and after the parameter optimization and the influence of the bushing parameters on the power transmission. The research results show that, the parameters obtained by the optimization algorithm can effectively improve the comprehensive damping performance of the system, as compared with the design parameters. The theoretical calculation and simulation data mutually verify the correctness of the model. The optimized selection of the bushing is helpful to further improve the damping performance of the vehicle suspension system.

Key words: vehicle damping; vehicle suspension; inerter; parameter optimization; power flow; dynamics

车辆悬架系统连接车身与车轮,对缓和路面冲击、提升车辆行驶稳定性具有重要意义^[1-2].对车辆悬架系统减振性能的改善,始终是车辆工程领域研究的热点问题^[3-5].传统的车辆悬架结构由减振元件弹簧和阻尼器并联构成,具有结构简单、性能可靠、造价低等优点,但是,传统车辆悬架因其独特的结构限制了减振性能的提高.添加控制系统与能量输入的主动、半主动悬架,可以有效

提高悬架系统的减振性能,同时也带来了能耗大、控制系统时滞等问题. 惯容器的发明为车辆悬架系统减振性能的提升提供了新的可能.

Smith 等^[6]将减振元件惯容器应用于车辆悬架系统,研究了应用惯容器的多种悬架拓扑结构的性能改善. Zhang 等^[7]对应用惯容器的车辆悬架结构进行分析,研究了不同控制策略对悬架减振性能的影响. Wang 等^[8]探究了摩擦与弹性效应等非线性因素对含惯容器的车辆悬架系统减振性能的影响,研究表明,受惯容器非线性因素影响的车辆悬架系统的减振性能仍然优于传统车辆悬架. Kuznetsov 等^[9]为改善乘坐舒适性,建立了含惯容器的车辆悬架系统模型,以加权加速度为评价指标对参数进行优化. 李小彭等^[10]提出了一种每一级悬架中均含有惯容器的两级汽车悬架,进一步强化了惯容器在车辆悬架系统中起到的作用. Hu 等^[11]探究了惯容器、弹簧、阻尼器不同组合形式对减振性能改善的影响.

多数研究中,通过调整减振元件惯容器、弹簧、阻尼器之间的组合关系来改善悬架的减振性能,对综合考虑车辆多种性能评价指标的优化设计还有进一步探究的空间. 本文基于含惯容器的车辆悬架系统进行优化设计,通过对减振元件的参数进行优化及对衬套进行优化选型,进一步改善车辆悬架系统的减振性能. 研究结果将为含减振元件惯容器的车辆悬架系统的实际应用提供理论参考.

1 理论基础

1.1 惯容器减振原理

减振元件惯容器具有质量属性,同时惯容器突破了质量块单端子接地的限制,是一种双端子减振元件^[12]. 滚珠丝杠式惯容器具有结构简单、成本低、便于安装等优点,是一款被广泛应用的惯容器.

滚珠丝杠式惯容器的理想动力学模型可以表示为

$$F=2m\left(\frac{\pi r}{p}\right)^2\left(\frac{\mathrm{d} v}{\mathrm{d} t}\right)=b\left(\frac{\mathrm{d} v}{\mathrm{d} t}\right).$$

(1)

式中: F 为惯容器两端所受到的力; m 为飞轮的质量; r 为飞轮的半径; p 为滚珠丝杠副的导程; v 为惯容器两端的相对运动速度; b 为惯容器的惯质系数.

1.2 振动功率流理论

功率可表示为

$$P(t)=F(t)v(t).$$

(2)

式中: $F(t)$ 为力的瞬时值; $v(t)$ 为速度的瞬时值.

$$F(t)=F\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t},$$

(3)

$$v(t)=V\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t}.$$

(4)

稳态功率流的表达式为

$$P=\frac{\omega}{2\pi}\int_0^{2\pi/\omega}F(t)v(t)\mathrm{d} t=\frac{1}{2}\mathrm{Re}[FV^*].$$

(5)

式中: ω 为振动圆频率; F 为力的幅值; V 为速度的幅值; $*$ 表示共轭.

根据机械阻抗理论,机械阻抗 Z 可表示为

$$Z=\frac{F}{V}.$$

(6)

由式(5)与式(6)可以看出,机械阻抗可决定流经该点的功率,系统本身的动态特性直接影响到振动能量的传递.

2 车辆悬架系统建模

为了分析含减振元件惯容器的车辆悬架系统的动力学响应,建立如图 1 所示的车辆悬架系统模型.

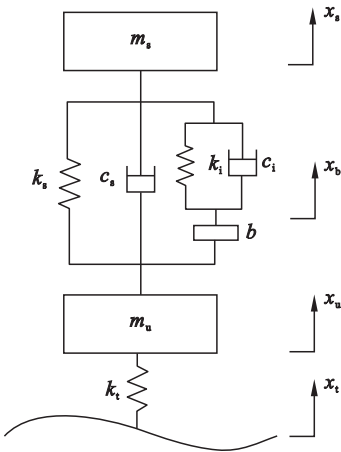


图 1 车辆悬架系统模型
Fig. 1 Vehicle suspension system model

图 1 所示的车辆悬架系统模型的动力学方程可表示为

$$\left. \begin{aligned} m_s\ddot{x}_s+k_s(x_s-x_u)+c_s(\dot{x}_s-\dot{x}_u)+F &=0, \\ m_u\ddot{x}_u+k_t(x_u-x_t)-k_s(x_s-x_u)-c_s(\dot{x}_s-\dot{x}_u) &=F, \\ F=b(\ddot{x}_b-\ddot{x}_u)=k_i(x_s-x_b)+c_i(\dot{x}_s-\dot{x}_b). \end{aligned} \right\}$$

(7)

式中: m_s 为簧载质量; m_u 为非簧载质量; F 为惯容器两端受到的力; k_s 为主弹簧刚度; c_s 为主阻尼系数; k_t 为轮胎刚度; b 为惯质系数; k_i 为副弹簧刚度; c_i 为副阻尼系数; x_s 为车身垂向位移; x_b 为惯容器垂向位移; x_u 为轮胎垂向位移; x_t 为路面垂向位移.

采用滤波白噪声法生成的路面垂向位移输入为

$$\dot{x}_t(t) = -2\pi f_0 x_t(t) + 2\pi\sqrt{G_0}v w(t). \quad (8)$$
式中: G_0 为路面不平度系数; v 为车辆行驶速度; $w(t)$ 为均值为零的高斯白噪声信号; f_0 为下截止频率.

将式(7)转换为式(9)所示的状态空间方程的一般表示形式:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{X}} &= \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U}, \\ \mathbf{Y} &= \mathbf{C}\mathbf{X}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} 为系数矩阵; \mathbf{U} 为系统输入变量; \mathbf{X} 为系统状态变量; \mathbf{Y} 为系统输出变量.

选取系统的状态变量:

$$\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7]^T, \quad (10)$$

其中

$$\begin{aligned} x_1 &= \dot{x}_s, x_2 = \dot{x}_u, x_3 = \dot{x}_b, x_4 = x_s, \\ x_5 &= x_u, x_6 = x_b, x_7 = x_t. \end{aligned}$$

系统的状态方程组:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\frac{1}{m_s} [k_s(x_4 - x_5) + c_s(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_i(x_4 - x_6) + c_i(\dot{x}_1 - \dot{x}_3)], \\ \dot{x}_2 &= -\frac{1}{m_u} [k_t(x_5 - x_7) - k_s(x_4 - x_5) - c_s(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_i(x_4 - x_6) - c_i(\dot{x}_1 - \dot{x}_3)], \\ \dot{x}_3 &= -\frac{1}{b} [k_i(x_6 - x_4) + c_i(\dot{x}_3 - \dot{x}_1)] + \dot{x}_2, \\ \dot{x}_4 &= x_1, \\ \dot{x}_5 &= x_2, \\ \dot{x}_6 &= x_3, \\ \dot{x}_7 &= -2\pi f_0 x_7 + 2\pi\sqrt{G_0}v w(t). \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

系数矩阵:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} & a_{27} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} & a_{36} & a_{37} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2\pi f_0 \end{bmatrix}. \quad (12)$$

式中,

$$\begin{aligned} a_{11} &= -\frac{c_s + c_i}{m_s}, a_{12} = \frac{c_s}{m_s}, a_{13} = \frac{c_i}{m_s}, a_{14} = -\frac{k_s + k_i}{m_s}, \\ a_{15} &= \frac{k_s}{m_s}, a_{16} = \frac{k_i}{m_s}, a_{21} = \frac{c_i + c_s}{m_u}, a_{22} = -\frac{c_s}{m_u}, a_{23} = -\frac{c_i}{m_u}, \\ a_{24} &= \frac{k_i + k_s}{m_u}, a_{25} = -\frac{k_s + k_t}{m_u}, a_{26} = -\frac{k_i}{m_u}, a_{27} = \frac{k_t}{m_u}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{31} &= \frac{c_i}{b} + \frac{c_i + c_s}{m_u}, a_{32} = -\frac{c_s}{m_u}, a_{33} = -\frac{c_i}{b} - \frac{c_i}{m_u}, \\ a_{34} &= \frac{k_i}{b} + \frac{k_i + k_s}{m_u}, a_{35} = -\frac{k_s + k_t}{m_u}, \\ a_{36} &= -\frac{k_i}{b} - \frac{k_i}{m_u}, a_{37} = \frac{k_t}{m_u}. \end{aligned}$$
$$\mathbf{B} = [0, 0, 0, 0, 0, 2\pi\sqrt{G_0}v]^T. \quad (13)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} & c_{15} & c_{16} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_t & 0 & -k_t \end{bmatrix}. \quad (14)$$

式中,

$$\begin{aligned} c_{11} &= -\frac{c_s + c_i}{m_s}, c_{12} = \frac{c_s}{m_s}, c_{13} = \frac{c_i}{m_s}, \\ c_{14} &= -\frac{k_s + k_i}{m_s}, c_{15} = \frac{k_s}{m_s}, c_{16} = \frac{k_i}{m_s}. \end{aligned}$$

系统输入变量:

$$\mathbf{U} = w(t). \quad (15)$$

系统输出变量:

$$\mathbf{Y} = [\ddot{x}_s, x_s - x_u, (x_u - x_t)k_t]^T. \quad (16)$$

3 车辆悬架系统优化设计

车辆悬架系统的模型参数如表 1 所示.

表 1 模型参数表 Table 1 Model parameter table	
参数	数值
簧载质量 m_s/kg	320
非簧载质量 m_u/kg	45
轮胎刚度 $k_t/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	190
主弹簧刚度 $k_s/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	22
主阻尼系数 $c_s/(\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	1
惯质系数 b/kg	288
副弹簧刚度 $k_i/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	6.64
副阻尼系数 $c_i/(\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	1.608
路面不平度系数 $G_0/(\text{m}^3\cdot\text{cycle}^{-1})$	5×10^{-6}
车速 $v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	20
下截止频率 f_0/Hz	0.01

3.1 悬架参数优化

为进一步提高车辆悬架的综合减振性能,采用遗传算法对惯质系数 b 、副弹簧刚度 k_i 、副阻尼系数 c_i 进行参数优化.

综合考虑车身加速度、悬架动行程、轮胎动载荷指标的适应度函数为

$$\min J = 0.4A(x)^2 + 0.4L(x)^2 + 0.2T(x)^2. \quad (17)$$

式中: J 为适应度函数值; $A(x)$ 为车身加速度的均方根值; $L(x)$ 为悬架动行程的均方根值; $T(x)$ 为轮胎动载荷的均方根值。

设定的约束条件为

$$\left. \begin{aligned} A(x) &< A(x)_{\text{past}}, \\ L(x) &< L(x)_{\text{past}}, \\ T(x) &< T(x)_{\text{past}}. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

式中: $A(x)_{\text{past}}, L(x)_{\text{past}}, T(x)_{\text{past}}$ 分别为车身加速度、悬架动行程、轮胎动载荷在优化前参数下的均方根值。

优化后的参数如下:

$$b=223\text{ kg}, k_i=8.48\text{ kN/m}, c_i=1.559\text{ kN}\cdot\text{s/m}.$$

3.2 衬套优化选型

含衬套的车辆悬架系统机械网格如图 2 所示。

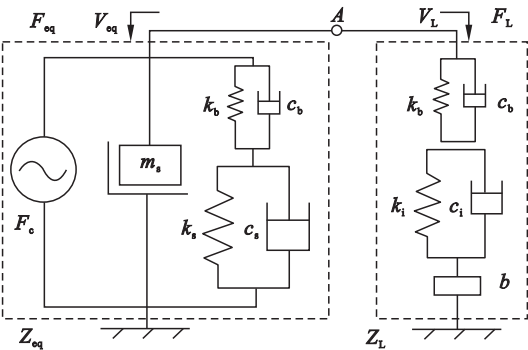


图 2 机械网格图
Fig. 2 Mechanical grid

从图 2 可以得到左侧的等效阻抗为

$$Z_{eq} = i\omega m_s + \frac{1}{\frac{1}{\frac{k_b}{i\omega} + c_b} + \frac{k_s}{i\omega} + c_s}}, \quad (19)$$

右侧的等效阻抗为

$$Z_L = \frac{1}{\frac{1}{\frac{k_b}{i\omega} + c_b} + \frac{1}{i\omega b} + \frac{1}{\frac{k_i}{i\omega} + c_i}}, \quad (20)$$

则连接点 A 处的力为

$$F_L = \frac{Z_L}{Z_{eq} + Z_L} F_c, \quad (21)$$

式中: F_c 为恒力源,取 F_c 为简谐单位力。

连接点 A 处的速度为

$$V_L = \frac{F_L}{Z_L}. \quad (22)$$

流经 A 点的功率流为

$$P = \frac{1}{2} \text{Re}(F_L V_L^*). \quad (23)$$

为了验证所建立的车辆悬架系统模型的正确性,在仿真软件 ADAMS/car 中建立车辆

悬架系统的多体动力学模型,并选取原始设计参数 $k_b=450\text{ N/mm}, c_b=0.50\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$.通过理论计算与仿真数据得到的功率流对比如图 3 所示。

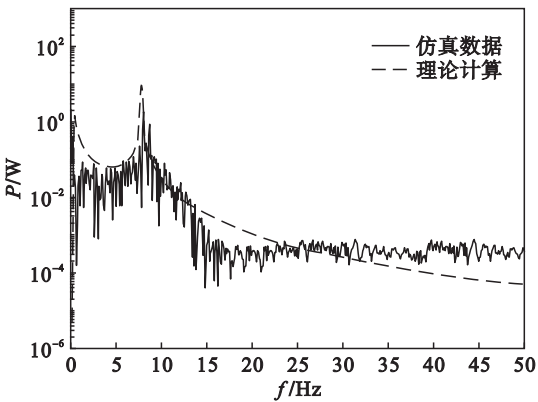


图 3 功率流谱
Fig. 3 Power flow spectrum

从图 3 可以看出,随着频率的增大,通过理论计算和仿真数据得到的功率流谱的变化趋势基本一致,证明了模型的正确性。

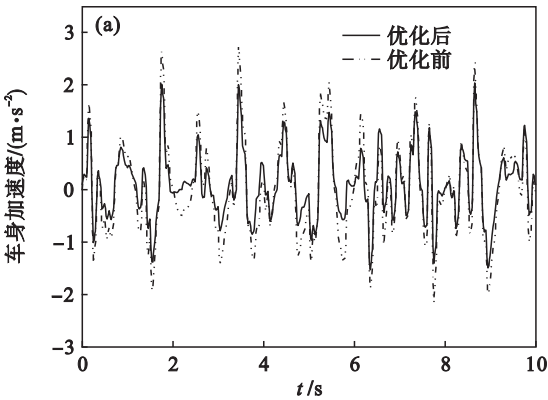
4 数值仿真

4.1 悬架系统的动力学响应

为表征采用遗传算法优化后得到的悬架参数对车辆悬架系统综合减振性能的影响,以优化前设计参数下的车辆悬架系统动力学响应为比较对象,将优化前后车辆悬架系统的动力学响应进行对比分析。

参数优化前后车辆悬架系统的动力学响应如图 4 所示。

从图 4 可以看出,与优化前相比,优化后的车身加速度、悬架动行程、轮胎动载荷指标均有较大程度的改善,优化后的车辆悬架系统的综合减振性能得到了显著提升。



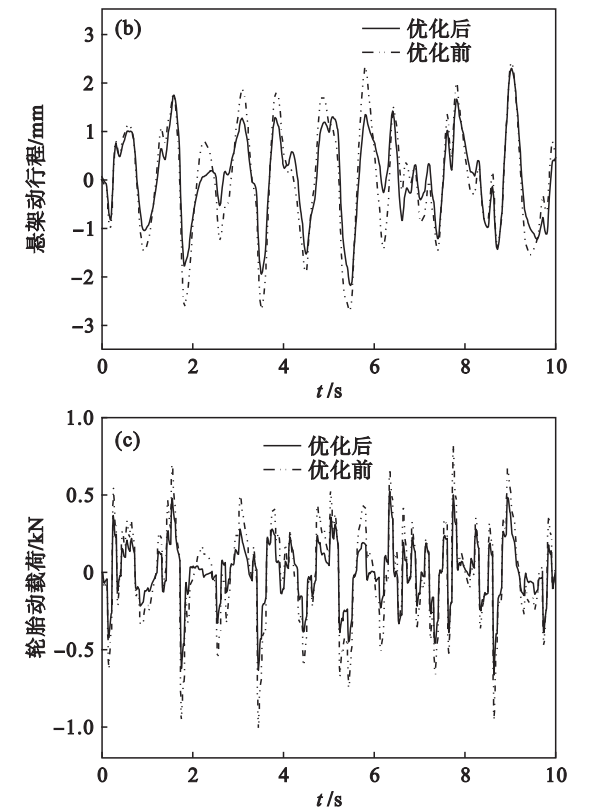


图 4 悬架系统的动力学响应

Fig. 4 Dynamic response of suspension system

4.2 衬套参数对功率传递的影响

由于橡胶件的特殊性,衬套的动态特性需要通过测试来获得,必须模拟其实际工况,然后采用专用设备进行测试.因此一味地按照优化方法对衬套的刚度、阻尼进行优化设计,优化得到的参数可能不适合生产或生产周期过长,优化设计缺乏实际意义.因此,在实际应用过程中针对现有的衬套参数进行优化选型,从而完成悬架衬套参数的优化匹配.

市场上主流的 3 种车辆悬架的衬套参数如表 2 所示.

表 2 衬套参数表		
Table 2 Bushing parameter table		
衬套类型	刚度/(N·mm ⁻¹)	阻尼系数/(N·s·mm ⁻¹)
衬套 1	450	0.50
衬套 2	800	0.15
衬套 3	300	2.00

依据表 2 中不同类型衬套的刚度、阻尼系数,基于振动功率流理论探究衬套参数对系统振动功率的影响.不同刚度下的功率流谱如图 5 所示:在 0~1 Hz 频段内,衬套的刚度变化对传入车身的振动功率流的影响较小;在 0~50 Hz 的仿真频段内, $k_b=300\text{ N/mm}$ 时的功率流谱始终低于其他

两种类型的功率流谱.

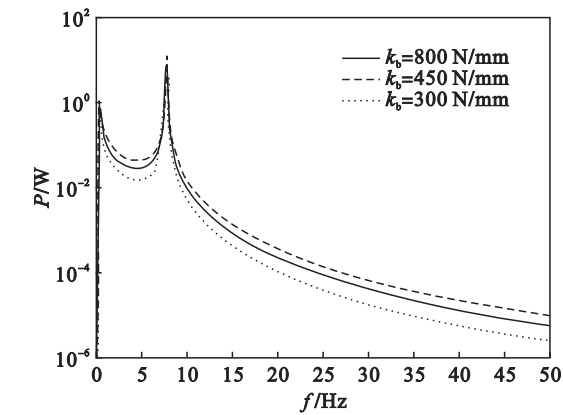


图 5 不同刚度下的功率流谱

Fig. 5 Power flow spectrum with different stiffness

不同阻尼系数下的功率流谱如图 6 所示:随着衬套阻尼系数的增大,车辆悬架系统功率流谱的振动幅值逐渐减小.在 0~50 Hz 的仿真频段内,衬套的阻尼系数取 $c_b=2.00\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$ 时的功率流谱始终低于其他两种类型的功率流谱.

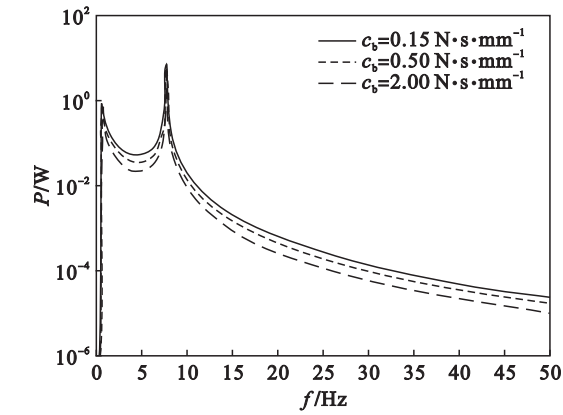


图 6 不同阻尼系数下的功率流谱

Fig. 6 Power flow spectrum with different damping

综上所述,相比于衬套 1 与衬套 2,衬套 3 更加适合减小经车辆悬架系统传递至车身的能量,使车辆悬架系统达到更好的减振效果.

5 结 论

- 1) 优化后得到的参数明显优于优化前的设计参数,优化后车辆悬架系统的综合减振性能得到了显著提升.
- 2) 通过理论计算与仿真数据两种方式得到的车辆悬架系统的功率流谱的变化趋势基本一致,验证了所建模型的正确性.
- 3) 衬套 3 的减振性能优于衬套 1 与衬套 2,更加适合应用于车辆悬架减振系统中.

参考文献:

- [1] Mahmoodabadi M J, Farhadi F, Sampour S. Firefly algorithm based optimum design of vehicle suspension systems [J]. *International Journal of Dynamics and Control*, 2019, 7(1): 134 – 146.
- [2] 李武杰, 陈从根, 郭立新. 基于微分几何法的主动悬架鲁棒 H_∞ 控制[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2019, 40(5): 716 – 721.
(Li Wu-jie, Chen Cong-gen, Guo Li-xin. Robust H_∞ control of active suspension based on differential geometry [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2019, 40(5): 716 – 721.)
- [3] Sun S S, Tang X, Yang J, et al. A new generation of magnetorheological vehicle suspension system with tunable stiffness and damping characteristics [J]. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, 2019, 15(8): 4696 – 4708.
- [4] Zheng X Y, Zhang H, Yan H C, et al. Active full-vehicle suspension control via cloud-aided adaptive backstepping approach [J]. *IEEE Transactions on Cybernetics*, 2019, 49 (Early Access): 1 – 12.
- [5] 段亮, 杨树凯, 宋传学, 等. 平衡悬架钢板弹簧动态特性的研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(6): 153 – 158.
(Duan Liang, Yang Shu-kai, Song Chuan-xue, et al. Research on dynamic characteristics of the tandem suspension leaf spring [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(6): 153 – 158.)
- [6] Smith M C, Wang F C. Performance benefits in passive vehicle suspensions employing inerter [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2004, 42(4): 235 – 257.
- [7] Zhang X J, Ahmadian M, Guo K H. On the benefits of semi-active suspensions with inerter [J]. *Shock and Vibration*, 2012, 19(3): 257 – 272.
- [8] Wang F C, Su W J. Impact of inerter nonlinearities on vehicle suspension control [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2008, 46 (7): 575 – 595.
- [9] Kuznetsov A, Mammadov M, Sultan I, et al. Optimization of improved suspension system with inerter device of the quarter-car model in vibration analysis [J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2011, 81(10): 1427 – 1437.
- [10] 李小彭, 李凡杰, 曹洲, 等. 含惯容器的两级汽车悬架振动性能[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2019, 40(10): 1448 – 1453.
(Li Xiao-peng, Li Fan-jie, Cao Zhou, et al. Vibration performance of two-stage vehicle suspension with inerter [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2019, 40(10): 1448 – 1453.)
- [11] Hu Y, Chen M Z Q. Performance evaluation for inerter-based dynamic vibration absorbers [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2015, 99: 297 – 307.
- [12] Smith M C. Synthesis of mechanical networks: the inerter [J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2002, 47 (10): 1648 – 1662.