

工程车辆油气悬架参数化建模与幅频特性分析*

熊新^{1,2}, 吴洪涛¹, 于学华², 程世利²

(1. 南京航空航天大学机电学院 南京, 210016) (2. 盐城工学院汽车工程学院 盐城, 224000)

摘要 为了测试某工程车辆油气悬架系统螺旋弹簧和油气弹簧的综合刚度及分析车身幅频特性的主要影响因素, 设计了减振器试验台, 根据质量集中原则和牛顿定律, 建立了基于实验的 1/4 油气弹簧悬架非线性振动模型。运用泰勒展开和谐波平衡法相结合的方法将系统方程转化为非线性代数方程组, 求得了系统近似稳态解, 其结果与龙格-库塔法求解较为接近, 在此基础上分析了影响车身幅频特性的主要因素。结果表明, 氮气初始气压、路面激励幅值、质量比和轮胎刚度的变化对车身共振频率的影响较小, 但对车身振幅有较为明显的影响。具体表现为氮气初始气压、路面激励幅值和质量比的增大使车身振幅加大, 轮胎刚度的增大不仅使车身振幅增大, 还增加了车身达到稳态振动的时间。

关键词 油气弹簧; 非线性振动; 幅频特性; 谐波平衡法

中图分类号 TB123; U463.33+5.1; TB535

引言

油气弹簧非线性阻尼特性良好、结构简单、性能可靠^[1], 由于采用外置阻尼器, 可以较容易实现阻尼改变, 减振油缸的结构可以与外置可调阻尼器匹配, 实现半主动悬架功能, 其衰减振动、缓和冲击的效果较为明显, 可以满足工程车辆在恶劣路面上正常行驶的需要, 是工程车辆减振技术研究的热点。

国外对油气弹簧的研究主要集中于建立合理的非线性模型, 通过实验对油气弹簧的非线性特性进行分析^[2-3], 为车辆获得良好的乘坐舒适性提供理论依据。根据气体与环境间的热传递、气体与液体间的热传递建立油气悬架系统的热传递模型^[4], 研究环境温度对弹簧刚度和悬挂高度的影响, 为准确预测油气弹簧动力学特性提供参考。国内对油气弹簧的理论研究单位集中于北京理工大学、吉林大学、上海交通大学、南京航空航天大学及中国矿业大学等, 其内容包括: a. 针对环形阀片变形缝隙节流^[5-9], 运用流体力学理论建立了单气室油气弹簧的数学模型, 从综合力值速度特性的角度较为全面地研究了阻尼阀参数对系统外特性的影响规律, 获得了较为精确的数学模型, 从理论上分析了自适应振动控制性能; b. 采用数学建模与仿真软件 Matlab 和 Ad-

ams 相结合的方法^[10], 对油气弹簧系统活塞杆输出力与活塞位移及速度之间关系进行了数值仿真, 为油气弹簧的力学性能研究提供了一种方法, 运用仿真软件 AMESim 研究了油气弹簧对车辆平顺性的影响^[11]; c. 借助于试验和理论分析相结合的方法^[12-13], 取得了理论与试验的统一。关于油气弹簧应用于 1/4 悬架系统并分析对车辆垂向振动特性及其影响因素, 求解工程车辆油气悬架系统非线性垂向振动模型的文献较少。

笔者针对某工程车辆油气悬架系统进行研究。首先, 根据笔者设计的油气悬架综合测试试验台, 通过质量集中原则和牛顿定律, 结合试验数据, 考虑螺旋弹簧和油气弹簧综合刚度、减振器非线性阻尼、轮胎刚度和阻尼, 建立车辆 1/4 悬架实验和参数相结合的非线性振动模型; 然后, 采用泰勒展开与谐波平衡法相结合求出系统的近似稳态解, 并与龙格-库塔法求解结果进行对比; 最后, 分析影响车身幅频特性的主要因素。

1 油气悬架系统的振动模型

以某工程车 1/4 车辆模型为研究对象, 建立如图 1 所示的油气悬架系统二自由度振动模型。其中: m_1 为车身质量, kg; m_2 为轮胎质量, kg; x_1 为车

* 国家“八六三”计划资助项目(2013AA041004); 江苏省科技支撑计划资助项目(BE2012052)
收稿日期: 2013-08-21; 修回日期: 2014-02-15

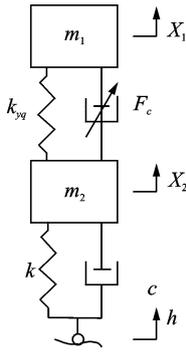


图 1 1/4 油气悬架振动模型

Fig. 1 One quarter vehicle vibration model of hydro-pneumatic suspension

身位移, m ; x_2 为轮胎位移, m ; h 为路面激励, m ; c 为轮胎阻尼系数; k 为轮胎刚度, N/m ; F_k 为螺旋弹簧与油气弹簧的综合刚度, kN ; F_c 为油气弹簧的阻尼力, kN 。

根据牛顿第二定律,可得出系统的非线性振动方程

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + F_k + F_c = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - F_k - F_c + k(x_2 - h) + F_k = 0 \end{cases} \quad (1)$$

F_c 表示^[1]如下

$$F_c = -4\pi^2 f^2 A \sin(2\pi ft) + p_{q0} \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{S_g}{V_{q0}}(x_1 - x_2)} \right] + \left\{ p_{q0} \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{S_g}{V_{q0}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)} \right] - P_s \right\} S_h \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (2)$$

其中: p_{q0} 为氮气气室初始压力, Pa ; P_s 为液压加载系统工作压力, Pa ; V_{q0} 为氮气气室初始体积, m^3 ; S_g 为活塞杆面积, m^2 ; S_h 为油气弹簧内缸筒与活塞杆之间的环形面积, m^2 ; f 为路面激励频率, Hz 。

F_k 表达如下

$$F_k = k_{yq}(x_1 - x_2) \quad (3)$$

其中: k_{yq} 为螺旋弹簧具有油气弹簧的综合刚度, kN/m 。

假定路面激励为

$$h = h_0 \sin(\omega t) = h_0 \sin(2\pi ft) \quad (4)$$

其中: h_0 为路面激励幅值, m 。

轮胎的阻尼力为

$$F_{ic} = c(\dot{x}_2 - \dot{h}) = \alpha f^{-\beta}(\dot{x}_2 - \dot{h}) \quad (5)$$

其中: c 为轮胎阻尼系数 $kN \cdot s/m$; α, β 为轮胎回归系数,与胎压有关,取胎压为 $280 MPa$ 。

式(1)~(5)为 1/4 悬架系统的垂向振动数学模型。

2 系统参数试验识别

式(1)中减振器弹性力 F_k 与减振器滞后非线性阻尼力 F_c 未知,为了解决油气悬架系统中油气弹簧与螺旋弹簧的综合刚度与阻尼的测试,研制了油气悬架综合性能试验台。

2.1 减振器试验原理和试验条件

试验台架如图 2 所示,主要包括液压伺服系统、加载油缸、立柱、微机系统、主机、升降油缸、位移传感器、温控箱及相应的数据采集系统和减振器。试验用减振器采用台湾某公司生产的 BFA51RC 型油气分离式减振器。试验原理是:对被试件以一定的频率,加载正负方向的负载/行程(如角度、位移等),试验波形为正弦波(或其他)。微机以要求的频率和波形发出信号,通过伺服阀功率放大器输出控制电流,控制伺服阀工作,伺服阀驱动动作器(加载缸)对被试件加载;被试件的受载情况通过力和位移传感器及相应的信号放大器测得,反馈给微机,由微机与给定信号比较后,通过 PIDF 算法进行控制修正,从而使试验机达到预定的试验目标,绘制出相应的位移特性和速度特性曲线。试验方法参照:QC/T545-1999《汽车筒式减振器台架试验方法》和 QC/T《汽车减振器技术条件与台架试验方法》(新标准),选择不同的频率和振幅,环境温度为 $25^\circ C$ 。

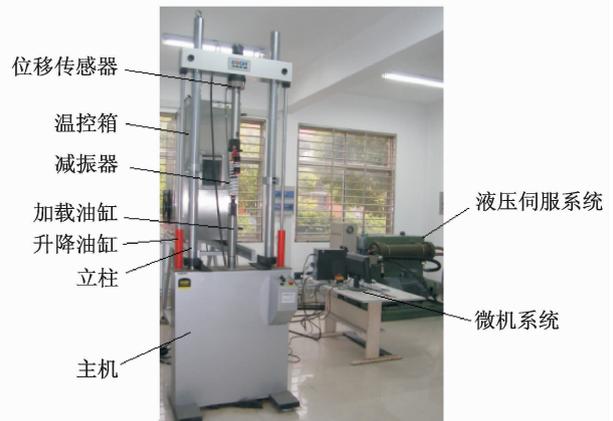


图 2 油气悬架综合性能试验台

Fig. 2 The performance test facility for hydro-pneumatic suspension

2.2 油气悬架综合刚度系数的识别

采用不同试验频率、振幅为 $5 mm$ 的激振源对减振器进行试验,得到如图 3 所示的油气悬架试验示功图曲线。

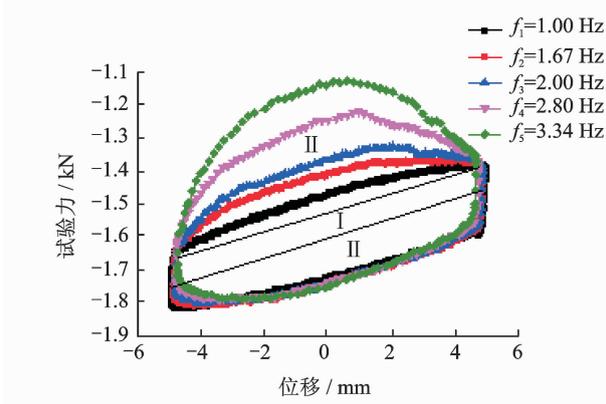


图3 油气悬架示功图

Fig. 3 The dynamometer card of hydro-pneumatic suspension

从图3可以看出,油气弹簧示功图包含两部分,即油气弹簧和螺旋弹簧的综合刚度力、油气悬架的非线性阻尼力,需要将这两种力分离出来。根据图3所示的油气悬架位移-试验力曲线,笔者从中分离出第I部分和第II部分,由第I部分的斜率可知,螺旋弹簧与油气弹簧的综合刚度系数为第I部分两条平行线的斜率,取为

$$k_{yq} = k_{yq+} = k_{yq-} = 28\,000 \text{ (N/m)}$$

图3中第II部分即为式(2)所表达的油气悬架非线性阻尼。

3 系统的谐波平衡解

通过式(2)可知,油气悬架的阻力具有非常强的非线性,为了求得1/4悬架振动模型的稳态解,对式(2)中的第2部分和第3部分进行处理。

$$\frac{1}{1 + \frac{S_g}{V_{q0}}(x_1 - x_2)} \text{ 在 } x_1 - x_2 = 0 \text{ 处进行泰勒展开,并忽略三次项及以上高次项,可得}$$

$$\frac{1}{1 + \frac{S_g}{V_{q0}}(x_1 - x_2)} = 1 - \frac{S_g}{V_{q0}}(x_1 - x_2) + \left[\frac{S_g}{V_{q0}}(x_1 - x_2) \right]^2 \quad (6)$$

$$\frac{1}{1 + \frac{S_g}{V_{q0}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)} \text{ 在 } \dot{x}_1 - \dot{x}_2 = 0 \text{ 处进行泰勒展开,并忽略三次项及以上高次项,可得}$$

$$\frac{1}{1 + \frac{S_g}{V_{q0}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)} = 1 - \frac{S_g}{V_{q0}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \left[\frac{S_g}{V_{q0}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \right]^2 \quad (7)$$

将式(6)和(7)代入式(2)可得

$$F_c = -4\pi^2 f^2 A \sin(2\pi ft) + p_{q0} \left\{ \frac{S_g}{V_{q0}}(x_1 - x_2) - \left[\frac{S_g}{V_{q0}}(x_1 - x_2) \right]^2 \right\} + \left\{ p_{q0} \frac{S_g}{V_{q0}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - p_{q0} \left[\frac{S_g}{V_{q0}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \right]^2 - P_s \right\} S_h \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (8)$$

谐波平衡法是求解非线性振动的定量方法之一,不仅适用于弱非线性,也适用于强非线性,得到了广泛的应用^[14]。设方程的解为

$$\begin{cases} x_1 = A_0 + A_1 \cos(2\pi ft) + A_2 \sin(2\pi ft) \\ x_2 = B_0 + B_1 \cos(2\pi ft) + B_2 \sin(2\pi ft) \end{cases} \quad (9)$$

对式(9)求导,可以得到 \dot{x}_1, \dot{x}_2 形式为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -2\pi f A_1 \sin(2\pi ft) + 2\pi f A_2 \cos(2\pi ft) \\ \dot{x}_2 = -2\pi f B_1 \sin(2\pi ft) + 2\pi f B_2 \cos(2\pi ft) \end{cases} \quad (10)$$

对式(10)求导,可以得到 \ddot{x}_1, \ddot{x}_2 形式为

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -4\pi^2 f^2 A_1 \cos(2\pi ft) - 4\pi^2 f^2 A_2 \sin(2\pi ft) \\ \ddot{x}_2 = -4\pi^2 f^2 B_1 \cos(2\pi ft) - 4\pi^2 f^2 B_2 \sin(2\pi ft) \end{cases} \quad (11)$$

将式(9),(10),(11)代入系统方程中,忽略高次项,可得以下方程组

$$\begin{cases} -4\pi^2 f^2 m_1 [A_1 \cos(2\pi ft) + A_2 \sin(2\pi ft)] = \\ (k_{yq} + \frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g)(A_0 - B_0) + \\ [(k_{yq} + \frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g)(A_1 - B_1) - 2\pi f S_h (\frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g - P_s) \times \\ (A_2 - B_2) \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)] \cos(2\pi ft) + \\ [(k_{yq} + \frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g)(A_2 - B_2) - 2\pi f S_h (\frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g - P_s) \times \\ (B_1 - A_1) \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)] \sin(2\pi ft) - \\ 4\pi^2 f^2 m_2 [B_1 \cos(2\pi ft) + B_2 \sin(2\pi ft)] + \\ [(k_{yq} + \frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g)(A_1 - B_1) - 2\pi f S_h (\frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g - P_s) \times \\ (A_2 - B_2) \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)] \cos(2\pi ft) + \\ [(k_{yq} + \frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g)(A_2 - B_2) - 2\pi f S_h (\frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g - P_s) \times \\ (B_1 - A_1) \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)] \sin(2\pi ft) = \\ k[B_0 + B_1 \cos(2\pi ft) + (B_2 - A) \sin(2\pi ft)] + \\ \alpha f^{-\beta} [-2\pi f B_1 \sin(2\pi ft) + 2\pi f (B_2 - A) \times \\ \cos(2\pi ft)] \end{cases} \quad (12)$$

让方程组对应常数项、 $\cos(2\pi ft)$ 与 $\sin(2\pi ft)$ 项的系数相等,则得以下方程组

$$\begin{cases} A_0 - B_0 = 0 \\ B_0 = 0 \\ L_1 A_1 - L_2 B_1 - L_3 A_2 + L_3 B_2 = 0 \\ L_3 A_1 - L_3 B_1 + L_1 A_2 - L_2 B_2 = 0 \\ L_2 A_1 - L_4 B_1 - L_3 A_2 + (L_3 - L_5) B_2 + L_5 A = 0 \\ L_3 A_1 - (L_3 - L_5) B_1 + L_2 A_2 - L_4 B_2 - kA = 0 \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases}
 L_1 = 4\pi^2 f^2 m_1 + k_{yq} + \frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g \\
 L_2 = k_{yq} + \frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g \\
 L_3 = 2\pi f S_h \left(\frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g - P_s \right) \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\
 L_4 = 4\pi^2 f^2 m_2 + k_{yq} + \frac{p_{q0}}{V_{q0}} S_g - P_s - k \\
 L_5 = 2\pi\alpha f^{1-\beta}
 \end{cases} \quad (14)$$

解式(13)可得方程解的近似解析表达式,因此

可以计算出一阶近似幅频函数为

$$\begin{cases}
 |X_1| = \sqrt{A_1^2 + B_1^2} \\
 |X_2| = \sqrt{A_2^2 + B_2^2}
 \end{cases} \quad (15)$$

4 幅频特性分析

根据所测试验数据及产品结构参数,可求出油气悬架系统基本参数如表 1 所示。

表 1 油气悬架系统基本参数

Tab. 1 The basic parameters of hydro-pneumatic system

M_1/kg	M_2/kg	$k/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_{yq}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	S_h/m^2	P_{q0}/Pa	V_{q0}/m^3	α	β	S_g/m^2
1.8×10^3	50	1.8×10^5	2.8×10^4	8×10^{-4}	5×10^6	1×10^{-3}	2.275×10^3	0.9	1.5×10^{-4}

4.1 系统幅频特性对比分析

图 4 为系统的固有频率共振区附近的幅频特性曲线。当激振频率为 0.6 和 10.5 Hz 时,车身相对振幅最大。从 0~0.6 Hz, 3.80~10.5 Hz 为车身振幅增大区域,且呈现较强的非线性特性;0.6~3.8 Hz 区域车身振幅下降且呈现出线性特性;10.5~3 Hz 区域振幅下降缓慢,呈现弱非线性特性。当激振频率从 0~5 Hz, 车轮相对振幅减小较快,呈现较强的非线性特性;5~30 Hz 区域车身振幅下降缓慢且呈现出弱线性特性。通过与 4 阶龙格-库塔法(如图中精确解曲线)对比,表明采用谐波平衡法近似解析解与精确解吻合度较高,但非线性比精确解要弱,因为近似解析解采用线性化处理时忽略高次非线性项所造成。

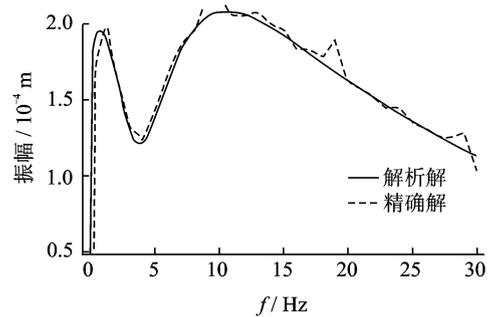
4.2 系统幅频特性影响因素分析

1) 油气弹簧初始氮气气压与幅频特性的关系

当系统其他参数保持如表 1 所示,改变氮气初始压力,可得如图 5 所示车身的幅频特性曲线。初始压力越大,振幅越大,在 0~1 Hz, 振幅增长较快,呈现出线性特性,且第 1 阶共振频率基本不变;当初始压力较小时,第 2 阶共振频率出现越早,大约在频率为 11 Hz 时达到第 2 阶共振频率,且初始压力越高,车身振幅达到稳定状态所需的时间越短。

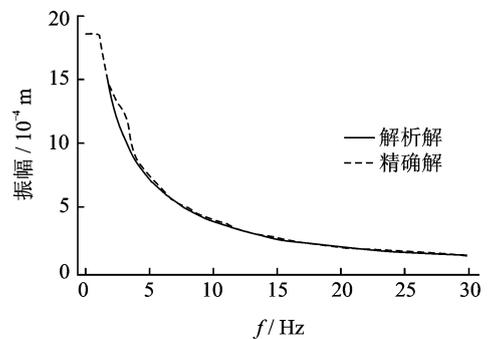
2) 路面激励幅值与幅频特性的关系

采用文中所提方法可得系统频率与汽车路面激励幅值与幅频特性的关系曲线(如图 6),其他参数保持如表 1 所示,改变路面激励幅值,可得如图 6 所



(a) 车身位移-频率曲线

(a) The body displacement-frequency curve



(b) 轮胎位移-频率曲线

(b) The tire displacement-frequency curve

图 4 固有频率共振区的幅频曲线

Fig. 4 Amplitude-frequency curve of resonance domain for natural frequency

示车身的幅频特性曲线,激励幅值越大,车身相对振幅越大,共振频率基本保持不变。

3) 质量比(m_1/m_2)与幅频特性的关系

当系统其他参数保持如表 1 所示,假定质量比 $\delta = m_1/m_2$,可得如图 7 所示车身的幅频特性曲线。

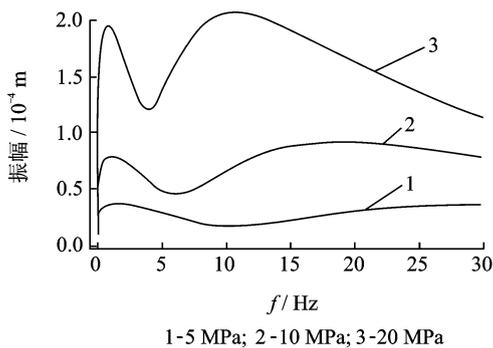


图5 不同氮气初始气压下的幅频特性曲线

Fig. 5 Amplitude-frequency curve in the different initial pressure of nitrogen

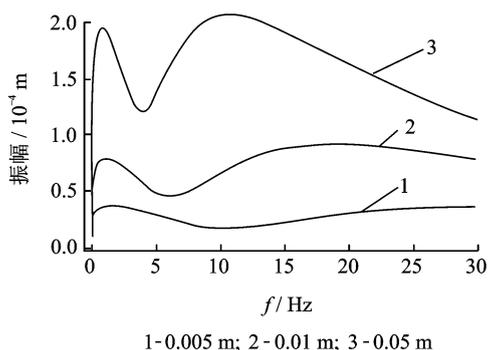


图6 不同路面激励幅值下的幅频特性曲线

Fig. 6 Amplitude-frequency curve in the different road excitation amplitude

曲线显示,质量比越大,振幅越大,在0~2 Hz,振幅增长较快,呈现出线性特性,且第1阶共振频率不变。这说明当质量比小于1/18,车身振幅较小,大约为0.0004,当质量比增大到1/9时,车身振幅较大,且呈现出较强的非线性特性。

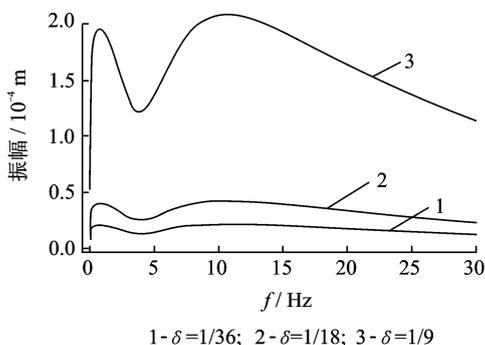


图7 不同质量比 δ 下的幅频特性曲线

Fig. 7 Amplitude-frequency curve in the different mass ratio δ

4) 汽车轮胎胎压与幅频特性的关系

当系统其他参数保持如表1所示,改变充气轮胎刚度,可得如图8所示车身的幅频特性曲线。轮胎刚度越大,振幅越大,共振频率出现在1.2 Hz处,且随着轮胎刚度的增加,振幅增长加快,呈现出线性特性,且车身共振频率基本不变;但轮胎刚度达到较大值(图8中3号曲线)时,车身达到稳态振动的时间将会加大。说明汽车轮胎充气压力不能太大,否则车身振幅较大,这表明合理的选择胎压将会降低车身振动,提高乘坐舒适性。

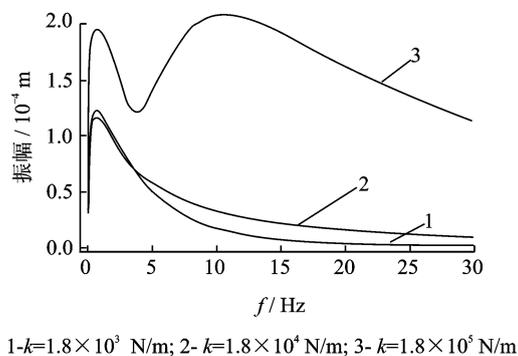


图8 不同轮胎刚度下的幅频特性曲线

Fig. 8 Amplitude-frequency curve in the different tire stiffness

5 结论

1) 笔者所提出的综合考虑基于油气弹簧试验数据的悬架连杆刚度和阻尼、减振器非线性阻尼和刚度的二自由度振动模型,通过谐波平衡法求得其稳定解。通过与四阶龙格-库塔法对比发现,采用一阶谐波平衡法,精度较高,通过调整模型参数可以避免引起系统共振。

2) 通过数值仿真可以看出,氮气初始气压、路面激励幅值、质量比和轮胎刚度的变化对车身共振频率的影响较小,但对车身振幅有较为明显的影响,主要表现在:随着氮气初始压力的增大,车身的振动加强,非线性特性增强;随着路面激励幅值的增加,车身振动加剧、但频率保持不变;随着质量比的增加,车身振幅加大,非线性特性增强;随着轮胎刚度的增加,车身振幅加大、达到稳态振动的时间加大。

3) 系统主要参数来源于试验测试所得,理论研究与实际情况吻合度较高,可以作为相关悬架设计分析与控制提供理论与实际依据。

参 考 文 献

- [1] 周长城,赵雷雷. 车辆悬架弹性力学解析计算理论[M]. 北京:机械工业出版社,2012:217-251.
- [2] Solomon U. Hydro-gas suspension system for a tracked vehicle: Modeling and analysis[J]. Journal of Terramechanics, 2011, 48(2):125-137.
- [3] Solomon U, Padmanabhan C. Semi-active hydro-gas suspension system for a tracked vehicle[J]. Journal of Terramechanics, 2011,48(3):225-239.
- [4] Els P S. Heat transfer effects on hydro-pneumatic suspension systems [J]. Journal of Terramechanics, 1999,36(4):197-205.
- [5] 陈轶杰,顾亮,管继富. 油气弹簧缝隙节流分析与数学模型研究[J]. 北京理工大学学报,2008,28(5):388-390,413.
Chen Yijie, Gu Liang, Guan Jifu. Mathematical model and analysis on the throttle aperture of hydro-pneumatic spring[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology,2008,28(5):388-390,413. (in Chinese)
- [6] 陈轶杰,杨占华. 油气弹簧力学特性分析与试验研究[J]. 兵工学报,2009,30(6):792-796.
Chen Yijie, Yang Zhanhua. Mechanical characteristic analysis and experiment research of hydro-pneumatic spring[J]. Acta Armamentaria, 2009,30(6):792-796. (in Chinese)
- [7] 赵力航,陈轶杰,杨占华,等. 油气弹簧力学特性仿真[J]. 农业机械学报,2009,40(10):24-27,7.
Zhao Lihang, Chen Yijie, Yang Zhanhua, et al. Analysis of energy indication characteristic of hydro-pneumatic spring based on damping valve parameter[J]. Transactions of the Chinese Society Agricultural Machinery, 2009,40(10):24-27,7. (in Chinese)
- [8] 张庙康,翁建生,胡海岩. 一种新型油气弹簧悬架的理论分析[J]. 振动、测试与诊断,1999,19(4):327-331.
Zhang Miaokang, Weng Jiansheng, Hu Haiyan. Theoretical and experimental study on a new hydro-pneumatic suspension [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis,1999,19(4):327-331. (in Chinese)
- [9] 陈轶杰,雷强顺,王亚军. 油气弹簧圆盘形缝隙节流分析与特性试验[J]. 振动、测试与诊断,2010,30(3):260-263.
Chen Yijie, Lei Qiangshun, Wang Yajun. Research on characteristics of discal throttle aperture of hydro-pneumatic spring[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis,2010,30(3):260-263. (in Chinese)
- [10] 刘志强. 车辆油气悬挂系统动力学研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2011.
- [11] 郭孔辉,徐文立,徐达伟. 基于 AMESim 的新型油气弹簧建模与仿真[J]. 江苏大学学报,2012,33(5):497-501.
Guo Konghui, Xu Wenli, Xu Dawei. Modeling and simulating of novel hydro-pneumatic spring based on AMESim[J]. Journal of Jiangsu University,2012,33(5):497-501. (in Chinese)
- [12] 甄龙信,张文明. 单气室油气悬架的仿真与试验研究[J]. 机械工程学报,2009,45(5):290-294.
Zhen Longxin, Zhang Wenming. Research on simulation and experiment of hydro-pneumatic suspension with single gas cell[J]. Journal of Mechanical Engineering,2009,45(5):290-294. (in Chinese)
- [13] 赵登峰,王国强,周德成,等. 自卸车油气悬挂数学模型仿真研究[J]. 农业机械学报,2003,34(6):40-43.
Zhao Dengfeng, Wang Guoqiang, Zhou Decheng, et al. Mathematical simulation of hydragas suspension of a dump truck[J]. Transactions of the Chinese Society Agricultural Machinery, 2003,34(6):40-43. (in Chinese)
- [14] 陈树辉. 强非线性振动系统的定量分析方法[M]. 北京:科学出版社,2007:169-173.



第一作者简介:熊新,男,1976年7月生,博士研究生。主要研究方向为机械电子工程与控制系统、车辆动力学。曾发表《换轮库回转机构液压系统性能分析》(《机床与液压》2012年第40卷第10期)等论文。

E-mail: xiongxin1976@126.com

