

# 工程车辆油气弹簧的建模与特性分析\*

熊新<sup>1,2</sup>, 吴洪涛<sup>1</sup>, 于学华<sup>2</sup>, 程世利<sup>2</sup>, 杨小龙<sup>1</sup>

(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** 为了研究油气温度的变化对油气弹簧特性的影响, 设计了油气弹簧综合性能试验系统和温度间接测试系统, 建立了油气弹簧振动模型。首先, 采用等价线性化和泰勒展开相结合的方法求得了振动模型的近似解析解, 通过与试验数据对比表明, 包含温度系数的数学模型更接近于实际情况; 然后, 在此基础上分析了油气温度的变化对油气弹簧阻尼和刚度的影响。结果表明, 油液温度的升高使油气弹簧阻尼力减小, 降低了油气弹簧的减振效果; 而氮气温度的增加使油气弹簧的刚度增大, 增大了油气弹簧的承载能力。

**关键词** 油气弹簧; 等价线性化法; 温度系数; 振动模型; 特性分析

**中图分类号** TH212; TH213.3

## 引言

随着汽车技术的快速发展, 对减振器的阻尼特性和刚度特性提出了更高的要求, 比如具有良好减振性能和非线性阻尼特性的油气弹簧得到了广泛的应用, 其阻尼特性和刚度特性建模、仿真与实验研究得到了快速的发展, 在油气弹簧阀系参数设计上得到了突破。比较有代表性的成果有, 油气弹簧热传递模型的建立及其环境温度对弹簧的特性影响<sup>[1]</sup>和采用储能器去弥补氮气温度变化对油气弹簧油液压力的影响<sup>[2]</sup>, 建立了基于 1/4 车辆模型的油气弹簧优化设计数学模型, 并应用粒子群算法进行了求解<sup>[3]</sup>、阻力可调对油气弹簧特性的影响研究<sup>[4]</sup>、油液可压缩性对油气悬架的影响<sup>[5-6]</sup>及油气弹簧对悬架舒适性的影响<sup>[7-8]</sup>, 在理论上对油气弹簧的非线性建模作出了较大的贡献。由于计算机技术的不断发展, 采用实验测试油气弹簧性能方面取得了较多的成果, 特别是采用加载系统<sup>[9-11]</sup>对油气弹簧进行性能测试、考虑密封摩擦<sup>[12]</sup>及油气弹簧在矿用车辆的通过性方面作出了较大的贡献, 对实验研究提供了较好的指导方法。然而, 油气弹簧减振性能受油、气性能的影响较大, 特别是温度的变化引起油液黏度和气体性能的变化严重地改变了油气弹簧的阻尼特

性和刚度特性, 使其阻尼和刚度特性处于不可预知的状况。因此, 油气的温度特性及其对油气弹簧阻尼特性和刚度特性的影响将会成为油气弹簧的研究热点。

笔者针对某工程车辆油气弹簧, 建立了包含温度系数的振动模型, 采用了等价线性化和泰勒展开相结合的方法求解方程的近似解析解, 设计了一种液压伺服油气弹簧综合性能实验台及油气弹簧温度间接测试系统, 将理论分析与实验结果进行了对比, 并分析了温度变化对油气弹簧阻尼特性和刚度特性的影响。

## 1 油气弹簧结构原理

图 1 为油气分离式油气弹簧结构图, 主要由活塞杆、液压缸缸筒, 液压缸有杆腔、活塞、活塞阻尼孔、液压缸无杆腔、外置阻尼孔、放液孔、浮动活塞、储能器上腔及储能器(氮气)、安装孔  $O$ 、安装孔  $O_1$  组成。储能器内充有一定压力的氮气, 当活塞杆受到一定激励力  $F$  的作用, 使得活塞上下运动; 当活塞向上运动时, 油液一方面通过活塞阻尼孔产生阻尼力并进入油液下腔, 另一方面油液经过外置阻尼孔产生阻尼力并沿上盖中细长阻尼通道进入浮动活塞上端腔室, 浮动活塞向下运动压缩氮气产生阻尼

\* 国家自然科学基金资助项目(51405417)  
收稿日期: 2015-03-30; 修回日期: 2015-12-30

力;当活塞向下运动时,油液一方面通过活塞阻尼孔产生阻尼力并由油液下腔进入油液上腔,另一方面油液经过外置阻尼孔产生阻尼力并沿上盖中细长阻尼孔通道由浮动活塞上端腔室进入液压油上腔,浮动活塞向上运动扩大氮气室。活塞上下运动过程中,由于油气弹簧活塞阻尼孔、外置阻尼孔与油液之间的摩擦、油液之间的摩擦,在阻尼孔附近产生涡流、扰动,使油液温度不断上升。油液温度的上升通过缸筒内外壁、油液传向空气、浮动活塞及氮气,使整个油气弹簧温度不断上升,直到达到新的平衡状态,同时通过油液动力黏度的变化引起油气弹簧阻尼特性的变化。

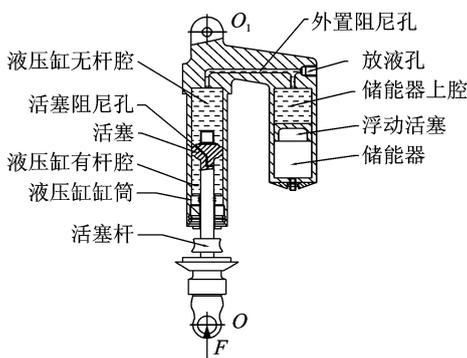


图1 油气弹簧的结构图

Fig. 1 Structure for hydro-pneumatic spring

## 2 油气弹簧的振动模型

为了研究油气弹簧的振动特性及温度的影响,即在激励力  $F$  的作用下,油气弹簧振动特性的变化,建立图1所对应的振动模型,如图2所示。图2中忽略了螺旋弹簧的影响,只考虑油气弹簧的刚度和阻尼。

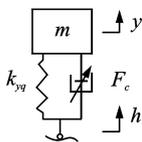


图2 油气弹簧的单自由度振动模型

Fig. 2 Single degree-of-freedom model of hydro-pneumatic spring vibration

应用牛顿第二定律建立油气弹簧振动系统的运动微分方程为

$$m\ddot{y} = F - k_{yq}(h - y) - F_c \quad (1)$$

其中:  $m$  为活塞及活塞杆组件质量, kg;  $y$  为活塞及活塞杆组件位移, N;  $F$  为外部激励力, N;  $h$  为外部

激励幅值, m;  $k_{yq}$  为油气弹簧的刚度, N/m;  $F_c$  为油气弹簧的阻尼力, N。

油气弹簧的刚度系数可以表达为

$$k_{yq} = -\frac{nP_0A_0^2}{V_0} \left[ 1 + \frac{A_0(T_e + 273)y_p}{293V_0} \right]^{-(n+1)} \quad (2)$$

其中:  $n$  为气体多变指数, 取 1.25;  $P_0$  为静平衡时氮气压力, Pa;  $V_0$  为静平衡时氮气体积,  $m^3$ ;  $A_0$  为浮动活塞截面积,  $m^2$ ;  $T_e$  为氮气温,  $^{\circ}C$ ;  $y_p$  为浮动活塞纵向位移, m。

忽略油液泄露并假定油液不可压缩, 可得

$$y_p = \frac{A}{A_0} y \quad (3)$$

其中:  $A$  为活塞截面积,  $m^2$ 。

油气弹簧的阻尼力  $F_c$  由两部分组成: 活塞阻尼孔的阻尼力  $F_y$ ; 外置阻尼孔的阻尼力  $F_n$ 。活塞阻尼孔的阻尼力<sup>[14]</sup>为

$$F_h = \frac{1}{2} \rho A \cdot \left\{ \frac{A \dot{y}}{C_d \left[ A_1 + 4A_2 \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \text{sign}(\dot{y}) \right) \right]} \right\}^2 \text{sign}(\dot{y}) \quad (4)$$

其中:  $\rho$  为油液密度,  $kg/m^3$ ;  $A_1$  为活塞阻尼孔的有效面积,  $m^2$ ;  $A_2$  为外置阻尼孔的有效面积,  $m^2$ ;  $C_d$  为平均流量系数;  $\dot{y}$  为活塞杆速度,  $m/s$ ;  $\text{sign}(\dot{y})$  为符号函数。

平均流量系数  $C_d$  可以表达为

$$C_d = \left[ 1.5 + 13.7 \left( \frac{l}{d \text{Re}} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

其中:  $l$  为外置阻尼孔的总长, m;  $d$  为活塞阻尼孔的直径, m;  $\text{Re}$  为雷诺数, 取为 2 320。

油液温升对油液黏度有较大影响<sup>[1-2]</sup>, 从而影响油气弹簧的阻尼, 带有温度影响的外置阻尼孔的阻尼力<sup>[14]</sup>表达为

$$F_w = 8 \left( \frac{d}{d_w} \right)^2 l \mu_T \dot{y} \quad (6)$$

其中:  $d_w$  为外置阻尼孔的直径, m;  $\mu_T$  为油液温度为  $T$  时的动力黏度,  $N \cdot s/m^2$ 。

在一定温度范围内, 油液黏温关系可以表达为

$$\mu_T = \rho \nu_T = \rho \nu_{50} \left( \frac{50}{T} \right)^r \quad (7)$$

其中:  $\nu_{50}$  为油液温度为  $50^{\circ}C$  时油液的运动黏度,  $10^{-6} m^2/s$ ;  $r$  为油液黏温系数。

另外, 由于油气弹簧储油缸筒外壁的温度比工作油液温度低  $10^{\circ}C$  左右<sup>[13]</sup>, 因此, 油气弹簧的油液工作温度可以表示为

$$T = T_w + 10 \quad (8)$$

其中:  $T$  为油液工作温度;  $T_w$  为油液缸筒外壁的温度。

油气弹簧阻尼力可以表达<sup>[16]</sup>为

$$F_c = F_h + F_w \quad (9)$$

由式(2)可知,油气弹簧的刚度与气体多变指数、静平衡时氮气压力、静平衡时氮气体积、浮动活塞截面积和浮动活塞纵向位移有关。由式(3)~(9)可知,油气弹簧的阻尼力与油液温度、活塞阻尼孔直径、外置阻尼孔直径及长度、油液在管道内的流动速度、活塞杆速度及活塞面积等参数有关系。由式(1)~(9)可决定油气弹簧的振动微分方程,由此可以看出该方程具有较强的非线性。

由式(1)~(9),可得以下表达式

$$m\ddot{y} + f_m(\dot{y}, t) + f_k(y, t) = f \quad (10)$$

其中

$$\begin{bmatrix} f_m(\dot{y}, t) \\ f_k(y, t) \\ f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\rho A^3 \text{sign}(\dot{y})}{2C_d^2 [A_1 + 4A_2 (\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \text{sign}(\dot{y}))]^2} \dot{y}^2 - \\ 8(\frac{d}{d_w})^2 l \rho v_{s0} (\frac{50}{T}) r \dot{y} \frac{n P_0 A_0^2}{V_0} \times \\ [1 + \frac{A(T_e + 273)}{293V_0} y]^{-(n+1)} \times \\ (h_0 \sin \omega t - y) F \sin \omega t \end{bmatrix} \quad (11)$$

### 3 油气弹簧振动模型的等价线性化法

等价线性化法对解强非线性振动微分方程具有较高的精度,特别是针对随机路面激励下的非线性系统,可以获得近似解析解。

先对  $f_k(y, t)$  (简写为  $f_k$ ) 进行线性化处理<sup>[17]</sup>,在平衡点( $y=0$ )处存在一阶导数,可以在该处展开成泰勒级数

$$f_k(y=0) = k_1 \Delta y + k_2 (\Delta y)^2 \quad (12)$$

其中

$$k_1 = \left. \frac{df_k}{dy} \right|_0 = \frac{n P_0 A_0^2 A}{V_0} [- (n + 1) h_0 \frac{(273 + T) A}{293 V_0} \sin \omega t - 1] \quad (13)$$

$$k_2 = \left. \frac{d^2 f_k}{dy^2} \right|_0 = n(n + 1) \frac{(273 + T_e)}{293 V_0^2} P_0 A_0^2 A \times$$

$$[(n + 2) \frac{h_0 A^2}{V_0} \sin \omega t + 2(273 + T_e)] \quad (14)$$

对方程(10)建立对应的等价线性化方程,即

$$m_e \ddot{y} + c_e \dot{y} + k_e y = F_0 + F \sin \omega t \quad (15)$$

其中:  $m_e$  为等价质量,kg;  $c_e$  为等价阻尼系数,kN·s/m;  $k_e$  为等价刚度系数,N/m;  $F_0$  为不变作用力,N。

设方程(11)的解为

$$\begin{cases} y = H_0 + H \sin(\omega t - \beta) = H_0 + H \sin \varphi \\ \dot{y} = H \omega \cos \varphi \\ \ddot{y} = -H \omega^2 \sin \varphi \\ \varphi = \omega t - \beta \end{cases} \quad (16)$$

等价质量、等级阻尼系数与等价弹簧刚度通过对式(10)中的对应项进行傅里叶级数展开,并取一次谐波力,得

$$\begin{cases} f_m = c_0 + c_1 \cos \varphi + d_1 \sin \varphi \\ f_k = a_0 + a_1 \cos \varphi + b_1 \sin \varphi \end{cases} \quad (17)$$

根据傅里叶计算公式,可得系数对应表达式为

$$\begin{cases} c_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f_m(H, \varphi) d\varphi \\ c_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f_m(H, \varphi) \cos \varphi d\varphi \\ d_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f_m(H, \varphi) \sin \varphi d\varphi \\ a_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f_k(H_0, H, \varphi) d\varphi \\ a_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f_k(H_0, H, \varphi) \cos \varphi d\varphi \\ b_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f_k(H_0, H, \varphi) \sin \varphi d\varphi \end{cases} \quad (18)$$

同时,惯性力和刚度力可以表达为

$$\begin{cases} f_m = f_m(-H \omega^2 \sin \varphi, H \cos \varphi) \\ f_k = f_k(H_0 + H \sin \varphi, H \cos \varphi) \end{cases} \quad (19)$$

将式(17~19)带入式(10)可得系统微分方程。

联立式(11~14)及(18)可得系数  $c_0, c_1, d_1, a_0, a_1, b_1$  的表达式。

同时,按线性振动理论,可以求出等价线性化振幅  $H$ 、相位差  $\beta$  和不变振幅  $H_0$ 。

$$\begin{cases} H = \frac{F \cos \beta}{k_e - m_e \omega^2} \\ \beta = \arctan \frac{c_e}{k_e - m_e \omega^2} \\ H_0 = \frac{F_0}{k_e} \end{cases} \quad (20)$$

求得等价阻尼系数、等价刚度及等价固有频率为

$$\begin{cases} c_e = \frac{a_1 + c_1}{\omega H} \\ k_e = \frac{b_1}{H} \\ \omega_e = \sqrt{\frac{k_e}{m_e}} \end{cases} \quad (21)$$

## 4 仿真与试验

### 4.1 试验原理

文中油气弹簧的性能试验系统包含两大部分：  
a. 基本的油气弹簧综合性能实验台；b. 温度测试系统。试验台架总的试验原理如图 3 所示。图 3(a) 为试验原理图，主要包括液压伺服激振台、位移传感器、压力传感器、数据采集卡、微机控制系统、反馈系统、温度传感器和油气弹簧。试验采用台湾某公司生产的 BFA51RC 油气分离式油气弹簧。试验原理为：对油气弹簧活塞杆加一定的频率、一定幅值的正弦激励信号，微机通过力和位移传感器及相应的信号放大器得到相应数据，通过 PIDF 算法进行控制修正，绘制出相应的位移特性和速度特性曲线并输出试验数据。另外，还分别在油气弹簧外筒上 4 个点处装有 4 个温度传感器，采用串行口处理方式将温度的变化显示在微机显示器上，并与油气弹簧的阻尼力的变化进行对比。图 3(b) 为油气弹簧综合性能试验系统实物图。

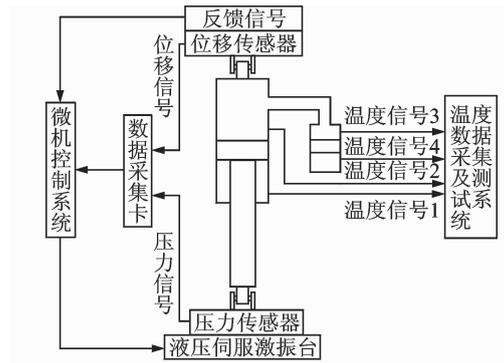
### 4.2 油气弹簧的基本参数

油气弹簧的主要试验参数如表 1 所示。

表 1 油气弹簧主要参数

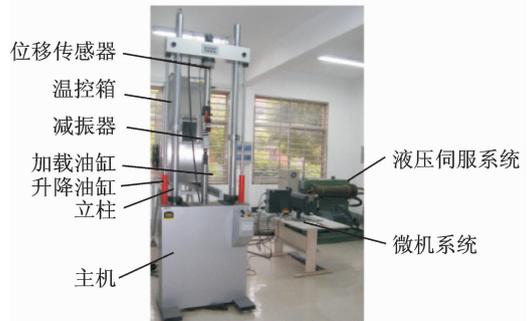
Tab. 1 Hydro-pneumatic spring key parameter

参数	数值
油液密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	890
活塞截面积 $A / \text{m}^2$	$8.553 \times 10^{-4}$
活塞及活塞杆组件质量 $m / \text{kg}$	0.75
平均流量系数 $C_d$	0.6
液压油缸内径 $D / \text{m}$	$3.3 \times 10^{-2}$
活塞阻尼孔的有效面积 $A_1 / \text{m}^2$	$1.26 \times 10^{-6}$
外置阻尼孔的有效面积 $A_2 / \text{m}^2$	$1.26 \times 10^{-6}$
活塞阻尼孔的直径 $d / \text{m}$	$4 \times 10^{-3}$
外置阻尼孔的直径 $d_w / \text{m}$	$4 \times 10^{-3}$
氮气初始体积 $V_0 / \text{m}^3$	$2.1 \times 10^{-4}$
氮气初始压力 $P_0 / \text{MPa}$	5.0
活塞杆直径 $d / \text{m}$	$1.4 \times 10^{-2}$
外置阻尼孔总长 $l / \text{m}$	0.13



(a) 油气弹簧试验原理图

(a) The principle model of hydro-pneumatic spring



(b) 油气弹簧综合性能试验系统

(b) The performance test system for hydro-pneumatic spring

图 3 油气弹簧试验台架试验原理图

Fig. 3 Experimental device of hydro-pneumatic spring

### 4.3 仿真与试验结果对比分析

#### 4.3.1 油气弹簧特性仿真与试验

将表 1 中数据代入方程(21~23)可得油气弹簧的示功图(图 4)，油气弹簧的活塞及活塞杆速度特性如图 5 所示。由图 4, 图 5 可知，考虑温度影响的仿真曲线相对于不考虑温度影响的仿真曲线更接近于试验曲线。

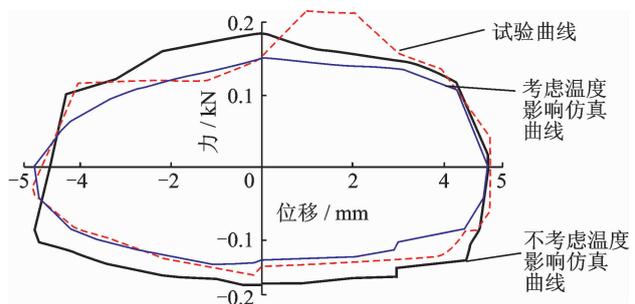


图 4 油气弹簧示功图

Fig. 4 Dynamometer card of hydro-pneumatic spring

#### 4.3.2 温度对油气弹簧阻尼的影响

根据对油气弹簧振动方程的求解，可以得到含有油液粘温特性的油气弹簧阻尼力，并利用 Mathematica 软件进行编程，结构参数如表 1 所示，并设

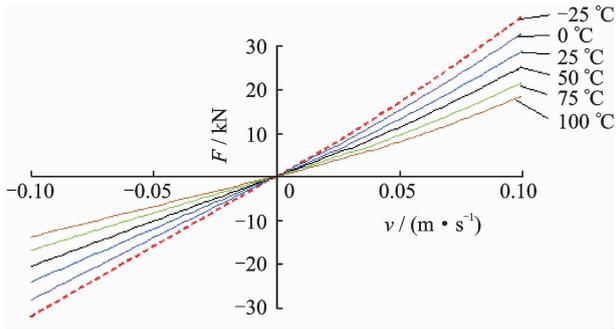


图 5 油气弹簧活塞及组件速度特性曲线

Fig. 5 Speed characteristic curve of hydro-pneumatic spring piston component

油气弹簧由振幅为 50 mm、频率为 2 Hz 的激励源进行激励,可以得到油气弹簧阻尼力-速度特性随油液温度  $T$  的变化曲线,如图 6 所示。由图 6 可知,随着温度的上升,油气弹簧的阻尼力减小,这是由于油液温度的上升使得油液的粘性下降造成的。

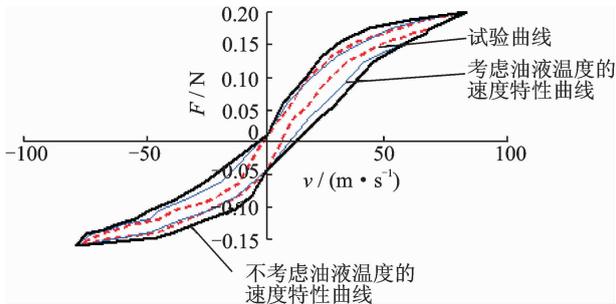


图 6 温度变化对油气弹簧阻尼的影响

Fig. 6 Influence of temperature variation on the damping of hydro-pneumatic spring

### 4.3.3 温度对油气弹簧刚度的影响

根据对油气弹簧振动方程的求解,可以得到含有油液粘温特性的油气弹簧刚度特性方程,并利用 Mathematica 软件进行编程,结构参数如表 1 所示,并设油气弹簧由振幅为 50 mm、频率为 2 Hz 的激励源进行激励,可以得到油气弹簧弹性力-位移特性随氮气温度  $T_g$  的变化曲线,如图 7 所示。由图 7 可知,随着温度的上升,油气弹簧弹性力增大,这是由于在体积不变的情况下,气体(氮气)温度的上升使得气体的压力上升,从而引起弹性力的增加。

## 5 结 论

- 1) 建立了包含油液温升的油气弹簧振动模型,设计了油气弹簧试验台架及温度测试系统。
- 2) 采用等价值线性化方法和泰勒展开相结合的

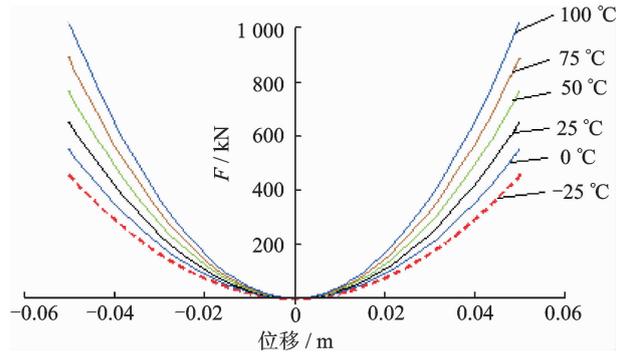


图 7 温度变化对油气弹簧刚度的影响

Fig. 7 Influence of temperature variation on the stiffness of hydro-pneumatic spring

方法求解了油气弹簧振动方程,获得了振动方程的近似解析解,并与油气弹簧台架实验进行对比,结果表明,包含温度的数学模型相对于不考虑温度影响的方程解更接近于试验数据。

3) 油液温度的上升会引起油气弹簧阻尼力的减小并呈弱非线性关系,而氮气温度的上升会引起油气弹簧刚度的增加并呈强非线性关系。

## 参 考 文 献

- [1] Els P S, Grobelaar B. Heat transfer effects on hydro-pneumatic suspension systems [J]. Journal of Terramechanics, 1999, 36(4):197-205.
- [2] Seo Jeong-Uk, Yun Young-Won, Park Myeong-Kwan. Magneto-rheological accumulator for temperature compensation in hydro-pneumatic suspension systems [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2011, 25 (6):1621-1625.
- [3] 李占芳, 全军令, 李威. 单气室油气弹簧的优化设计研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(4):166-172. Li Zhanfang, Tong Junling, Li Wei. Vibration characteristic analysis of hydro-pneumatic suspension [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(4):166-172. (in Chinese)
- [4] 陈秩杰, 顾亮, 管继富, 等. 阻尼可调油气弹簧特性分析与设计研究[J]. 振动与冲击, 2008, 27(8):161-164, 186. Chen Yijie, Gu Liang, Guan Jifu, et al. Performance and design of hydro-pneumatic spring with controllable damping [J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(8):161-164, 186. (in Chinese)
- [5] 陈思忠, 杨波, 杨林, 等. 非线性复合式悬架系统设计 [J]. 北京理工大学学报, 2007, 27(5):399-402.

- Chen Sizhong, Yang Bo, Yang Lin, et al. Design of nonlinear composite suspension system [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2007, 27(5): 399-402. (in Chinese)
- [6] 庄德军, 柳江, 喻凡, 等. 汽车油气弹簧非线性数学模型及特性[J]. 上海交通大学学报, 2005, 39(9): 1441-1444.  
Zhuang Dejun, Liu Jiang, Yu Fan, et al. The nonlinear mathematical model and characteristics of hydro-pneumatic spring[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2005, 39(9): 1441-1444. (in Chinese)
- [7] 黄夏旭, 杨钰, 申焱华, 等. 基于气体溶解与油液可压缩性的油气悬架性能研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 13-18.  
Huang Xiaxu, Yang Yu, Shen Yanhua, et al. Characteristics analysis of hydro pneumatic suspension based on gas dissolution and oil compressibility [J]. Transactions of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2013, 44(6): 13-18. (in Chinese)
- [8] Yang Bo, Chen Sizhong, Wu Zhicheng, et al. Development of a twin-accumulator hydro-pneumatic suspension [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2010, 15(2): 183-187.
- [9] 张宏. 基于加速度校正的油气悬架系统位移特性分析[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(5): 566-569.  
Zhang Hong. Displacement characteristic of hydro-pneumatic suspension using acceleration calibration [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(5): 566-569. (in Chinese)
- [10] 张辉, 何景峰, 韩俊伟. 油气悬架加载试验台正弦波复现控制方法[J]. 农业机械学报, 2009, 40(7): 35-39, 34.  
Zhang Hui, He Jingfeng, Han Junwei. Sine wave replication control method on hydro-pneumatic suspension force loading system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2009, 40(7): 35-39, 34. (in Chinese)
- [11] 熊新, 吴洪涛, 于学华, 等. 工程车辆油气悬架的参数化建模与幅频特性分析[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(5): 926-931.  
Xiong Xin, Wu Hongtao, Yu Xuehua, et al. Parametric modeling and amplitude frequency characteristics analysis for hydro-pneumatic suspension of engineering vehicle [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(5): 926-931. (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] 何岩峰, 吴晓东, 韩国庆, 等. 示功图频谱分析新方法[J]. 石油学报, 2008, 29(4): 619-624.  
He Yanfeng, Wu Xiaodong, Han Guoqing, et al. Frequency spectrum analysis method for recognition of dynamometer card [J]. Acta Petrolei Sinica, 2008, 29(4): 619-624. (in Chinese)
- [14] 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: 196-253.
- [15] 王文林. 油压减振器的油温敏感度与散热参数设计研究 [J]. 中国机械工程, 2003, 14(8): 637-640.  
Wang Wenlin. Research on oil temperature dependency and heat dispersion parameter design of oil damper [J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(8): 637-640. (in Chinese)
- [16] 陈轶杰, 杨占华, 雷强顺, 等. 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, Lei Qiangshun, et al. Mechanical characteristic analysis and experiment research of hydro-pneumatic spring [J]. ACTA Armamentarii, 2009, 30(6): 792-796. (in Chinese)
- [17] 曹树平, 易孟林, 罗晓玉. 油气悬架非线性刚度模型的统计线性化分析 [J]. 华中科技大学学报, 2002, 30(6): 10-12.  
Cao Shuping, Yi Mengling, Luo Xiaoyu. Statistic linearization analysis of the nonlinear stiffness model for hydro-pneumatic suspensions [J]. Journal of Huazhong University of Science & Technology, 2002, 30(6): 10-12. (in Chinese)



**第一作者简介:**熊新,男,1976年7月生,博士生、副教授。主要研究方向为机械电子工程与控制系统、汽车悬架动力学。曾发表《工程车辆油气悬架参数化建模与幅频特性分析》《《振动、测试与诊断》2014年第34卷第5期》等论文。  
E-mail: xiongxin1976@126.com

**通信作者简介:**吴洪涛,1964年5月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为机器人学及智能机器,机械多体系统理论与应用。  
E-mail: mehtwu@126.com

