

文章编号:0253-9993(2010)09-1566-05

矿用汽车减振平衡蓄能器多态性能的研究

张 宏

(煤炭科学研究总院 太原研究院,山西 太原 030006)

摘 要:根据矿用汽车油气悬架的特征对蓄能器进行了选择,分析了某型井下胶轮车油气悬架系统的组成结构及液压系统的工作原理,建立了其油气悬架系统数学模型,并运用 AMESim 进行了系统仿真。分析表明,蓄能器在不同预充压力相同路面激励的作用下,蓄能器内气体压力和容积呈周期变化,油气悬架的位移特性非线性特征显著;当预充压力增大时,车体振动加速度减弱,相同位移的油气悬架出力增加,油气悬架刚度变小。改变蓄能器的充气压力可以改变油气悬架的刚度,提高矿用汽车对恶劣路况的适应性,有利于汽车在不平路面上的行驶平顺性。

关键词:油气悬架;蓄能器;预充压力;位移特性

中图分类号:TD137.81;TD525 **文献标志码:**A

Multimode capability study of accumulator of shock absorption and balance on mine vehicle

ZHANG Hong

(Taiyuan Institute, China Coal Research Institute, Taiyuan 030006, China)

Abstract: Accumulator was selected by the trait of hydro-pneumatic suspension system for mine vehicle. Composing structure and theory of hydraulic system for hydro-pneumatic suspension system was analyzed based on certain type underground rubber tyre vehicle. Mathematics model was established according to fact condition, and the integration characteristics of hydro-pneumatic suspension system were researched using the software of AMESim. The results show that pressure and volume of inner gas of accumulator represent periodic change, displacement characteristic have nonlinear trait. When beforehand charge pressure of accumulator enhances, vibration of vehicle body lowers, outlet force of same displacement increases, and stiffness of suspension system lowers. Changing of charge pressure can change the stiffness of suspension system, sequentially improve the adaptability of suspension system for complex road, the steer comfort trait gain perfection.

Key words: hydro-pneumatic suspension; accumulator; beforehand charge pressure; displacement characteristic

油气悬架系统是以液压传动和控制技术为基础的综合系统,具有良好的非线性刚度和阻尼特性。蓄能器作为油气悬架系统的能量储蓄装置,可以实现液体与气体之间的能量传递,进行隔绝输送,吸收来自汽车驱动和悬挂系统的机械振动,保持车辆的平稳性。防爆无轨胶轮车是一种适用于煤矿井下长距离大载重运输材料、设备、矸石以及人员的机动设备。该类车型在煤矿的应用,不仅提高了煤矿辅助运输的效率和全员工效,而且减轻了工人的劳动强度。煤矿井下运行条件恶劣,巷道空间狭窄,路面崎岖不平,照

明条件很差,有时还必须通过有积水和煤泥的路面。油气悬架系统在无轨胶轮车的应用,具有一般悬架无法比拟的优良性能,缓和了由不平路面传给车身的冲击载荷,衰减由此引起的振动,减少动载荷引起车辆零部件损坏程度,提高车辆行驶的平顺性和舒适性,较好地满足了矿山工程车辆的要求。

目前,国内矿用汽车在油气悬架系统的选择应用方面还处于初级阶段。随着大型现代化矿井逐渐把无轨胶轮车作为主力辅助运输设备,对其油气悬架系统的性能研究也逐渐引起重视。基于此,笔者以

WC5 型井下胶轮车用油气悬架系统蓄能器为研究对象,对其工作特性进行分析,并模拟蓄能器不同预充压力对位移特性的影响。

1 油气悬架用蓄能器的选择

油气悬架主要应用于军事车辆,全路面汽车起重机、铲运机械、轮式挖掘机、矿用自卸车等车辆悬架系统中^[1-4],其具有如下特征:① 非线性刚度。弹性元件的刚度具有非线性、渐增(减)的特点,可通过参数优化设计来保持车体的振动频率不随车体质量的变化而变化或变化很小;② 单位储能比大。在氮气充气压力为6 MPa 的条件下,油气弹簧的单位质量储能是钢板弹簧的单位质量储能的3 500 倍,这有利于减轻悬架的质量和结构尺寸;③ 车身高度自由调节。车架高度可通过悬架缸同时或单独调节,可改善车辆的通过性能和行驶性能;④ 刚性闭锁。通过切断油缸与蓄能器及其他液压元件的连接油路,利用油液压缩性较小特点,可使油气悬架处于刚性状态,在此条件下车辆可承受较大载荷并能缓慢移动;⑤ 非线性阻尼。可迅速抑制车架的振动,具有很好的减震性。

在油气悬架中,油液是传力介质,气体是弹性介质,因此,充气量的多少将直接影响悬架的静特性曲线,影响悬架的刚度,从而影响汽车行驶的平顺性^[5-9]。液压蓄能器的结构形式主要有皮囊式、活塞式、隔膜式、重锤式和弹簧式等几种。其中,皮囊式蓄能器具有密封性好、效率高、灵敏度高、结构紧凑、质量小、易维护、动作惯性小、可吸收液压系统的脉动和液压冲击等优点,因此,WC5 型井下胶轮车用油气悬架系统采用皮囊式蓄能器作为减振元件。

2 胶轮车油气悬架液压系统及工作原理

为提高系统的可靠性及维护的可操作性,WC5 型井下胶轮车采用液压油缸和皮囊式蓄能器组成油气悬架系统的主体部分,皮囊式蓄能器安装于前车架上,依靠氮气的弹性变形来缓和或抑制不平路面对井下胶轮车带来的冲击。图1为WC5 型井下胶轮车油气悬架液压系统原理,该系统主要由悬架缸、蓄能器、换向阀组、单向阀、截止阀、主蓄能器等组成,采用并联回路,左右油气悬架装置具有独立性,通过换向阀组控制悬架缸活塞腔的进油和排油,实现车身高度的调节,从而改变车身的最小离地间隙,提高车辆的通过性能。

胶轮车油气悬架系统主要由缸筒、活塞杆、蓄能器、单向阀、阻尼孔等组成,如图2所示。活塞杆腔与大气直接相通。车辆受到路面不平激励时,活塞杆相

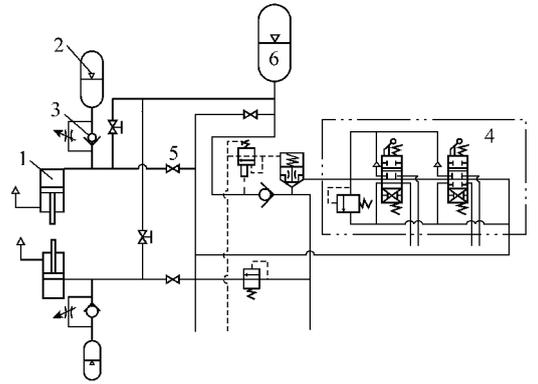


图1 胶轮车油气悬架液压系统原理

Fig. 1 Principle of hydro-pneumatic suspension hydraulic system on underground rubber tyre vehicle

1—悬架缸;2—蓄能器;3—单向阀;4—换向阀组;
5—截止阀;6—主蓄能器

对缸筒上下运动。当活塞杆向上运动时,活塞腔内压力增大,油液通过单向阀和阻尼孔进入蓄能器内,压缩蓄能器内的氮气以此来吸收路面对车辆带来的冲击。此时,单向阀处于开启状态,活塞及活塞杆组件相对向上运动时所受的阻尼力较小。在这个过程中,油气悬架相当于传统悬架的弹簧作用。当活塞杆向下运动时,活塞腔内压力减小,蓄能器的部分油液在高压氮气的作用下通过阻尼孔压入活塞腔中对其补油,此时单向阀关闭,活塞及活塞杆组件相对向下运动时所受的阻尼力较大,油气悬架起减震器的作用。

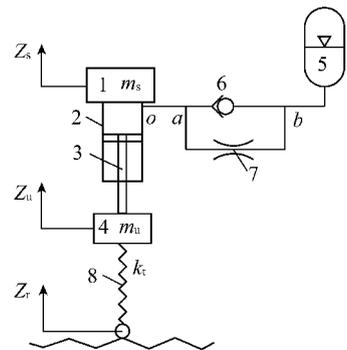


图2 两自由度油气悬架系统模型

Fig. 2 Two degrees of freedom system model of hydro-pneumatic suspension

1—车架等簧载质量;2—缸筒;3—活塞杆;4—轮胎车桥等非簧载质量;5—蓄能器;6—单向阀;7—阻尼孔;8—轮胎刚度

3 胶轮车油气悬架系统数学模型

图2为1/4胶轮车悬架系统模型,它是一个涉及机械、液压及路面激励的两自由度联合物理模型,对油气悬架进行受力分析如下。

非簧载质量力平衡方程为

$$m_u \ddot{z}_u = k_t(z_u - z_r) - P_1 A - F_t \text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s)$$

式中, m_u 为轮胎车桥等非簧载质量; z_r, z_u, z_s 分别为路面激励、非簧载质量、簧载质量的位移; k_t 为轮胎刚度; P_1, A 分别为油气悬架缸内的压力和有效作用面积; F_f 为油气悬架的库仑摩擦力; $\text{sign}()$ 为符号函数, 当 $\dot{z}_u - \dot{z}_s \geq 0$ 时, $\text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s) = 1$; 当 $\dot{z}_u - \dot{z}_s < 0$ 时, $\text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s) = -1$ 。

油气悬架缸输出力方程为

$$F = m_s \ddot{z}_s = P_1 A + F_f \text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s)$$

式中, m_s 为车架等簧载质量。

气囊式蓄能器内部的气体状态方程^[10-12]为

$$P_s V_s^r = P V^r$$

式中, P_s, V_s 分别为静平衡时蓄能器内氮气的压力和体积; P, V 分别为蓄能器内氮气的动态压力和体积; r 为气体多变指数, 活塞缓慢移动时, $r = 1.0$, 活塞快速移动时, $r = 1.7$ 。

初始气体状态方程为 $P_0 V_0 = P_s V_s$, 其中, P_0, V_0 分别为蓄能器初始充气压力和体积。

由流体连续性方程可知: 蓄能器内气体体积变化为 $V = V_s - A(z_u - z_s)$ 。根据局部水头压力损失和管道沿程压力损失可知, 从油气悬架缸 I 腔 o 处到 a 处的压力关系式为

$$P_1 - P_a = \left(\frac{\lambda l_a}{2d} + \frac{\zeta_1}{2} \right) \rho v^2 \text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s)$$

式中, P_a 为 a 处油液的压力; λ, ζ_1 分别为液压软管沿程压力损失系数、局部阻力系数; v 为液压软管中液

$$F = \frac{mgV_s^r}{[V_s - A(z_u - z_s)]^r} + \frac{\rho A^3 (\dot{z}_u - \dot{z}_s)^2}{2 \left[C_v A_v \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s) \right) + C_h A_h \text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s) \right]^2} \text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + \left[\frac{\lambda(l_a + l_b)}{2d} + \frac{\zeta_1}{2} + \frac{\zeta_2}{2} \right] \rho A (\dot{z}_u - \dot{z}_s)^2 \text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + F_f \text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s)$$

由以上理论分析可知, 影响油气悬架刚度的主要因素有蓄能器的初始充气压力和充气容积, 以及油气悬架缸筒的内径、单向阀和阻尼孔直径。

4 油气悬架系统仿真建模

4.1 基于 AMESim 的仿真模型的建立

由图 2 的油气悬架模型可建立 AMESim 仿真系统。在液压库中选用蓄能器、单向阀、阻尼孔, 在机械库中选取双端口线性质量块、线性弹簧-阻尼系统等相关模型元件。鉴于井下胶轮车油气悬架缸的特殊性, 需要利用液压元件设计库 HCD 建立油气悬架缸模型元件, 如图 3 所示。

根据油气悬架的实际结构参数, 设置油气悬架缸的内径为 100 mm, 活塞杆直径为 56 mm, 阻尼孔内径

压油的流速, $v = \dot{z}_u - \dot{z}_s$; ρ 为油液的密度; l_a 为 o 处至 a 处的液压软管的长度; d 为液压软管内径。

通过单向阀的油液流量为

$$Q_v = C_v A_v \sqrt{\frac{2|P_a - P_b|}{\rho}} \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s) \right]$$

通过阻尼孔的油液流量为

$$Q_h = C_h A_h \sqrt{\frac{2|P_a - P_b|}{\rho}} \text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s)$$

从液压软管 b 处到蓄能器 III 腔内的压力损失为

$$P_b - P = \left(\frac{\lambda l_b}{2d} + \frac{\zeta_2}{2} \right) \rho v^2 \text{sign}(\dot{z}_u - \dot{z}_s)$$

式中, C_v, C_h 分别为单向阀和阻尼孔的流量系数; A_v, A_h 分别为单向阀和阻尼孔的过流面积; ζ_2 为由 b 处到蓄能器之间液压软管的局部阻力系数; P_b 为 b 处油液的压力; l_b 为 b 处至蓄能器之间的液压软管的长度。

考虑油液的不可压缩性, 流出油气悬架缸的油液流量等于流入蓄能器的油液流量。所以总流量为

$$Q = A(\dot{z}_u - \dot{z}_s) = Q_v + Q_h$$

静平衡时蓄能器内气体的压力为

$$P_s = \frac{mg}{A}$$

式中, m 为静平衡时油气悬架缸所承受的质量。

联合上述方程即为油气悬架非线性数学模型。求解上述方程可得油气悬架的输出力方程为

为 5 mm, 液压油密度 ρ 为 889 kg/m³, 前机架质量为 5 500 kg。

用于油气悬架的皮囊式蓄能器公称容积通常为 1 ~ 10 L, 由于整车空间的限制, 蓄能器容积必须控制在一定范围内, 因此, 选取初始充气容积为 2.5 L, 重点研究蓄能器初始预充压力在 2 ~ 4 MPa 变化时, 对油气悬架刚度及整车性能的影响。

4.2 结果分析

仿真过程中, 首先寻找系统自由状态的平衡位置, 得到自由响应, 然后对系统进行激励, 得到系统的强迫响应, 图 4 为 30 mm/Hz 的正弦信号路面激励。设置仿真时间为 10 s, 间隔为 0.001 s。取活塞在油气悬架缸的中间位置为平衡位置点, 活塞向上压缩位移为正值, 向下伸张位移设置为负值。

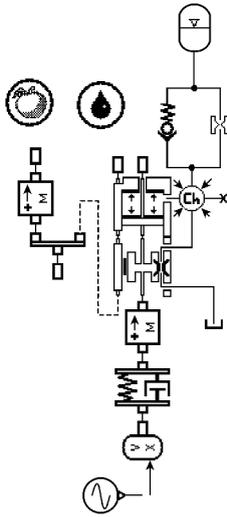


图3 AMESim 油气悬架系统

Fig. 3 AMESim's hydro-pneumatic suspension system

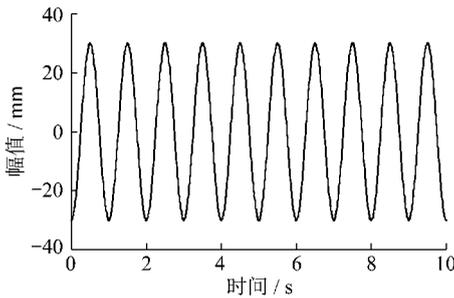


图4 路面正弦激励信号

Fig. 4 Sine load power signal

图5为皮囊蓄能器在不同预充压力(2和4 MPa)相同路面激励的作用下,蓄能器内部气体压力和容积变化状态。可以看出,随着预充压力的增大,压力在同一平衡位置5.1 MPa附近波动,气体压力幅值变化范围变窄;容积平衡位置由1.25 L突变到2.15 L,而波动幅值基本相同。

图6为蓄能器在不同预充压力相同路面激励的作用下,车体振动加速度变化状态。可以看出,随着预充压力的增大,车体振动幅值减弱。

图7为皮囊蓄能器在不同预充压力(1~4 MPa)相同路面激励的作用下,悬架系统位移特性变化状态。可以看出,油气悬架刚度具有明显的非线性,改变蓄能器的预充压力后,油气悬架位移特性有相应变化,随着预充压力的增大,相同位移的油气悬架输出力增加。蓄能器的充气压力影响油气悬架的刚度,改变充气压力可以有效改变油气悬架的刚度,充气压力越大,油气悬架的刚度越小。

为了验证仿真结果,对WC5型井下胶轮车进行实际路况测试,测试路面为神华集团神东煤炭分公司武家塔运煤专线。该路面为石子和泥土混合的路面,颠簸不平,属于典型的随机路面激励过程。车辆左右

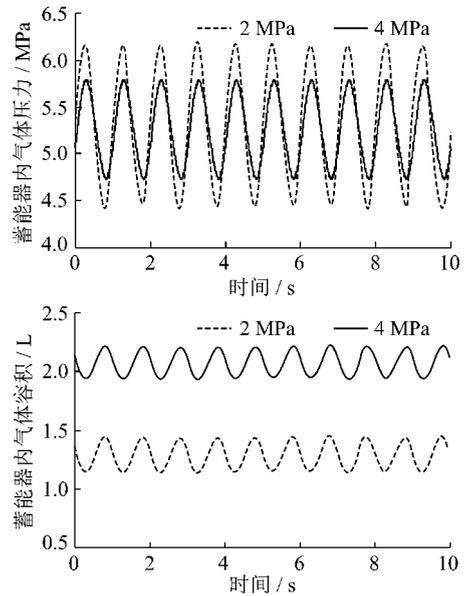


图5 不同预充压力对蓄能器内气体压力和容积的影响

Fig. 5 The effect of different beforehand charge pressure on accumulator inner gas pressure and volume

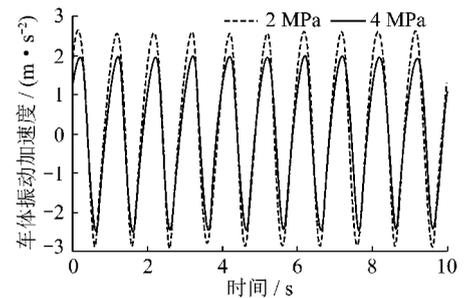


图6 不同预充压力对车体振动的影响

Fig. 6 The effect of different beforehand charge pressure on vibration of vehicle body

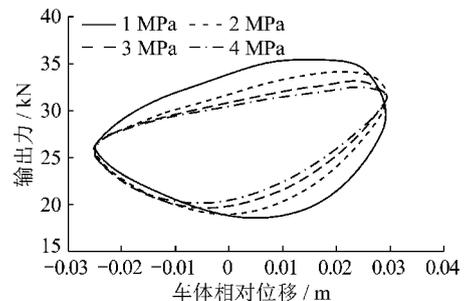


图7 不同预充压力对悬架系统位移特性的影响

Fig. 7 The effect of different beforehand charge pressure on suspension system's displacement characteristic

悬架缸上侧机架处和下侧车桥处分别布置4路加速度传感器,悬架缸活塞腔设置2路压力传感器。在试验过程中,通过改变车速和蓄能器预充氮气压力,不断进行试验来获得检测数据。

FFT(Fast Fourier Transform)-DDI(Direct Digital Integration)技术^[13-15]是一种加速度二重积分位移的

新方法,可以在大型结构的低频振动惯性测量系统中应用。笔者应用 FFT-DDI 技术对实测结果的数据进行处理,得到悬架缸的速度时程和位移时程曲线,再利用压力信号得到车辆负载的变化,从而构建起实测悬架系统的位移特性。结果表明,实测位移特性与仿真结果基本相符。

综合以上分析,皮囊蓄能器充气量多,悬架刚度小,悬架的静挠度和动挠度都变大,这样有利于汽车在不平路面上的行驶平顺性,但受到悬架总行程的限制,充气量不能太多;充气量少,悬架刚度大,悬架的静挠度和动挠度都变小,这样会使车身的振动加剧,不利于汽车在不平路面上的行驶平顺性,因此,充气量要合适,WC5 型井下胶轮车蓄能器的预充压力选定为 2 MPa。

5 结 语

胶轮车油气悬架系统数学模型表明,皮囊蓄能器的充气压力和额定充气容积是影响油气悬架刚度的主要因素。此外,影响油气悬架刚度的其他因素还有油气悬架缸筒的内径、单向阀和阻尼孔直径。

通过对油气悬架系统的 AMESim 仿真和实际路况测试的分析表明,油气悬架刚度具有明显的非线性,充气压力越大,油气悬架的刚度越小,悬架的静挠度和动挠度都变大,这有利于汽车在不平路面上的行驶平顺性。改变蓄能器的充气压力和额定充气容积可有效改变油气悬架的刚度,以适应不同路况。

随着国内煤炭能源生产需求的增大,WC5 型井下胶轮车在许多现代化矿井得到越来越广泛的应用,实践证明,该车油气悬架系统的舒适性很好。

参考文献:

- [1] 孙涛,喻凡,邹游.工程车辆油气悬架非线性特性的建模与仿真研究[J].系统仿真学报,2005,17(1):210-219.
Sun Tao, Yu Fan, Zou You. Investigation on non-linear characteristics of hydro-pneumatic suspension modeling and simulation for engineering vehicles[J]. Journal of System Simulation, 2005, 17(1): 210-219.
- [2] 甄龙信,张文明,王国彪.油气悬架综述[J].有色金属(矿山部分),2004,56(4):36-38.
Zhen Longxin, Zhang Wenming, Wang Guobiao. Synthesis of hydro-pneumatic suspension[J]. Nonferrous Metals (Mining Section), 2004, 56(4): 36-38.
- [3] 郭建华,高秀华,王妍静,等.全路面起重机油气悬架系统建模与仿真[J].建设机械技术与管理,2005(5):65-69.
Guo Jianhua, Gao Xiuhua, Wang Yanjing, et al. All-terrain crane suspension system tool making and copying[J]. Construction Machinery Technology & Management, 2005(5): 65-69.
- [4] 甄龙信,程立军,张文明. SGA3550 矿用汽车油气悬架刚度和阻尼的优化计算[J].起重运输机械,2004(11):20-22.
Zhen Longxin, Cheng Lijun, Zhang Wenming. Optimal calculation of stiffness and dampness of hydro-pneumatic suspension in the SGA3550 mine truck[J]. Hoisting and Conveying Machinery, 2004(11): 20-22.
- [5] 杨波,陈思忠,王勋,等.双气室油气悬架特性研究[J].机械工程学报,2009,45(5):276-280.
Yang Bo, Chen Sizhong, Wang Xun, et al. Research of twin accumulator hydro-pneumatic suspension[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(5): 276-280.
- [6] 全军令,李威,傅双玲.油气弹簧主要参数对悬架系统性能的影响分析[J].系统仿真学报,2008,20(9):2271-2274.
Tong Junling, Li Wei, Fu Shuangling. Effect analysis of main parameters of hydro-pneumatic spring on suspension system performances[J]. Journal of System Simulation, 2008, 20(9): 2271-2274.
- [7] Theron N J, Els P S. Modelling of a semi-active hydropneumatic spring-damper unit[J]. International Journal of Vehicle Design, 2007, 45(4): 501-521.
- [8] Ali M, Abd El-Tawwab. Advanced hydro-pneumatic semi-active suspension system[J]. Journal of Low Frequency Noise & Vibration, 2001, 20(2): 93-103.
- [9] Abd Ei-Tawwab, Ali M Twin. Accumulator semi active suspension system with preview control[J]. Journal of Low Frequency Noise & Vibration, 2007, 26(4): 283-294.
- [10] 范基,吴劲.蓄能器的蓄能性能研究[J].液压工业,1990(2):2-6.
Fan Ji, Wu Jing. Capability study of energy storage of accumulator[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 1990(2): 2-6.
- [11] 段鹏文,林贵瑜.气囊式蓄能器在煤矿采掘机械上应用的研究[J].阜新矿业学院学报,1992,11(1):77-83.
Duan Pengwen, Lin Guiyu. A study of the application of tehpneumathode energy container to coal mining machinery[J]. Journal of Fuxin Mining Institute (Natural Science Edition), 1992, 11(1): 77-83.
- [12] 黄中华,金波,刘少军,等.皮囊式蓄能器快速增压过程[J].中南大学学报(自然科学版),2006,37(2):306-310.
Huang Zhonghua, Jin Bo, Liu Shaojun, et al. Quick plenum process of bladder accumulator[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2006, 37(2): 306-310.
- [13] 徐庆华.试采用 FFT 方法实现加速度、速度与位移的相互转换[J].振动、测试与诊断,1997,17(4):30-34.
Xu Qinghua. Conversion of vibrational acceleration, velocity and displacement using FFT[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 1997, 17(4): 30-34.
- [14] Ribeiro J G T, Castro J T P, Freire J L F. New improvements in the digital double integration filtering method to measure displacements using accelerometers [A]. Proceedings of the 19th International Modal Analysis Conference [C]. CR-ROM, Orlando, Florida, 2001: 538-542.
- [15] Zhang Hong, Xiong Shibo, Luo Junjie, et al. Calibration analysis of retrieving displacement with accelerometer [A]. The 6th International Symposium on Test and Measurement [C]. ISTM/2005: 3 552-3 555.