

文章编号:1000-582X(2012)01-039-06

## 油液减振器空化异响成因分析

王盛学<sup>1</sup>, 李著信<sup>1</sup>, 舒红宇<sup>2</sup>, 宋志强<sup>1</sup>

(1. 后勤工程学院 军事供油工程系, 重庆 400016; 2. 重庆大学 机械工程学院, 重庆 400044)

**摘要:**对油液减振器工作原理进行了剖析,对空化异响产生的机理进行了分析,并建立了相应的力学模型,对正常和空化异响减振器的活塞杆加速度的时域响应进行了仿真,仿真结果与通过减振器异响检测设备所测得的活塞杆加速度时域信号进行了比较,验证了理论仿真分析方法的正确性。研究表明,空化将引起减振器异响和异常振动,空化减振器活塞杆加速度的时域波形、功率谱、双谱等特征信号明显区别于正常减振器,并提出改善空化异响的对策。

**关键词:**油液减振器;空化异响;活塞杆;

**中图分类号:**TH836.3

**文献标志码:**A

### The course analysis of idle stroke abnormal noise of oil shock absorber

WANG Sheng-xue<sup>1</sup>, LI Zhu-xin<sup>1</sup>, SHU Hong-yu<sup>2</sup>, SONG Zhi-qiang<sup>1</sup>

(1. Department of Petroleum Supply Engineering, LEU, Chongqing 400016, P. R. China;

2. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

**Abstract:** The principle and the structure of oil shock absorber determine the inevitable occurrence of abnormal sound of cavitation. Through establishing the mechanical model and simulation, this paper analyzes the cause of abnormal sound of cavitation, uses shock absorber abnormal sound detection device to test shock absorber piston rod acceleration signal, compares the test result with simulation, and verifies the correctness of the analysis. Diagnosis about the abnormal sound absorber of the cavitation can be carried out through the analysis of shock absorber piston rod acceleration power spectrum and bispectrum. The results show that the energy of the shock absorber piston rod acceleration power spectrum and bispectrum is obviously different from those of the normal shock absorber after the cavitation occurs, and the abnormal sound can be reduced by replacing oil.

**Key words:** oil shock absorber; idle stroke abnormal noise; piston rod

减振器是汽车悬架系统的关键零部件之一。当减振器长时间工作在高温、重载荷、大冲击环境下时,容易引起减振器腔内油液汽化并发出异响,内部结构发生空蚀变形,造成减振器早期失效。近年来车辆的其他一些异响得到克服或消除,以前反应不突出的这种异响问题越来越受到人们的重视。

国内外的研究表明,筒式油液减振器的异响可

分为摩擦撞击异响、共振异响、截流异响和气体异响,与减振器活塞杆处的振动有关<sup>[1-4]</sup>。文献[5]认为异响主要是由于减振器工作油液的粘性吸附作用延迟阀片开启时刻造成的。当环境温度很低时异响更加突出。文献[6-7]认为,异响与油液的性能、温度有关,节流孔的几何特征对异响也有很大影响。综合认为减振器机械异响通常起源于减振器行程转

收稿日期:2011-08-21

基金项目:重庆市重点科技攻关项目(CSTC,2009AB6024)

作者简介:王盛学(1972-),男,后勤工程学院博士研究生,主要从事车辆故障控制诊断与分析研究。

李著信(联系人),男,后勤工程学院教授,博士生导师,(E-mail)lizhuxin@163.com。

换过程中阀片的开启和关闭,流体异响既与油液中的气穴、通过阀体的气体有关,还与阻尼力、温度、速度、行程以及减振器的安装支撑条件以及零部件的加工缺陷、减振器装配质量、工作液污染、安装误差有关。

当车辆长期工作在高速、高载荷、高温环境下,减振器腔内局部压力极低,同时由于活塞运动速度较快形成高速喷流,油液被孔或阀片反复剪切而出现气穴或泡沫。内部连续的工作腔内出现了某种程度的间断或空程,引起外特性的畸变,产生空化异响<sup>[8-11]</sup>。但是这种空化异响与减振器的传统结构有关并难以消除,其发生的原因还没有满意的理论解释,更缺乏有效的判断和改善途径。笔者对减振器活塞工作原理进行了剖析,仿真并测试分析空蚀减振器活塞杆头加速度特征信号,分析了空化异响产生的原因,提出了空蚀减振器的测试技术和评价方法,通过更换空蚀减振器的油液可以改善空蚀减振器的性能。

### 1 油液减振器工作原理

油液减振器结构及油液流动工作过程如图 1 所示。

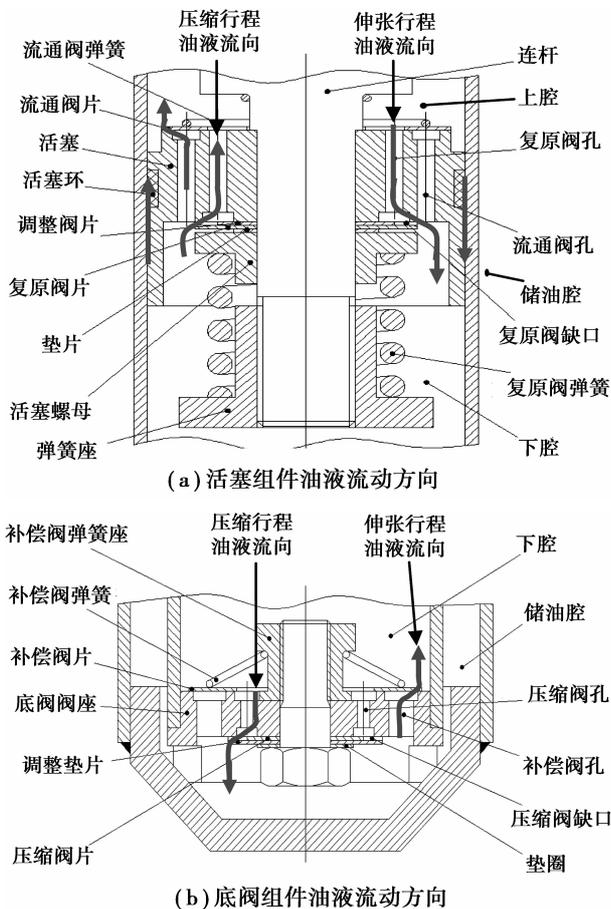


图 1 减振器结构及油液流动方向示意图

减振器活塞压缩伸张循环工作可用图 2 描述。

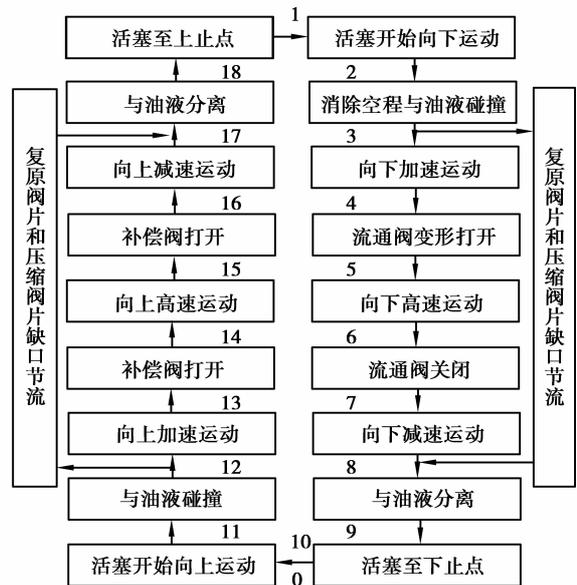


图 2 减振器伸张压缩循环运动微过程

复原行程,活塞相对工作缸上移,上腔油液被压缩。上腔油液通过节流阀孔流入下腔,流量为  $Q_1$ ,由于活塞杆占去了一定的体积,上腔流入下腔的油液并不能完全填充下腔增大的体积,储油腔一部分油液通过补偿阀流入下腔,流量为  $Q_2$ ,流入下腔的流量为

$$Q_R = Q_1 + Q_2 \quad (1)$$

对于一个确定的补偿阀结构,它能提供的结构参数包括补偿阀孔平均直径、储油腔和工作缸下腔间压差、工作液密度、补偿阀通流面积、补偿阀质量、补偿阀弹簧刚度、补偿阀当量开度和流量系数; $Q_R$  的最大补偿流量受上述诸多因素制约和结构条件限制。在某种(活塞相对工作缸)振动速度  $v$  下,完成复原行程须补偿下腔的补偿流量为

$$Q_R = Sv \quad (2)$$

当速度  $v$  增大时,对某一确定结构活塞截面积  $S$  是定值,其补偿流量  $Q_R$  只能在某个速度范围内满足式(2)的需求量;达到某个极限速度时,即  $Q_R \leq Sv_{max}$ ,便会由于复原行程补偿流量不足使腔内压力下降,当压力下降到一定程度导致腔内发生空化,伸张行程外特性畸变。其压缩行程与伸张行程原理相同液体流向相反,空化原理相同。

### 2 减振器油液空化

当减振器腔内局部最低压力低于或接近空化核

不稳定的临界压力  $p_i$  (即油液的空化压力) 时, 空化就会在该处发生, 把这时的空化数称为临界空化数或初生空化数, 用  $\sigma_i$  表示, 即

$$\sigma_i = \frac{p_i - p_v + Mp_t}{(1/2\rho v_\infty^2)}, \quad (3)$$

式中:  $P_i$  为远处的油液压力, Pa;  $p_v$  为油液的饱和蒸气压力, Pa;  $\rho$  为油液的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $v_\infty$  为远处的油液流速,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $p_t$  为油液的抗拉强度;  $M$  为系数, 由减振器腔内油液的流线特性而定。

空化数是描述减振器油液空化状态和特性的一项主要参数, 可以用来判别减振器油液及腔内空化初生和衡量空化强度。当  $\sigma > \sigma_i$  时, 不发生空化; 当  $\sigma \leq \sigma_i$  时则会发生空化<sup>[12-13]</sup>。

通常减振器油液中溶解一定量的空气, 在受到来自地面的瞬态巨大冲击时, 活塞运动速度较快, 油液流量不足以补偿上、下腔增加的空间, 腔内局部的绝对压力降低到饱和蒸汽压力, 内部固有的很小的气泡将迅速膨胀, 形成大量的气穴, 并聚集一起, 形成空程<sup>[14]</sup>。另外, 当油液流经节流口、缺口或狭窄缝隙等处时, 流速急剧变化, 压力能转换成动能, 局部压力骤然下降, 也出现气穴。当混有气泡、气穴的油液流入压力较高的腔内时, 被压缩破灭产生高温和高压, 引起油液的热分解及产生局部冲击和气蚀, 出现空程性畸变, 如图 3 所示。

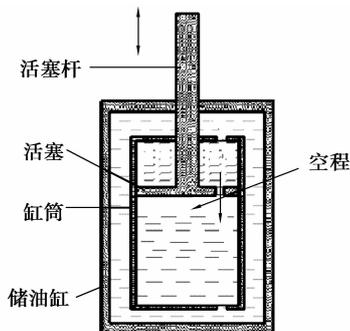


图 3 减振器发生空程性畸变后的示意图

气泡被压缩溃灭时对缸筒或阀片壁面方向形成一股微射流, 微射流直径约为  $80 \mu\text{m}$ , 流速约为  $100 \text{ m}/\text{s}$ , 有时速度高达  $1000 \text{ m}/\text{s}$ , 高速射流产生的冲击力使内部元件发生严重空蚀破坏, 油液流动有效面降低, 减振器性能下降。

以空化减振器压缩行程为例, 活塞受到减振器吊环上的橡胶弹簧及车体重力作用加速向下运动, 压缩下腔内由于油液补偿不足形成的空程间隙, 直

到最终与下腔油液接触并发生碰撞, 减振器活塞由自由落体状态突然遇到下腔油液冲击碰撞, 造成活塞杆剧烈抖动。这里假定空程间隙内充满理想气体并被活塞快速压缩的过程进行计算和仿真:

$$M\ddot{x} + kx + c\dot{x} = F_c =$$

$$\text{sign}(\dot{x}_r - \dot{x})f + p_0 S \left( \frac{\Delta_0 - \Delta}{\Delta} \right), \quad (4)$$

$$\Delta = \Delta_0 + (x - x_0) + (x_{r0} - x_r),$$

式中:  $M$  为活塞组件质量;  $x, x_r$  分别为活塞、缸筒位移;  $k$  为橡胶弹簧刚度;  $c$  为橡胶阻尼系数;  $F_c$  为活塞杆组与缸筒间由于油液作用受到的阻尼力;  $f$  为活塞与缸筒间的滑动摩擦力;  $p_0$  为标准大气压;  $S$  为活塞截面积;  $\Delta_0, \Delta$  分别为活塞与下腔油液间的初始间隙和  $t$  时刻间隙;  $x_{r0}, x_0$  分别为从上止点开始时缸筒和活塞的初始位移。用 MATLAB 对式 (4) 运动微分方程仿真计算, 结果如图 4 所示。可以看出由于空程存在, 活塞杆加速度信号比正常减振器强, 且振动信号落后于正常减振器。

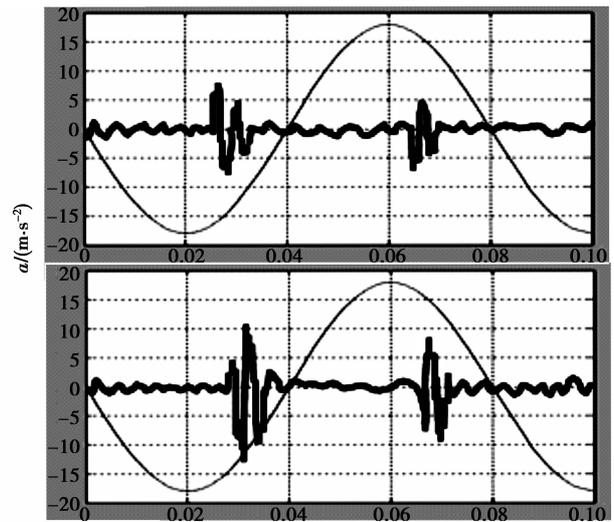


图 4 正常减振器和空程减振器活塞加速度仿真对比图

### 3 空程畸变异响测试

减振器工作过程中活塞杆产生周期性的冲击振动, 不同的减振器活塞杆振动信号的成分和分布也不相同, 用减振器异响噪声仪采集减振器活塞杆振动加速度特征信号进行时域波形分析<sup>[15]</sup>, 取激振等于  $10 \text{ Hz}$ , 在一个运动循环过程中, 激振信号可以看成是一个正弦曲线信号, 即活塞的位移、速度、加速度之间的相互对应关系如图 5 所示。

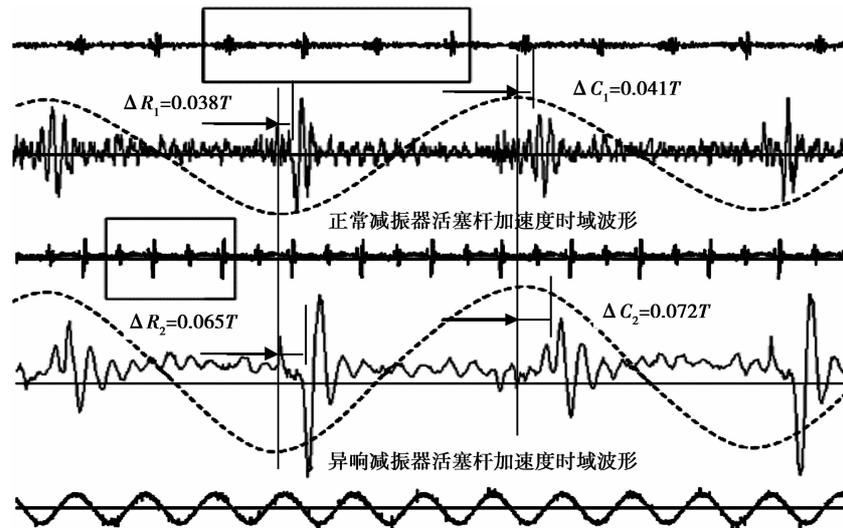


图 5 正常减振器和空程异响减振器活塞杆加速度时域波形对比图

活塞运动周期过程都出现异常振动冲击,而且是只出现在一个周期内很窄的时间段内,结合前面分析活塞伸张和压缩循环微过程可以得出活塞杆时域冲击波形出现的位置、幅值、活塞运动与上下止点的时间、位置、间隔等特征。

由图 5 可得,正常减振器活塞伸张行程从下止点开始与油液碰撞的时间间隙用  $\Delta R_1$  表示,测得  $\Delta R_1 = 0.038 T$ , ( $T$  为活塞运动周期),正常减振器活塞压缩行程从上止点开始与油液碰撞的时间间隙用  $\Delta C_1$  表示,测得  $\Delta C_1 = 0.041 T$ ,  $\Delta R_2$  表示空化异响减振器活塞复原行程从上止点开始与油液碰撞的时间间隙,测得  $\Delta R_2 = 0.065 T$ ,空化异响减振器活塞压缩行程从上止点开始与油液碰撞的时间间隙用  $\Delta C_2$  表示,测得  $\Delta C_2 = 0.072 T$ ,空程畸变减振器活塞运动过程受到油液的碰撞时刻距上、下止点的时间间隙明显大于正常减振器,与仿真结果一致。

根据国内外减振器振动检测经验,采用  $0 \sim 2000$  Hz 滤波后减振器活塞杆加速度的功率谱和双谱作为减振器振动评价。功率谱表征信号能量随频率的分布,相当于信号方差在频域的分解。高阶双谱能够有效地检测信号幅度,提供信号相位信息用于非最小相位信号的识别和信号参数估计性能。

如图 6、7 所示,正常减振器与发生空化减振器活塞杆加速度信号功率谱、双谱幅值有很大差异。图 6 中正常减振器功率谱幅值小,且频率成分分布不均,主要集中在  $20 \sim 300$  Hz 之间,图 7 中空化异响减振器功率谱峰值较大,频率成分超过  $300$  Hz,根据减振器在功率谱上的区别,可对减振器异响进行评价。

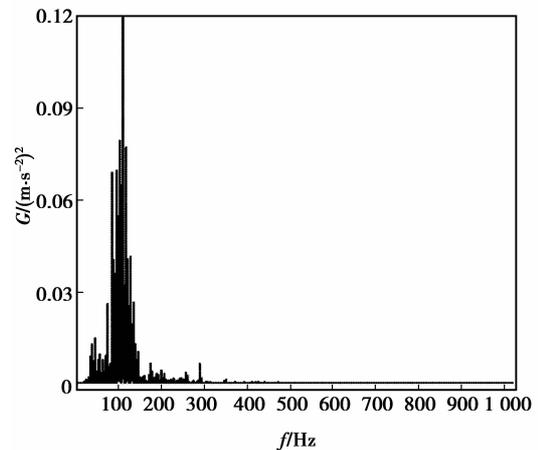


图 6 正常减振器活塞杆加速度的功率谱图

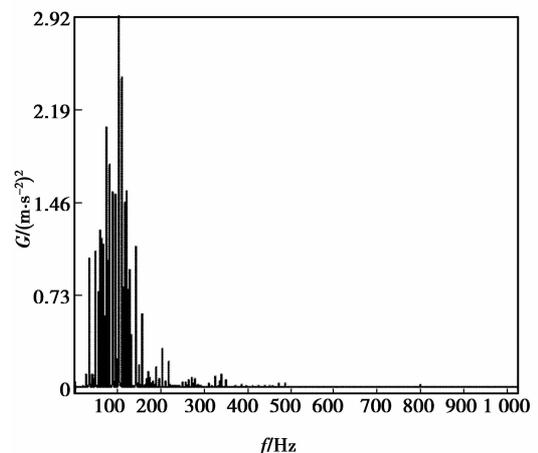


图 7 空化异响减振器活塞杆加速度的功率谱图

从图 8、9 得出:正常减振器和空化异响减振器均存在谱峰,其高斯偏离性很明显,正常减振器的峰值的频率范围较窄,主要集中在  $12.00 \sim$

204.00 Hz, 204.00~12.00 Hz 之间, 能量较集中, 最大值是 0.140 988; 而空化异响减振器谱峰峰值的频率范围较宽, 主峰主要在 176.00, 36.00 Hz, 36.00, 176.00 Hz 之间, 最大值超过 796。两者谱峰的形状及能量有很大的差异, 且空化异响减振器的谱峰频率范围分布广。根据谱峰的频率分布范围及能量的大小不同, 双谱图能很好反应异常振动信号的特征量, 可以对空化异响减振器进行评判。

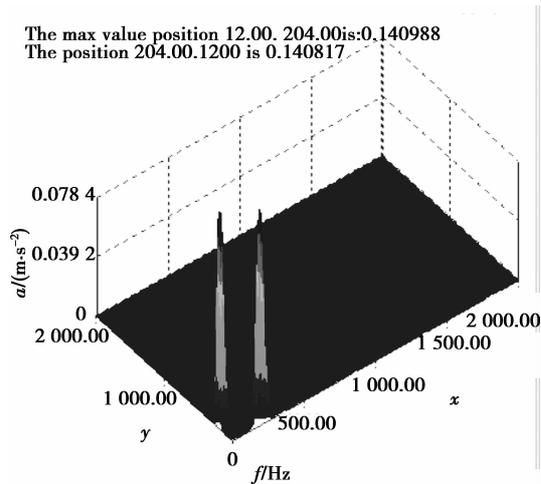


图 8 正常减振器活塞杆加速度的双谱图

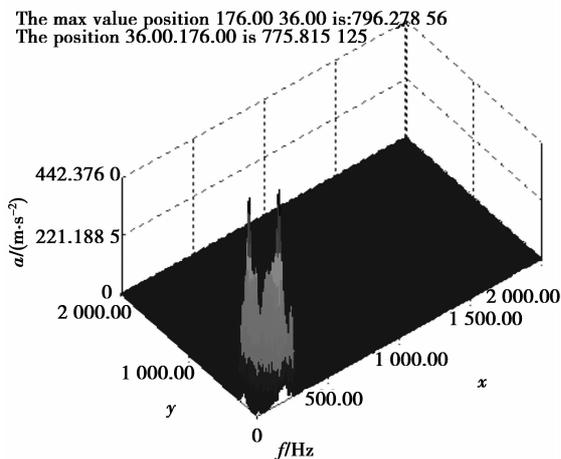


图 9 空化异响减振器活塞杆加速度的双谱图

#### 4 异响减振器油液的更换

将原来发生空化的减振油液换成了意大利牌新型减振器油液, 测试减振器活塞杆加速度功率谱和双谱分析如图 10、11 所示, 从图中可知, 更换掉原来发生空化后的减振器油液, 活塞杆最大加速度能量值降低, 活塞杆功率谱最大值由  $2.92(\text{m/s}^2)^2$  降为  $1.08(\text{m/s}^2)^2$ , 双谱能量最大值由  $796.278(\text{m/s}^2)$  降

为  $5.494(\text{m/s}^2)$ , 冲击振动能量降低, 异常振动及异响得到改善。

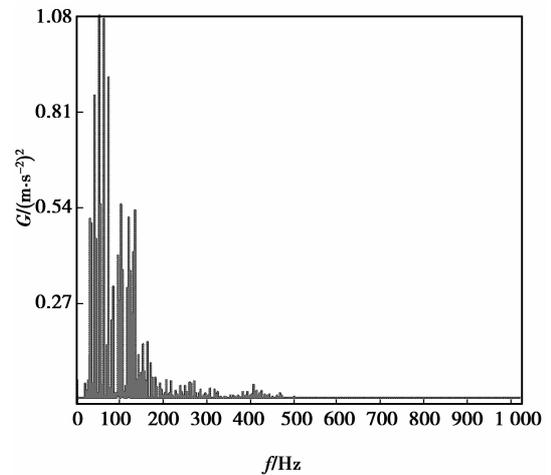


图 10 更换油液减振器活塞杆加速度的功率谱图

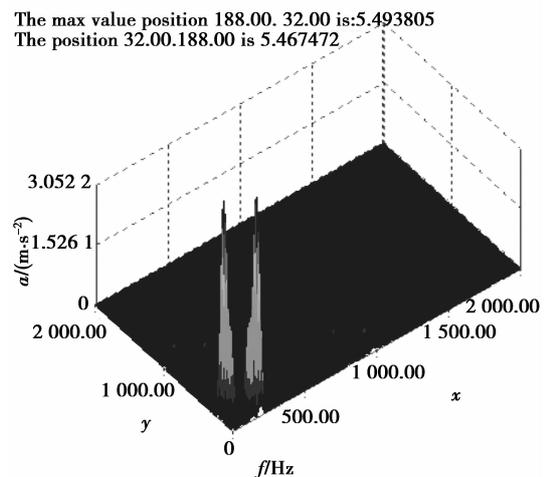


图 11 更换油液减振器活塞杆加速度的双谱图

#### 5 结 论

空化的产生主要是车辆减振器受到较大的冲击, 活塞运动速度快, 油液流量补偿不足造成的。空化减振器的异常振动冲击信号只出现在一个振动周期内很窄的时间段内, 空化异响减振器和正常减振器活塞杆头时域冲击波形出现的位置、幅值、活塞运动与上下止点的时间、位置、间隔等特征有明显区别, 空化气蚀减振器活塞内部受到的冲击明显大于正常减振器, 减振器活塞杆振动衰减信号滞后于正常减振器。通过更换空蚀减振器的油液能够降低减振器的异响, 提高减振器的性能。

## 参考文献:

- [1] 舒红宇,王立勇,吴碧华,等.液力减振器结构异响发生的微过程分析[J].振动工程学报,2005,18(3):282-287.  
SHU HONG-YU, WANG LI-YONG, WU BI-HUA, et al. Analysis on the abnormal structure noise yielding process of hydraulic shock absorber [J]. Journal of Vibration Engineering, 2005, 18(3):282-287.
- [2] 么鸣涛,顾亮,管继富.双筒式减振器异响试验分析[J].工程设计学报,2010,17(3):229-235.  
YAO MING-TAO, GU LIANG, GUAN JI-FU. Analysis of abnormal noise test of twin-tube shock absorber [J]. Journal of Engineering Design, 2010, 17(3):229-235.
- [3] ZHANG L J, YU Z P. A new suspension vibration mode applicable to the study of high-frequency suspension vibration [C]//Proceedings of the 11th International Pacific Conference on Automotive Engineering Proceedings, Nov. 6-9, 2001, Shanghai, China. [S. l.]: IEEE Press, 2001:307-311.
- [4] 舒红宇,王立勇,岑伊万.车辆液力减振器异常噪声鉴别方法[J].重庆大学学报:自然科学版,2005,28(4):10-13.  
SHU HONG-YU, WANG LI-YONG, CEN YI-WAN. Abnormal noise test method of vehicle hydraulic shock absorber [J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2005, 28(4):10-13.
- [5] SCHIEHLEN W, HU B. Spectral simulation and shock absorber entification [J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2003, 38(2):161-171.
- [6] POLACH P, HAJZMAN M. Design of characteristics of air-pressure-controlled hydraulic shock absorbers in an intercity bus [J]. Multibody System Dynamics, 2008, 19(1/2):73-90.
- [7] 单宝峰,宫永新,高凯.某型汽车减振器异响成因分析及技术对策[J].机械设计与制造,2006(9):69-71.  
SHAN BAO-FENG, GONG YONG-XIN, GAO KAI. Analysis of cause of formation of question noise of shock absorber on automobile and countermeasure of technology [J]. Machinery Design & Manufacture, 2006(9):69-71.
- [8] 张立军,余卓平,靳晓雄,等.减振器异常噪声试验研究与分析[J].振动与冲击,2002,21(1):33-38.  
ZHANG LI-JUN, YU ZHUO-PING, JIN XIAO-XIONG, et al. Experimental research on the abnormal noise of hydraulic suspension shock absorber [J]. Journal of Vibration and Shock, 2002, 21(1):33-38.
- [9] 陈志雄.论汽车主动悬架的控制方法[D].武汉:武汉理工大学,2008.
- [10] MTS Systems Corporation. Noise and vibration consulting Services for process automation, customization and optimization [EB/OL]. (2002-02-18). <http://www.mts.com>.
- [11] 董志勇.射流力学[M].北京:科学出版社,1995.
- [12] 刘晓红.液压泵阀空蚀特性的研究[D].成都:西南交通大学,2008.
- [13] GAO H, LIN W L, FU X, et al. Suppression of a cavitation near theorifice of a relief valve [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 18(1):149-155.
- [14] 刘建勇,顾亮.双筒式液力减振器空程性畸变的理论分析[J].机械设计与研究,2009,25(5):23-25,30.  
LIU JIAN-YONG, GU LIANG. Analysis on the oil loss travel distortion of dual-tube shock absorber [J]. Machine Design and Research, 2009, 25(5):23-25, 30.
- [15] 王盛学,李著信,舒红宇,等.筒式油液减振器异常噪声检测仪的开发[J].拖拉机与农用运输车,2009,36(5):107-109.  
WANG SHENG-XUE, LI ZHU-XIN, SHU HONG-YU, et al. The development of abnormal noise tester of oil shock absorber [J]. Tractor & Farm Transporter, 2009, 36(5):107-109.

(编辑 张 苹)