

李叶林,马 飞,耿晓光. 重型液压凿岩机双缓冲系统动态特性[J]. 煤炭学报, 2015, 40(7): 1684–1691. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2015.0258

Li Yelin, Ma Fei, Geng Xiaoguang. Dynamic characteristics on double damping system of heavy hydraulic rock drill [J]. Journal of China Coal Society, 2015, 40(7): 1684–1691. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2015.0258

重型液压凿岩机双缓冲系统动态特性

李叶林,马 飞,耿晓光

(北京科技大学 机械工程学院 北京 100083)

摘 要: 双缓冲系统作为实现重型液压凿岩机减振降噪的新型结构,其吸收钻杆回弹能量的可靠性主要取决于系统内部动态特性的优劣。基于应力波在不同介质中透射、反射原理,计算了经岩石回弹至缓冲活塞的反射波大小,由能量守恒定律推导了缓冲活塞回弹速度。根据牛顿运动学规律,构建了蓄能器的刚柔耦合等效模型与双缓冲结构的连续流量模型。双缓冲系统为单输入、双输出系统,采用了状态空间模型的方式进行分析和描述,以反射波对缓冲活塞产生的瞬时速度作为输入量,一级、二级缓冲腔压力作为输出量。应用 Matlab 工具,获得了双缓冲系统在正常工作状态下性能参数的最优值为:环形间隙选择 h_0 公差、蓄能器充气压力选择 2.5 MPa 和进油压力选择 6.5 MPa。通过实验验证了建立模型的正确性,为设计优化双缓冲系统提供理论参考。

关键词: 液压凿岩机; 双缓冲系统; 应力波; 阶跃响应; 状态空间

中图分类号: TD421.22 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-9993(2015)07-1684-08

Dynamic characteristics on double damping system of heavy hydraulic rock drill

Li Ye-lin, MA Fei, GENG Xiao-guang

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: Double damping system is a new type of heavy type hydraulic rock drill. The reliability of absorbed resilience energy from rod depends on the dynamic characteristics of double damping system. The rebound velocity of the damping piston was derived from the transmission and reflection principle of stress wave on the various media in this paper. The rebound speed of damping piston was derived by the law of energy conservation. The rigid-flexible coupling model of accumulator and the double damping system of continuous flow were established based on Newtonian mechanics. The instantaneous velocity of damping piston was generated by reflection wave as damping system input, and the 1st and 2nd order damping chambers pressures were system output. Using state space description method, the h_0 tolerance annular fit gap, the 2.5 MPa inflation pressure of accumulator and the 6.5 MPa inlet pressure of damping system were the optimal values of parameters under work status calculated by Matlab tools. The correctness of the models was proved by experiments, which could give a theoretical basis in system design.

Key words: hydraulic rock drill; double damping system; stress wave; step response; state-space

液压凿岩机以液压油为工作介质,是一种冲击、旋转结合的钻孔设备,目前广泛应用于矿山、隧道、建筑等行业^[1]。凿岩过程中,冲击活塞撞击钎尾产生应力波,应力波通过钎尾及与其相连接的钻杆传递给

收稿日期: 2015-03-02 责任编辑: 许书阁

基金项目: 国家高技术研究发展计划资助项目(2011AA060401)

作者简介: 李叶林(1986—),男,黑龙江鹤岗人,博士。E-mail: liyelin0403@aliyun.com。通讯作者: 马 飞(1968—),安徽亳州人,教授,博士生导师。E-mail: ustbyeke@sina.com

岩石。岩石与钎杆阻抗不同,应力波通过其接触面会产生部分反射波,缓冲系统吸收反射波产生的能量。

随着液压凿岩机向大功率、大扭矩、高频率发展,为减小机身振动与噪声,双缓冲系统成为重型液压凿岩机技术革新的一个重大突破,双缓冲系统性能的研究得到了越来越多学者的重视。

韩国汉阳大学的 Joo Young Oh 等^[2]基于 AMES-im 软件,建立了岩石、缓冲、冲击的统一模型,分析了压力腔压力与活塞运动规律之间的关系;瑞典林雪平大学的 Daniel Gustavsson^[3]基于 HOPSAN 液压仿真系统研究了单缓冲系统、双缓冲系统和改进后的双缓冲系统,分析了缓冲腔压力脉动及钎具内应力波传递问题;北京科技大学的鹿志新等^[4]对双缓冲系统的环形间隙量进行了分析;耿晓光等^[5]基于 AMESim 软件搭建双缓冲系统模型,对工作过程进行动态仿真;广东工业大学的刘智等^[6]对双缓冲系统进行了动力学建模仿真。目前国内学者多集中在单缓冲系统的研究上,而对双缓冲系统的研究仅限于结构设计。双缓冲系统作为一种先进的减振降噪技术在国产的重型液压凿岩机上还未得到推广应用。

以重型液压凿岩机双缓冲系统为研究对象,从应力波传递原理入手,建立双缓冲系统的数学模型,分析动态特性,优化系统工作参数,提高吸能减振效果。

1 应力波模型

凿岩机工作时,冲击活塞撞击钎尾产生应力波,经过岩石反射、隔套透射等过程将反弹应力波传递给缓冲活塞。

应力波传递原理如图 1 所示。

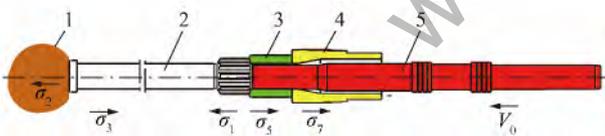


图 1 凿岩机应力波传递原理

Fig. 1 Theory of stress wave transmit

1—岩石;2—钎具;3—隔套;4—缓冲活塞;5—冲击活塞

(1) 冲击活塞 5 以速度 v_0 撞击钎具 2,撞击后会产生产生强度为 σ_1 的入射波,当入射波 σ_1 到达钎具与岩石 1 的接触面时发生透射与反射,透射波强度为 σ_2 ,反射波强度为 σ_3 ;

(2) 从岩石与钎具表面产生的反射波 σ_3 经过钎具与隔套 3 的接触面时发生透射与反射,透射波强度为 σ_4 ,此时反射波 σ_4 微弱,图 1 没有表示;

(3) 从钎具与隔套表面产生的透射波 σ_4 经过隔套 3 与缓冲活塞 4 的接触面时发生透射与反

射,透射波强度为 σ_7 ,此时反射波 σ_6 微弱,图 1 没有表示。

应力波在传递过程中,遇到不同介质会产生透射与反射。由波阵面动量守恒可得到钎具、隔套、缓冲活塞中的质点速度^[7-9]。

入射波质点速度为

$$v_i = \frac{\sigma_i}{\rho_i c_i} \quad (1)$$

式中 σ_i 为应力波,MPa; ρ_i 为传递介质密度, kg/m^3 ; c_i 为应力波在介质中传递速度, m/s ; v_i 为应力波质点速度, m/s 。

当钎尾撞击岩石,由应力波波阵面连续性原理可得:

$$v_1 + v_3 = v_2 \quad (2)$$

$$\sigma_1 + \sigma_3 = \sigma_2 \quad (3)$$

各个波阵面以此类推,入射波 σ_1 经过多次透射与反射,到达缓冲活塞的反射波 σ_7 为

$$\sigma_7 = \frac{4\rho_4 c_4 \rho_3 c_3 (\rho_1 c_1 - \rho_2 c_2)}{(\rho_4 c_4 + \rho_3 c_3) (\rho_3 c_3 + \rho_2 c_2) (\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1)} \sigma_1 \quad (4)$$

式中 σ_1 为冲击产生的应力波,可以看出各个传播介质的密度 ρ_i 及其应力波传播速度 c_i 为反射波 σ_7 的主要影响因素。

根据能量守恒定律,由反射波 σ_7 获得缓冲活塞反弹速度。

$$v_p = \sqrt{\frac{2A_r c_4}{E m_p} \int \sigma_7^2 dt} \quad (5)$$

式中 v_p 为缓冲活塞回弹速度, m/s ; E 为弹性模量,MPa; A_r 为缓冲活塞等效截面积, m^2 ; m_p 为缓冲活塞质量, kg 。

2 双缓冲系统模型

双缓冲系统主要由蓄能器与双缓冲机构组成,缓冲活塞在凿岩机缓冲机体内做周期性往复运动。为方便推导计算,在建立模型时,对细微影响的条件忽略。

模型假设条件:① 忽略密封圈泄漏量(经实验测定,密封圈泄漏对活塞运动的影响非常微小);② 缓冲机体工作时不会振动,应力波反射能量完全由双缓冲系统吸收。

2.1 蓄能器模型

蓄能器吸收钎具回弹的大部分能量,并利用它提供缓冲活塞复位的峰值流量。需要对其动态特性进行理论研究,蓄能器的性能的好坏影响了双缓冲系统的优劣。

蓄能器一般由充气阀、壳体、隔膜等构成,等效模型如图 2 所示。

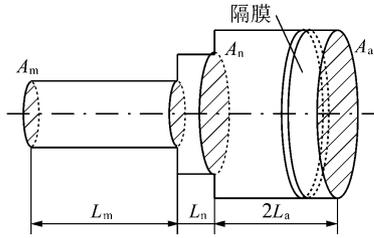


图 2 蓄能器等效模型

Fig. 2 Equivalent model of damping system

模型由长度为 L_m , 截面积为 A_m 的管道; 长度为 L_n , 截面积为 A_n 的颈部以及长度为 $2L_a$, 截面积为 A_a 的压力腔构成。

蓄能器等效于颈部的动力学微分方程^[10]为

$$A_n P_h = m_e \ddot{x}_2 + c_e \dot{x}_2 + k_e x_2 \quad (6)$$

式中 P_h 为蓄能器工作压力, MPa。

蓄能器等效于颈部简化模型质量为

$$m_e = \rho L_m \frac{A_n^2}{A_m} + \rho L_n A_n + \left(\frac{2}{3} \rho L_a + \frac{m_g}{A_a} \right) \frac{A_n^2}{A_a} \quad (7)$$

式中 ρ 为油液密度 kg/m^3 ; m_g 为隔膜质量 kg 。

等效黏性系数为

$$c_e = c_n + \left(\frac{A_n}{A_m} \right)^2 c_m + \left(\frac{A_n}{A_a} \right)^2 c_a \quad (8)$$

式中 c_n 为颈部黏性摩擦因数; c_m 为连接管黏性摩擦因数; c_a 为压力腔内黏性摩擦因数。

等效刚度为

$$k_e = k \frac{P_d}{V_H} \left(\frac{P_d}{P_H} \right)^{\frac{1}{k}} A_n^2 \quad (9)$$

式中 k 为等熵系数; P_H 为蓄能器初始压力, MPa; V_H 为蓄能器初始体积, MPa; P_d 为蓄能器平均工作压力, MPa。

考虑等效后蓄能器模型的频率特性, 设 $s = j\omega$, 可得到系统频率响应为

$$\frac{P_H(j\omega)}{P_d(j\omega)} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 + j \frac{2\xi_1 \omega}{\omega_n}} \quad (10)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_e}{m_e}} \xi_1 = \frac{c_e \omega_n}{2k_e}$$

式中 ω_n 为缓冲条件下固有频率, Hz; ξ_1 为蓄能器模型阻尼系数。

选择 6 ~ 10 MPa 为缓冲工作压力变化范围, 探讨频率响应与蓄能器初始充氮压力和平均工作压力的关系, 如图 3 所示。

由图 3 可知, 在工作压力确定的前提下, 蓄能器

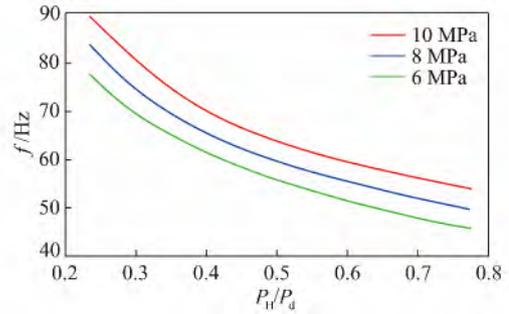


图 3 固有频率与蓄能器初始充氮压力和工作压力关系

Fig. 3 Relationships of natural frequency with inflation pressures and working pressures

初始充氮压力越小, 固有频率越高, 初始充氮压力越大, 固有频率越低; 在蓄能器初始充氮压力确定的情况下, 工作压力越大, 固有频率越高, 工作压力越小, 固有频率越低。

蓄能器为吸能减振部件, 其频率响应需要避开凿岩机冲击频率 61.71 Hz (实验测试)。若选择蓄能器频率低于冲击频率, 工作压力一定时, 需要初始充氮压力较高, 导致蓄能器刚性较大, 吸能效果会相对较差; 若选择蓄能器频率高于冲击频率, 工作压力一定时, 充氮压力较低, 蓄能器阻尼效果更明显, 但需要考虑蓄能器响应速度是否过慢。

2.2 双缓冲机构模型

双缓冲系统模型如图 4 所示, 将蓄能器模型与双缓冲机构结合, 根据缓冲活塞受力以及液压系统流量、压力等参数建立双缓冲系统数学模型^[11-14]。

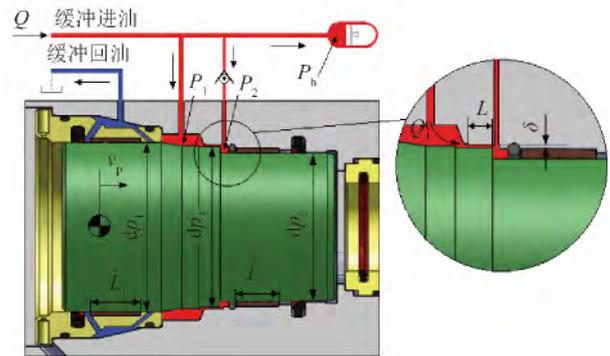


图 4 双缓冲系统模型

Fig. 4 Model of double damping system

双缓冲系统内配有调速阀, 控制系统流量恒定。模型由式 (11) 缓冲腔内流量变化连续方程、式 (12) 缓冲活塞动力平衡微分方程以及式 (6) 蓄能器等效于颈部的动力学微分方程构成:

$$Q = (A_1 + A_2) v_p - A_n \dot{x}_2 + \frac{V_1}{K} \frac{dP_1}{dt} + \frac{V_2}{K} \frac{dP_2}{dt} \quad (11)$$

$$m_p \dot{v}_p = + cv_p + A_1 P_1 + A_2 P_2 + F_s + F_1 \quad (12)$$

式中 Q 为双缓冲系统流量, L/min; A_1 为缓冲活塞一级缓冲腔有效截面积, m^2 ; A_2 为缓冲活塞二级缓冲腔有效截面积, m^2 ; x_2 为蓄能器等效于颈部质量位移, mm; V_1 为一级缓冲腔油液体积, m^3 ; V_2 为二级缓冲腔油液体积, m^3 ; K 为油液体积弹性模量, MPa; P_1 为一级缓冲腔压力, MPa; P_2 为二级缓冲腔压力, MPa; c 为油液黏性摩擦因数; F_1 为液压卡紧力, N。

缓冲活塞黏性摩擦力 F_s 为

$$F_s = \sum_{i=1}^2 \frac{\mu \rho \pi L_i d_{pi} v_p}{\sqrt{1 - \varepsilon^2} \delta} \quad (13)$$

式中 L_1 L_2 为缓冲活塞与前、后导套配合长度, mm; d_{p1} d_{p2} 为缓冲活塞与前、后导套配合处直径, mm; μ 为油液运动黏度, m^2/s ; ε 为偏心率; δ 为配合间隙, mm。

缓冲活塞液压卡紧力 F_1 为

$$F_1 = \sum_{i=1}^2 \tau P_i L_i d_{pi} \quad (14)$$

式中 τ 为液压卡紧阻力系数。

一级缓冲腔与蓄能器的压力关系为

$$P_1 = P_h + \zeta \frac{\rho(A_1 + A_2) v_p}{2A_4} \quad (15)$$

式中 ζ 为阻力系数; A_4 为一级缓冲腔与蓄能器管路截面积, m^2 。

一级、二级缓冲腔的环形间隙流量 Q_1 ^[15] 为

$$Q_1 = \frac{\pi d_{p3} \delta^3 \Delta P}{12\mu \rho (L + \int v_p dt)} (1 + 2.5\varepsilon^2) \quad (16)$$

$$Q_1 = A_2 v_p \quad (17)$$

式中 Q_1 为环形间隙的泄漏流量, L/min; d_{p3} 为缓冲活塞环形间隙处直径, mm。

一级、二级缓冲腔的压力差 ΔP ^[16] 为

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad (18)$$

式中 L 为环形间隙的初始长度, mm。

二级缓冲腔压力 P_2 为

$$P_2 = \frac{12\mu (L + \int v_p dt) A_2 v_p}{3.5\pi D_3 \delta^3 \varepsilon^2} + P_1 \quad (19)$$

3 状态空间模型

3.1 线性化处理

系统非线性变化量 Q_1 P_2 使状态空间分析计算过程困难, 将 Q_1 P_2 线性化处理, 公式中非线性项展开成泰勒级数。为简化计算过程, 设函数 $f(v_p)$:

$$f(v_p) = (L + \int v_p dt) A_2 v_p \quad (20)$$

$$f(v_p) = f(v_{p0}) + \left. \frac{df(v_p)}{dv_p} \right|_{v_p=v_{p0}} (v_p - v_{p0}) + \frac{1}{2!} \left. \frac{d^2 f(v_p)}{dv_p^2} \right|_{v_p=v_{p0}} (v_p - v_{p0})^2 + \dots \quad (21)$$

3.2 状态空间表达式

双缓冲系统为单输入、双输出系统, 输入量为反弹应力波作用缓冲活塞后产生的速度 v_p , 输出量为一级缓冲腔压力 P_1 和二级缓冲腔缓冲压力 P_2 。定义状态变量 z_1 z_2 z_3 z_4 u_1 和 u_2 为

$$z_1 = P_1 \quad z_2 = P_2 \quad z_3 = x_2 \quad z_4 = \dot{x}_2$$

$$u_1 = v_p \quad u_2 = \dot{v}_p$$

综合联立式(7) ~ (19) 获得双缓冲系统状态空间方程为

间方程为

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \\ \dot{z}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{KA_n}{V_1 + V_2} \\ -\frac{M_1 - A_1}{M_2 - A_2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{A_n}{B_2} & 0 & -\frac{B_4}{B_2} & -\frac{B_3}{B_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{KA}{V_1 + V_2} & -\frac{V_2 B_5 B_6}{V_1 + V_2} \\ -\frac{M_3}{M_2 - A_2} & -\frac{m_p}{M_2 - A_2} \\ 0 & 0 \\ \frac{B_1 A_n}{B_2} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

$$y = [1 \quad 1 \quad 0 \quad 0] \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix}$$

式中 $A = A_1 + A_2$; $B_1 = \frac{\zeta \rho (A_1 + A_2)}{2A_4}$; $B_2 = \frac{m_e}{A_n}$; $B_3 = \frac{c_e}{A_n}$;

$B_4 = \frac{k_e}{A_n}$; $B_5 = \frac{12\mu \rho L_1 A_2}{3.5\pi \delta^3 D_3 \varepsilon^2}$; $f(v_p) = B_6 v_p$; $M_1 = \tau l_{p1} d_{p1}$;

$M_2 = \tau l_{p2} d_{p2}$; $M_3 = \sum_{i=1}^2 \frac{\mu \rho \pi l_{pi} d_{pi}}{\sqrt{1 - \varepsilon^2} \delta}$ 。

将状态方程转化为标准形式:

$$\dot{u} = Az + Bu$$

$$y = Cz$$

式中,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{KA_n}{V_1 + V_2} \\ -\frac{M_1 - A_1}{M_2 - A_2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{A_n}{B_2} & 0 & -\frac{B_4}{B_2} & -\frac{B_3}{B_2} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} -\frac{KA}{V_1 + V_2} & -\frac{V_2 B_5 B_6}{V_1 + V_2} \\ -\frac{M_3}{M_2 - A_2} & -\frac{m_p}{M_2 - A_2} \\ 0 & 0 \\ \frac{B_1 A_n}{B_2} & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = [1 \quad 1 \quad 0 \quad 0]$$

将式(7)~(19)拉氏变换后,结合双缓冲系统状态空间得到系统,明确输入、输出、反馈等信号流程,如图5所示。

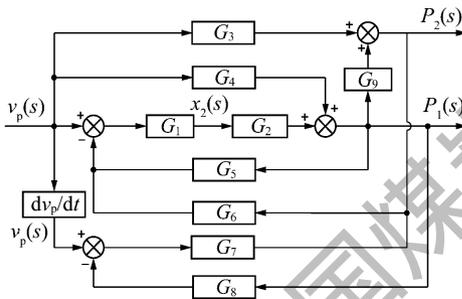


图5 缓冲系统框图

Fig. 5 Model of damping system

3.3 活塞运动规律

联立方程(7)~(19),建立微分方程组,计算活塞位移在应力波作用下的变化状态,如图6所示。

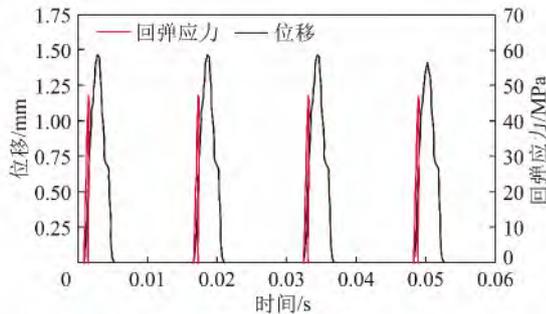


图6 应力波与缓冲活塞位移关系

Fig. 6 Relationship between stress wave and placement of damping piston

缓冲活塞最大位移为 1.48 mm,满足缓冲腔内部空间的合理运动范围。回归平衡位置周期为 0.004 3 s,约为冲击运动周期的 1/3,位移轨迹变

化比较平缓。

4 双缓冲系统动态特性

分析一级缓冲腔压力 P_1 与二级缓冲腔压力 P_2 的动态特性。其中影响双缓冲系统动态特性的主要因素:①机械结构的影响(连通一级、二级缓冲腔的环形间隙);②蓄能器初始充氮压力的影响;③缓冲进油压力的影响。

4.1 环形间隙的影响

更改缓冲活塞环形间隙大小,需根据轴配合公差等级选择。缓冲活塞所在的中间体外壳的孔配合公差设置为 h_6 (上偏差 +0.019 mm),由于壳体不能轻易改变孔径大小,所以对缓冲活塞的环形间隙配合分别选择 4 组轴配合工程数据 h_5 (下偏差 -0.013 mm)、 h_6 (下偏差 -0.019 mm)、 h_7 (下偏差 -0.030 mm)、 h_8 (下偏差 -0.046 mm) 对比 4 组公差(取最大下偏差)对系统的影响,若环形间隙太大会影响双缓冲效果^[17]。

通过状态空间计算得到 5 阶传递函数,忽略远离虚轴极点以及偶极子的影响,近似成 2 阶传递函数,由式(22)计算其调整时间。

$$P_i(t) = 1 - \frac{e^{-\zeta\omega_n t}}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin\left(\omega_d t + \tan^{-1} \frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta}\right) \quad (22)$$

式中 P_i 为缓冲腔压力,MPa; ω_n 为固有频率,Hz; ω_d 为自然频率,Hz; ζ 为阻尼比。

如图7所示 4 组数据的 P_1 稳定在 8.1 MPa, P_2 稳定在 74 MPa。分析双缓冲系统响应的相关性能指标,可以看出 5 级、6 级、7 级、8 级公差对 P_1 与 P_2 的响应时间依次呈现递增关系。

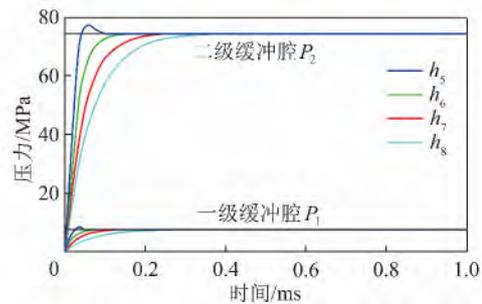


图7 不同环形间隙下双缓冲系统阶跃响应

Fig. 7 Step response of damping system at different annular gaps

通过表1分析调整时间,选择5级公差时, P_1 与 P_2 会出现压力脉动,由于 P_2 输出值达到 74 MPa 5 级公差不适合应用于双缓冲系统;选择 7 级、8 级公差时 P_1 与 P_2 的调整时间较长,响应速度相比 5 级、6 级公差时候较慢。

表 1 不同环形间隙下双缓系统调整时间

Table 1 Adjust times of double damping system at different annular gaps

| 公差等级 | h_5 | h_6 | h_7 | h_8 |
|---------------|-------|-------|-------|-------|
| P_1 调整时间/ms | 0.086 | 0.105 | 0.241 | 0.387 |
| P_2 调整时间/ms | 0.129 | 0.163 | 0.289 | 0.465 |

综合考虑加工工艺难易程度 5 级公差需要精度较高的加工机床。选择易于加工且平稳迅速响应的 6 级公差, 为较合适的环形间隙范围。

4.2 蓄能器初始充氮压力的影响

根据图 3 分析频率响应与蓄能器初始充氮压力和平均工作压力的关系, 可知蓄能器充氮压力影响蓄能器的频率响应以及双缓冲系统的动态特性。选择几组具有代表性的初始充氮压力作为对比数据, 分析双缓冲系统的动态特性, 如图 8 所示。

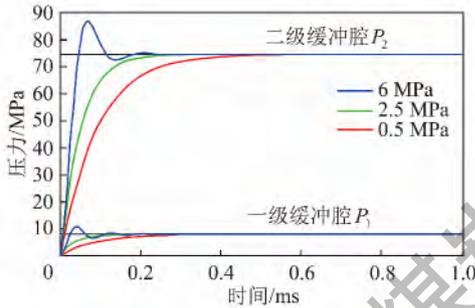


图 8 不同充氮压力下双缓冲系统阶跃响应

Fig. 8 Step response of double damping system at different inflation pressures of nitrogen gas

由图 8 与表 2 分析可得, 蓄能器初始充氮压力为 6.0 MPa 时响应速度很快, 但压力脉动比较剧烈, P_2 峰值达到 86 MPa, 吸能减振的效果差, 不宜选用。

表 2 不同充氮压力下双缓系统调整时间

Table 2 Adjust times of double damping system at different inflation pressures of nitrogen gas

| 充氮压力/MPa | 6.0 | 2.5 | 0.5 |
|---------------|-------|-------|-------|
| P_1 调整时间/ms | 0.138 | 0.185 | 0.291 |
| P_2 调整时间/ms | 0.241 | 0.282 | 0.513 |

蓄能器初始充氮压力为 2.5 MPa 时响应速度较快, P_1 与 P_2 变化较平缓, 达到了吸能减振的效果, 此压力较合适。

蓄能器初始充氮压力为 0.5 MPa 时响应速度较慢, 不宜选用。

4.3 缓冲进油压力的影响

根据图 3 分析频率响应与蓄能器初始充氮压力和平均工作压力的关系, 选择具有代表性的 3 组缓冲

压力对比, 分析各个缓冲压力对双缓冲系统动态特性的影响, 如图 9 所示。

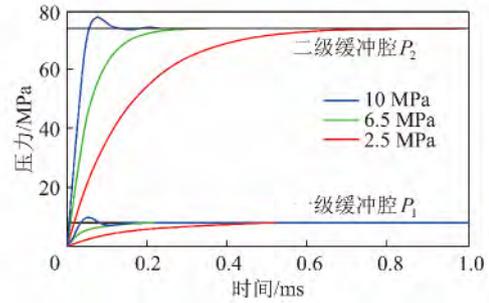


图 9 不同进油压力下双缓冲系统阶跃响应

Fig. 9 Step response of double damping system at different inlet pressures

由图 9 与表 3 可以看出, 进油压力为 10 MPa 时响应较快, 但 P_1 与 P_2 产生压力脉动, P_2 峰值达到 77 MPa, 减振效果差, 不宜选用。

表 3 不同进油压力下双缓系统调整时间

Table 3 Adjust times of double damping system at different inlet pressures

| 进油压力/MPa | 10 | 6.5 | 2.5 |
|---------------|-------|-------|-------|
| P_1 调整时间/ms | 0.113 | 0.191 | 0.562 |
| P_2 调整时间/ms | 0.178 | 0.342 | 0.787 |

进油压力为 6.5 MPa 时响应迅速, 压力变化平缓。达到了吸能减振的目的, 适合选用。

进油压力为 2.5 MPa 时, 调整时间为进油压力 6.5 MPa 时的 2 倍还要多。尤其是二级缓冲腔压力 P_2 响应迟缓, 不宜选用。

5 实验验证

为了验证缓冲系统状态空间模型的正确性, 对液压凿岩机一级缓冲腔的流量、压力进行了稳态时的运行实验测试。

实验中采用受冲油缸来模拟岩石工况, 一级缓冲腔与缓冲进油油管联通, 压力传感器与流量计可直接接入双缓冲系统的进油管路, 用于检测一级缓冲腔的压力与流量。试验台结构如图 10 所示。

二级缓冲腔空间非常小, 若打孔安装压力表, 将使二级缓冲腔空间体积增加近一倍, 实验很难反映真实的二级缓冲腔压力; 同时二级缓冲腔压力瞬间峰值过高, 甚至超过 70 MPa。本次实验只测试了一级缓冲腔的压力和流量, 实验结果见表 4。

表 4 中一级缓冲腔压力实验数据约为 7.7 MPa, 仿真数据为 8.1 MPa, 实验数据略低于仿真结果, 有 5% 的误差, 液压油管长度约 3 m, 会有部分压降因素

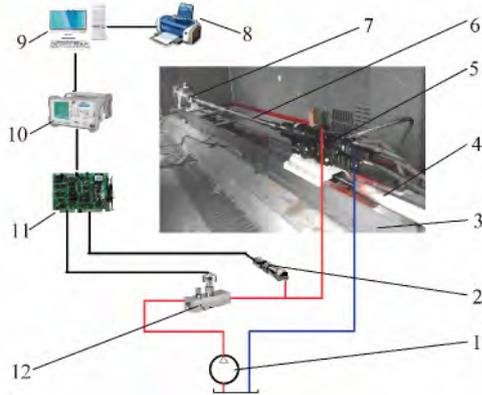


图 10 运行试验台

Fig. 10 Test platform

1—泵站; 2—压力传感器; 3—卧式台架; 4—推进油缸;
5—液压凿岩机; 6—钎杆; 7—受冲油缸; 8—打印机;
9—计算机; 10—数据采集系统; 11—A/D 板; 12—流量计

表 4 一级缓冲腔压力流量实验数据

Table 4 Experimental data of pressure and flow in order 1 damping chamber

| 运行时间/min | 流量/(L·min ⁻¹) | 压力/MPa |
|----------|---------------------------|--------|
| 5 | 7.5 | 7.5 |
| 10 | 7.9 | 7.8 |
| 15 | 7.9 | 7.5 |
| 20 | 7.8 | 7.8 |
| 25 | 7.6 | 7.6 |
| 30 | 7.8 | 7.5 |

影响; 流量测试结果为 7.8 L/min, 模型中选用值为 8 L/min, 误差为 2.5%, 说明双缓冲系统压力变化对系统恒定流量有微小影响, 实验结果验证了建立模型的正确性。

6 结 论

(1) 基于应力波传递原理, 获得了缓冲活塞受到的反射波大小, 根据能量守恒定律计算了缓冲活塞回弹速度。其中各个传播介质的密度及其应力波传播速度是缓冲活塞回弹速度的主要影响因素。

(2) 建立了双缓冲系统模型, 包括蓄能器刚柔耦合等效模型和双缓冲结构模型。探讨了频率响应与蓄能器初始充氮压力和平均工作压力的关系。

(3) 建立了单输入、双输出的双缓冲系统状态空间, 通过仿真分析了双缓冲系统的动态响应。确定了环形间隙为 h_6 、蓄能器初始充氮压力为 2.5 MPa 以及缓冲进油压力为 6.5 MPa 的状况下, 双缓冲系统处于最优状态, 提高了吸能降噪能力。

(4) 通过实验测试了双缓冲系统平均流量为 7.8 L/min、一级缓冲腔压力为 7.7 MPa, 与双缓冲系统模

型中选用的流量 8 L/min 和计算获得的一级缓冲腔压力 8.1 MPa 相符, 验证了模型的正确性, 为双缓冲系统的改进提供理论依据。

参考文献:

- [1] 田文元, 胡明, 朱春霞, 等. 液压凿岩机部分结构参数的设计[J]. 东北大学学报, 2006, 27(10): 1134-1137.
Tian Wenyuan, Hu Ming, Zhu Chunxia, et al. Design on part of structural parameters of hydraulic rock drill [J]. Journal of Northeastern University, 2006, 27(10): 1134-1137.
- [2] Joo Young Oh, Geun Ho Lee, Hak Soon Kang, et al. Modeling and performance analysis of rock drill drifters for rock stiffness [J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2012, 12(13): 2187-2193.
- [3] Daniel Gustavsson. Simulering av hydrauliska dämpare i borrarlagverk [D]. Sweden: Linköping University, 2008: 47-54.
- [4] 鹿志新, 王中伟, 马飞, 等. 液压凿岩机双缓冲系统环形缓冲间隙设计[J]. 矿山机械, 2014, 42(1): 11-14.
Lu Zhixin, Wang Zhongwei, Ma Fei, et al. Design on annular damping clearance of double damper system in hydraulic rock drill [J]. Mining and Processing Equipment, 2014, 42(1): 11-14.
- [5] 耿晓光, 马飞, 李叶林, 等. 基于 AMESim 的液压凿岩机双缓冲系统动态仿真[J]. 液压与气动, 2014(8): 18-22.
Geng Xiaoguang, Ma Fei, Li Yelin, et al. Dynamic simulation based AMESim for double damper system of hydraulic rock drill [J]. Chinese Hydraulics and Pneumatics, 2014(8): 18-22.
- [6] 刘智, 李锐能, 李要芳, 等. 液压凿岩机钻杆回弹缓冲装置的动力学建模与仿真[J]. 矿山机械, 2012, 40(10): 10-14.
Liu Zhi, Li Duanneng, Li Yaofang, et al. Dynamic modeling and simulation of drill rod rebound buffer device in hydraulic rock drill [J]. Mining and Processing Equipment, 2012, 40(10): 10-14.
- [7] 郭伟国, 李玉龙, 索涛. 应力波基础简明教程[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2007.
Guo Weiguo, Li Yulong, Suo Tao. Simple tutorials of stress wave basis [M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 2007.
- [8] 刘德顺, 李夕兵, 杨襄壁. 冲击式凿岩机活塞回弹速度的计算[J]. 力学与实践, 1996, 18(4): 37-39.
Liu Deshun, Li Xibing, Yang Xiangbi. Calculate the rebound velocity of impact rock drill [J]. Mechanics and Practice, 1996, 18(4): 37-39.
- [9] 高澜庆. 液压凿岩机理论、设计与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998: 32-49.
Gao Lanqing. Theory, design and application of rock drill [M]. Beijing: China Machine Press, 1998: 32-49.
- [10] 张文斌, 周晓军. 液压缓冲器特性计算与仿真分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(7): 164-168.
Zhang Wenbin, Zhou Xiaojun. Simulation and characteristic analysis of hydraulic bumper [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(7): 164-168.
- [11] 杨国平, 王仁亮, 陈博, 等. 液压破碎锤系统建模与仿真[J]. 中国公路学报, 2011, 24(3): 121-126.
Yang Guoping, Wang Renliang, Chen Bo, et al. Modeling and simu-

- lation of hydraulic breaker system [J]. China Journal of Highway and Transport 2011 24(3): 121 - 126.
- [12] Eliss D, Chiang L. Dynamic analysis of impact tools by using a method based on stress wave propagation and impulse-momentum principle [J]. ASME Journal of Mechanical Engineering, 2003, 125: 131 - 142.
- [13] Giuffrida A, Laforgia D. Modelling and simulation of a hydraulic breaker [J]. International Journal of Fluid Power, 2005, 6(2): 47 - 56.
- [14] 黎立云, 徐志强, 谢和平, 等. 不同冲击速度下岩石破坏能量规律的实验研究 [J]. 煤炭学报, 2011, 36(12): 2007 - 2011.
Li Liyun, Xu Zhiqiang, Xie Heping, et al. Failure experimental study on energy laws of rock under different dynamic impact velocities [J]. Journal of China Coal Society, 2011, 36(12): 2007 - 2011.
- [15] Chen Bo, Yang Guoping, Xing Dongshi, et al. Modeling and simulation of axial piston hydraulic pump [A]. Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation [C]. Shanghai: 2011: 609 - 612.
- [16] 金朝铭. 液压流体力学 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
Jin Chaoming. Hydraulic fluid mechanics [M]. Beijing: National Defence of Industry Press, 1994.
- [17] 李叶林, 马飞, 耿晓光. 双缓冲环形间隙对凿岩机缓冲系统动态特性的影响 [J]. 北京科技大学学报, 2014, 36(12): 1676 - 1682.
Li Yelin, Ma Fei, Geng Xiaoguang. Effect of annular clearance inside the double damping chamber on the dynamic characteristics of a rock drill damping system [J]. Journal of University of Science Technology Beijing, 2014, 36(12): 1676 - 1682.

“深部煤层气开发与煤系‘三气’共采技术”专题征稿启事

我国陆上埋深 1 500 ~ 3 000 m 的深部煤层气地质资源量约为 1 500 m 以浅煤层气资源量的两倍, 成为规模性发展我国煤层气产业的重要资源依托, 同时也是深部煤炭资源开采的重大安全隐患之一。以煤层气、煤系致密砂岩气、煤系页岩气为特点的煤系“三气”, 一方面提供了极为丰富的天然气资源, 另一方面也是煤矿瓦斯的主要来源。我国从安全生产角度对深部煤矿瓦斯抽采理论与技术进行了长期有效的探索, 近年来在深部煤层气地面井开采和煤系“三气”共生、共探、共采方面也实现了商业性开发的突破, 成为我国非常规天然气产业发展的一个重要新方向。为此, 《煤炭学报》编辑部决定组织专题, 拟在 2015 年第 12 期见刊, 集中展示我国该领域基础理论研究与技术研发进展, 为下一个五年计划相关科学研究与技术创新提供启示和借鉴。

一、征稿要求

1. 围绕“深部煤层气”、“煤系三气”两个主题, 在基础理论研究以及勘探、开发技术研发等方面尚未发表的近期研究成果。
2. 研究成果得到国家科技重大专项、国家 973 计划、国家 863 计划、国家自然科学基金等国家级科技计划项目的资助。
3. 第 1 作者或通讯作者为具有正高级职称的专家, 且是相关国家级科技计划项目的负责人、研究骨干或实际参加者。

二、论文内容要求

文章为具有原创性和前瞻性、未公开发表的学术研究论文, 选题新颖, 观点鲜明, 资料翔实、准确、说服力强, 要求具有较强的学术价值和交流价值, 或反映所研究领域的先进水平及发展趋势; 或反映最新科研成果的研究进展与实施情况。字数在 6 000 字左右。文章格式请参考《煤炭学报》正刊(在《煤炭学报》官网 <http://www.mtxb.com.cn> 过刊浏览中可以免费下载)。

三、征文截稿日期及评审要求

1. 为保持本刊的学术水平, 将邀请行业专家, 按照《煤炭学报》审稿流程对所有论文进行匿名评审, 只有通过三审制(初审、外审、终审)的论文才可以刊出。
2. 请各位专家于 2015 年 9 月 31 日前将稿件发送至邮箱: hanjinping@chinacs.org.cn。

四、联系方式

联系人: 韩晋平 电话: 010 - 84262930 - 803 手机: 13681266006 E-mail: hanjinping@chinacs.org.cn