

非线性时变力作用下液压缸爬行机理与抑制方法研究*

朱 勇¹ 姜万录¹ 王 梦² 刘志强²

(1.燕山大学河北省重型机械流体动力传输与控制重点实验室,秦皇岛 066004;

2.燕山大学先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室,秦皇岛 066004)

摘要:以液压缸系统为研究对象,研究了爬行现象的产生机理及抑制方法。通过理论研究,揭示了液压弹簧刚度和摩擦力内在的非线性时变规律及作用机理。用非线性动力学研究方法对实测的液压缸系统的动态数据进行了深入分析,揭示了液压弹簧刚度非线性时变特性引起的“跳跃现象”和摩擦力非线性时变特性引起的“极限环型振荡”现象。指出非线性液压弹簧力和非线性摩擦力的共同作用是液压缸产生低速爬行的主要原因,并提出了相应的抑制措施来有效提高液压缸的低速传动性能。

关键词: 液压缸 低速爬行 机理分析 抑制措施

中图分类号: TH137; TH113 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)03-0305-09

引言

液压缸是液压系统的关键驱动元件,在低速运动时,往往会产生时断时续、时快时慢的爬行现象。爬行会破坏系统的稳定性和可靠性,甚至引发重大经济损失和伤亡事故。因此,分析和研究其产生机理,并提出有效的抑制措施,具有十分重要的现实意义。

目前,国内外学者针对液压缸低速爬行现象的研究较多^[1-4]。但多数研究只列举了引起低速爬行的宏观原因,很难解释实际动态测试中出现的时域波形复杂、频域尖峰繁多等异常现象^[5]。而且,所依据的理论多是线性动力学理论和经典控制理论,较少运用非线性动力学理论^[6-7],没有涉及动态本质特征,尚存在没有考虑液压弹簧刚度和摩擦力的非线性时变特性及二者的共同作用、动态特征不够鲜明等不足。

本文重点研究液压弹簧刚度和摩擦力的非线性时变特性及二者的共同作用对液压缸系统动态特性的影响。通过理论研究,深入揭示液压弹簧刚度和摩擦力内在的非线性时变规律及作用机理。用非线性动力学研究方法对实测的动态数据进行深入分析,探索液压缸系统内在的非线性动态特征,旨在揭示爬行现象的产生机理及诱因,提出相应的抑制措

施来有效提高液压缸低速传动性能。

1 液压缸的动力学模型

本文以电液伺服系统的传动系统为例进行分析,其执行机构为伺服液压缸。伺服液压缸从结构形式上主要分为单活塞杆型和双活塞杆型;从作用形式上主要分为单作用型和双作用型。虽然它们的结构形式和工作方式有所不同,但工作原理是相同的。本文以工业上常用的双作用单活塞杆液压缸为例进行分析,其工作原理如图1所示。图中 p_1 为无杆腔压力; p_2 为有杆腔压力; A_1 为无杆腔活塞有效作用面积; A_2 为有杆腔活塞有效作用面积; m 为活塞及负载的折合质量; K_h 为液压弹簧刚度; K_L 为负载质量等效弹簧刚度; c 为粘性阻尼系数; F_L 为负载力。

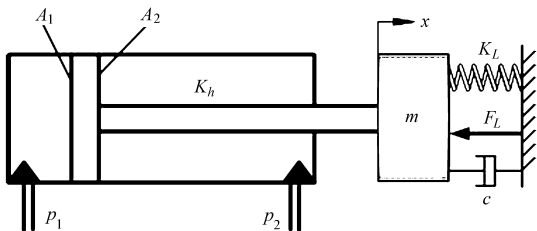


图1 双作用单活塞杆伺服液压缸工作原理图

Fig.1 Working principle diagram of double-acting single piston rod servo cylinder

收稿日期: 2013-10-17 修回日期: 2013-11-12

* 国家重点基础研究发展计划(973计划)资助项目(2014CB046405)、国家自然科学基金资助项目(51075349)和河北省自然科学基金资助项目(E2013203161)

作者简介: 朱勇, 博士生, 主要从事机电液一体化及控制研究, E-mail: yzhu@ysu.edu.cn

通讯作者: 姜万录, 教授, 博士生导师, 主要从事机电液一体化及控制、故障诊断与智能信息处理研究, E-mail: wljiang@ysu.edu.cn

根据牛顿第二定律,其动力学方程为

$$m\ddot{x} + F_c + F_s + F_f = p_1A_1 - p_2A_2 - F_L \quad (1)$$

式中 x ——活塞位移 F_c ——粘性阻尼力
 F_s ——弹性力 F_f ——摩擦力

2 爬行现象主要影响因素分析

2.1 液压弹簧刚度非线性时变特性及其作用机理分析

液压弹簧刚度是指执行机构工作腔完全封闭时,在外力作用下,因油液可压缩性所形成的动态弹簧刚度^[8]。现以双作用非对称液压缸为例,说明液压弹簧刚度产生的机理及推导过程,其他类型的液压缸可以参照此过程进行分析。

当液压缸克服静摩擦力推动负载瞬间移动时,液压缸来不及进油和回油,工作腔内充满油液并被完全封闭。而此时由于油液的压缩性,活塞会沿着运动方向产生微小的压缩位移量 Δx ,并引起工作腔压力和容积的变化,则有

$$\Delta p_1 = \frac{\beta_e \Delta V_1}{V_1} \quad (2)$$

$$\Delta p_2 = \frac{\beta_e \Delta V_2}{V_2} \quad (3)$$

式中 β_e ——油液体积弹性模量
 $\Delta p_1, V_1, \Delta V_1$ ——无杆腔的压力变化量、容积、容积变化量
 $\Delta p_2, V_2, \Delta V_2$ ——有杆腔的压力变化量、容积、容积变化量

由胡克定律,可得

$$K_{h1} = \frac{F_1}{\Delta x} = \frac{\Delta p_1 A_1}{\Delta x} = \frac{\beta_e A_1^2}{V_1} \quad (4)$$

$$K_{h2} = \frac{F_2}{\Delta x} = \frac{\Delta p_2 A_2}{\Delta x} = \frac{\beta_e A_2^2}{V_2} \quad (5)$$

式中 F_1, K_{h1} ——无杆腔产生的液压弹簧力和液压弹簧刚度
 F_2, K_{h2} ——有杆腔产生的液压弹簧力和液压弹簧刚度

由于活塞在运动过程中非对称缸两工作腔中油液始终存在压力,所以两腔中液压弹簧均处于压缩状态,而且是同时起作用的,因此总液压弹簧刚度可等效为两腔液压弹簧刚度的并联^[9],即

$$K_h = K_{h1} + K_{h2} = \frac{\beta_e A_1^2}{V_1} + \frac{\beta_e A_2^2}{V_2} \quad (6)$$

考虑液压弹簧的软、硬弹簧特性,则式(6)可以进一步表示为

$$K_h = \alpha \frac{\beta_e A_1^2}{A_1(x_0 + x) + V_{L1}} + \gamma \frac{\beta_e A_2^2}{A_2(L - x_0 - x) + V_{L2}} \quad (7)$$

式中 L ——液压缸总行程
 x_0 ——活塞初始位置
 V_{L1} ——阀与无杆腔之间管道内油液体积
 V_{L2} ——阀与有杆腔之间管道内油液体积
 α, γ ——待定系数

由式(7)可得出液压弹簧刚度随位移的变化规律如图2所示。

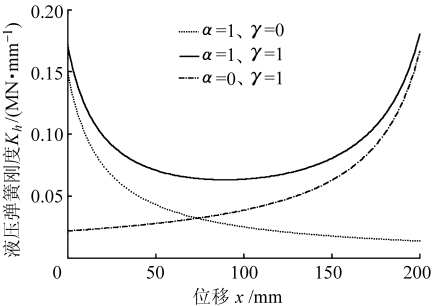


图2 液压弹簧刚度随活塞位移的变化规律曲线
Fig.2 Change curves of hydraulic spring stiffness vs piston displacement variation

由图2可以看出,液压弹簧刚度是关于位移的非线性函数,随活塞的运动而呈现出非线性时变规律。当 $\alpha = 1, \gamma = 0$ 时呈现全程软弹簧特性,当 $\alpha = 0, \gamma = 1$ 时呈现全程硬弹簧特性,当 $\alpha = 1, \gamma = 1$ 时呈现半程软弹簧、半程硬弹簧特性。软、硬弹簧特性会引发振幅突然变化的“跳跃现象”^[7]。

2.2 摩擦力非线性时变特性及其作用机理分析

图3所示为体现摩擦力与速度关系的Stribeck曲线^[10]。

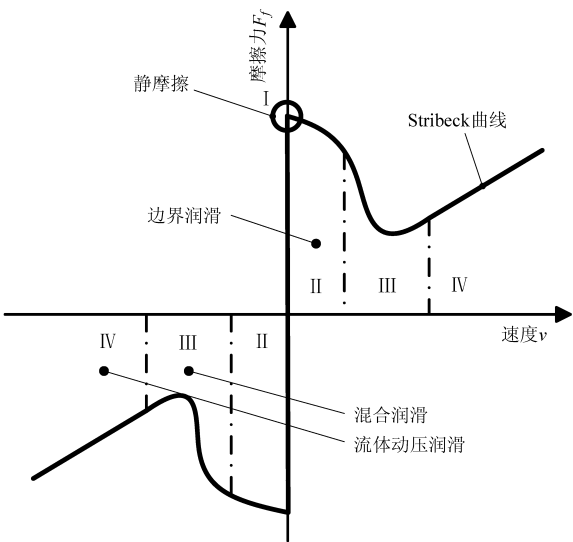


图3 摩擦力与速度的关系曲线
Fig.3 Relation curve of friction and velocity

Stribeck 曲线数学模型为^[11]

$$F_f = \begin{cases} F_d & (v \neq 0) \\ F_e \text{sign}(F_e) & (v = 0, |F_e| < F_j) \\ F_j \text{sign}(F_e) & (v = 0, |F_e| \geq F_j) \end{cases} \quad (8)$$

$$F_d = \text{sign}(v) \left[F_k + (F_j - F_k) \exp \left(- \left| \frac{v}{v_s} \right|^\tau \right) \right] + Bv \tag{9}$$

式中 F_e ——外力 F_j ——最大静摩擦力
 F_k ——库仑摩擦力
 v_s ——Stribeck 速度
 B ——粘滞摩擦系数
 τ ——经验参数,一般在 0.5 ~ 2 之间取值
摩擦力的作用效果随工作点在 Stribeck 曲线上所处区段不同而异^[7]:

(1) 当工作点在图 3 的静摩擦区域 I 时, Stribeck 曲线斜率为很大的正数,其作用效果使系统阻尼瞬间陡增,遏制系统的动态响应的快速性。

(2) 当工作点在图 3 的流体动压润滑区域 IV 时,摩擦力特性为线性的,其作用效果相当于增加了系统的阻尼。

(3) 当工作点在图 3 的边界润滑区域 II 或混合润滑区域 III 时,摩擦力呈现非线性时变特性,当处于负阻尼状态时会产生具有极限环的自激振动。

2.3 非线性时变力共同作用机理分析

由于液压缸系统各运动副之间存在静摩擦力,当给进油腔提供压力时,活塞不会立刻运动。在此阶段,进油腔的工作油液特别是混入其中的空气不断被挤压和压缩,压力逐渐升高并积蓄能量,直至压力能克服静摩擦阻力,活塞才会推动负载运动。活塞一旦运动,静摩擦突然变为动摩擦,导致摩擦力下降,尤其当速度达到一定范围时(如图 3 中区域 III),摩擦力下降速率会增大。此时,在油源压力和静、动摩擦力之差作用下,活塞会被加速,一方面会引起进油腔油压降低,使原来混入进油腔油液的空气膨胀释放能量促进活塞快速移动,另一方面又会使回油腔油液及混入其中的空气突然被压缩,回油腔压力增加,使负载启动后又很快制动。直到工作腔压力再次上升到足以克服静摩擦力时,活塞重新启动,重复地发生突然移动和停止,产生低速爬行现象。在此过程中,液压弹簧刚度随活塞位移的变化而变化,呈现出软、硬弹簧特性的交替,极易引发振幅突然变化的“跳跃现象”。

低速爬行的产生原因还与低速摩擦阻力非线性时变特性有关。通常阻力是随速度增大而增加的,而在静止和低速区域工作的液压缸内部的摩擦阻力,当工作速度增大时非但不增加,反而减少,形成了所谓“负特性”阻力。当系统处于负阻尼状态时会产生“极限环型振荡”。

综上所述,液压缸低速爬行现象实质上是一种时快时慢、时断时续的不连续振动现象,主要由液压

弹簧刚度非线性时变特性引起的“跳跃现象”和摩擦力非线性时变特性引起的“极限环型振荡”现象共同作用引起。该结论将通过第 4 节的动态实验得以证明。

3 爬行现象的动力学分析

由于油液的可压缩性,在液压泵和外负载的作用下,油源压力和外负载力的合力先转化为弹性力,从而通过弹性势能的释放对活塞起作用。进而可建立如下活塞运动的微分方程^[3],并进一步对其爬行现象进行分析。

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + Kx + F_d = K(x_0 + vt) \tag{10}$$

其中 $K = K_h + K_L$

式中 v ——活塞运动速度

K ——系统的等效刚度

进一步整理,得

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + Kx = Kvt + \Delta F \tag{11}$$

其中 $\Delta F = Kx_0 - F_d = N\Delta f$

式中 ΔF ——静、动摩擦阻力差

N ——运动表面的正压力

Δf ——运动表面的静、动摩擦因数之差^[12]

虽然由于液压弹簧刚度的时变特性,当活塞运动时,液压弹簧刚度 K_h 呈现非线性变化,但负载质量等效弹簧刚度 K_L 约为 K_h 的 100 ~ 150 倍(液压油的体积弹性模量为 1.4 ~ 2 GPa;而钢的体积弹性模量为 196 ~ 206 GPa,是液压油的 100 ~ 150 倍^[7]),因此,式(11)中的系数 K 的变化相对较小。为便于求解计算,可将式(11)近似看成是一个关于 x 的二阶常系数线性非齐次微分方程,它的全解为对应的齐次方程的通解与非齐次方程本身的一个特解之和^[3,12],求解如下:

令非齐次方程式(11)特解为

$$x_1 = A_1 t + A_2 \tag{12}$$

式中 A_1, A_2 ——待定系数

将式(12)代入式(11),可得: $A_1 = v, A_2 = \frac{\Delta F - cv}{K}$,则可求得特解

$$x_1 = vt + \frac{\Delta F - cv}{K} \tag{13}$$

令式(11)对应的齐次方程的通解为

$$x_2 = e^{-\xi\omega_n t} [B_1 \cos(\omega_n t) + B_2 \sin(\omega_n t)] \tag{14}$$

式中 $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$ 为系统的固有频率; $\xi = \frac{c}{2\sqrt{Km}}$ 为系统的阻尼比; B_1, B_2 为待定系数。

则非齐次方程式(11)的全解为

$$x = x_1 + x_2 =$$

$$e^{-\xi\omega_n t} [B_1 \cos(\omega_n t) + B_2 \sin(\omega_n t)] + vt + \frac{\Delta F - cv}{K}$$

(15)

根据初始条件可知:当 $t = 0$ 时, $x(0) = 0, \dot{x}(0) = 0, \xi^2 = 0$, 可求得: $B_1 = \frac{cv - \Delta F}{K}, B_2 = \frac{\xi(cv - \Delta F)}{K} - \frac{v}{\omega_n}$ 。

将所求结果代入式(15)并求导,可求得活塞的运动速度

$$\dot{x} = v \{ 1 - e^{-\xi\omega_n t} [\cos(\omega_n t) + (\xi - D) \sin(\omega_n t)] \}$$

(16)

其中

$$D = \frac{\Delta F}{v \sqrt{Km}}$$

由式(16)可以看出,活塞运动速度中包括恒定分量和振动分量。如果振动分量的最大值大于恒定分量,则在某时刻必然会出现速度为零的情况,产生时断时续的爬行现象。因此,要使执行机构不发生爬行,则必须满足 $\dot{x} > 0$, 即有

$$e^{-\xi\omega_n t} [\cos(\omega_n t) + (\xi - D) \sin(\omega_n t)] < 1$$
 (17)

由三角变换公式知,即满足

$$e^{-\xi\omega_n t} \sqrt{1 + (\xi - D)^2} \sin(\omega_n t + \varphi) < 1$$
 (18)

考虑一个周期,即 $\omega_n t = 2\pi$, 则式(18)可变为

$$e^{-2\pi\xi} \sqrt{1 + (\xi - D)^2} \leq 1$$
 (19)

式(19)的临界状态为 $e^{-2\pi\xi} \sqrt{1 + (\xi - D)^2} = 1$ 。由于 $0 < \xi < 1$, 且工程实际中 ξ 的值较小, 则可由近似公式求得 D 的临界值 $D_c = 2 \sqrt{\pi\xi}$, 将其代入 D 的表达式, 可求得临界速度

$$v_c = \frac{\Delta F}{2 \sqrt{\pi\xi Km}}$$

(20)

由式(20)可知,临界速度并非一个定值,它有一个变化的范围,应用中应取最大值,即 $v > v_{cmax}$ 时可避免产生爬行,且 v_{cmax} 越小越不易产生爬行。

4 液压缸低速爬行动态实验

利用非线性动力学研究方法对实测的液压缸系统的动态数据进行深入分析,以揭示液压弹簧刚度非线性时变特性引起的“跳跃现象”以及摩擦力非线性时变特性引起的“极限环型振荡”现象。

4.1 实验系统组成

按图 4 所示的原理图搭建爬行测试实验台。该实验系统可实现对液压缸系统在不同供油压力和负载压力下的状态数据进行采集。系统中通过调节溢流阀阀口开度大小来改变供油压力;通过调节节流阀阀口开度大小来改变负载压力,以实现系统外加阻尼大小的调整;用精密压力表对系统进、回油路压

力进行监测;用振动加速度传感器对液压缸轴向振动信号进行监测;用位移传感器对液压缸实时位置进行监测;用数据采集卡采集传感器输出信号,并传送到基于虚拟仪器的计算机系统进行分析处理。

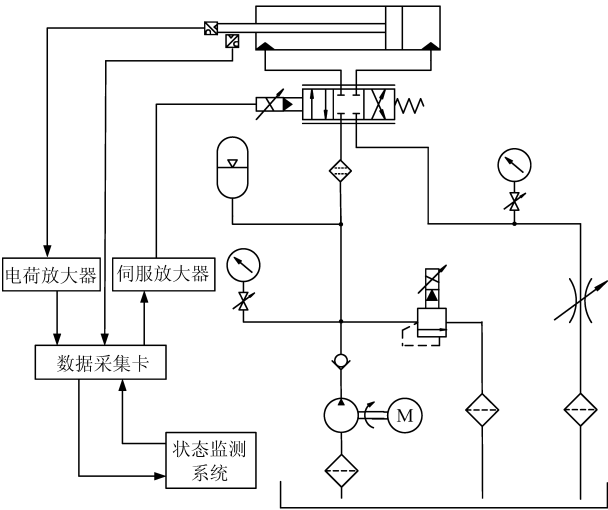


图 4 状态监测及实验系统原理图

Fig. 4 Schematic of condition monitoring and experiment system

4.2 信号的采集及处理

4.2.1 信号采集

在液压缸低速伸出运动状态下,按表 1 所设置的工况对液压缸的不同工作状态进行动态测试。其中,输入信号为计算机控制系统给伺服放大器的电压信号,以控制伺服阀的阀口开度大小。根据液压缸无杆腔封闭液柱的相对受力情况,将液压弹簧特

表 1 不同供油压力下执行机构工作状态

Tab. 1 Actuator working conditions under different oil pressures

序号	输入 信号/V	供油压力 /MPa	负载压力 /MPa	弹簧特性	外加 阻尼
1	0.2	4	0	全程软弹簧	无
			1	半程软弹簧	较小
			2	半程硬弹簧	适中
			3	全程硬弹簧	较大
			4	全程硬弹簧	较大
2	0.2	6	0	全程软弹簧	无
			2	半程软弹簧	较小
			4	半程硬弹簧	适中
			5.5	全程硬弹簧	较大
			6	全程硬弹簧	较大
3	0.2	8	0	全程软弹簧	无
			2	半程软弹簧	较小
			4	半程硬弹簧	适中
			6	全程硬弹簧	较大
			8	全程硬弹簧	较大

性界定为3类：全程软弹簧、半程软弹簧半程硬弹簧、全程硬弹簧。根据供油压力和负载压力相对大小将外加阻尼大小界定为4类：无、较小、适中、较大。

固定输入信号为0.2 V，调整主溢流阀及节流阀阀口开度，使系统分别在表1设定的12种工况下运行。同时用位移传感器对液压缸实时位移信号进行采集，用振动加速度传感器对液压缸整个运行过程中的轴向振动信号进行采集，采样频率为10 kHz。

4.2.2 信号处理

(1) 在实际动态测试中难免会产生噪声干扰，采用小波消噪方法对实测位移信号进行消噪处理，以获得更加精确的位移信号。

(2) 采用图5中的数据处理方案对采集的振动加速度信号进行预处理，并采用非线性动力学研究方法中的时间历程、频闪采样、功率谱图等有效方法对预处理数据进行更加深入的分析研究^[13]。

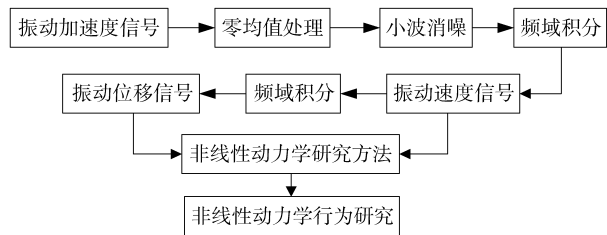


图5 数据处理方案
Fig.5 Scheme of data processing

4.3 实验结果分析

时间历程即为时域图，它能实时表征某一参数值随时间的变化规律。图6a为供油压力4 MPa时，仿真所得到的液压缸运动规律曲线，从局部放大图中可以看出，此时液压缸发生了时断时续的爬行现象。图6b为与仿真状态相应的实验所得到的液压缸运动规律曲线，从图中可以看出，实验曲线与仿真曲线的运动规律几乎吻合。

为了进一步确定在该状态下液压缸是否发生了爬行现象及其内在的本质特征，对该状态下采集的振动加速度信号进行了进一步的深入分析研究，结果如图7~12所示。

图7为供油压力4 MPa时采用图5中的数据处理方案对采集的振动加速度信号进行处理所得到的振动位移信号的时域波形。由图7可知，液压缸发生了爬行现象。比较4种工况发现，在整个运行过程中，振动幅值随活塞位移的变化而变化，其变化规律随工况不同而存在明显差异，这主要与液压弹簧刚度随位移变化有关。

功率谱密度(PSD)表示运动过程在各频率成分上的统计特性，通过它可以清晰地观测到系统在整

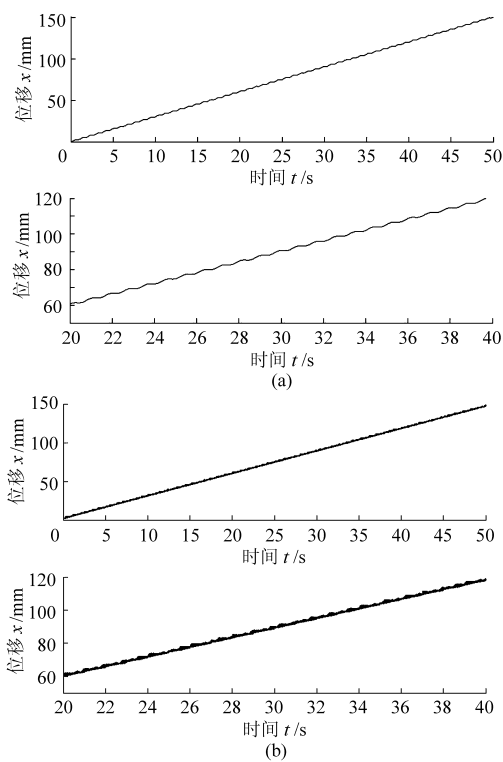


图6 仿真结果与实验结果对比
Fig.6 Comparison between experiment and simulation
(a) 仿真结果及局部放大图 (b) 实验结果及局部放大图

个运动过程中各频率成分上的特性。图8~11为供油压力4 MPa时4种工况的分段功率谱密度图。根据执行机构运行总时间长度，将其等分成4段，分别定义为：始段、中前段、中后段、终段。比较4种工况发现，负载压力越小振动能量值越大，说明小阻尼可引起大振幅振动。不同工况下，功率谱密度图均由突跳部分和平缓波动段组成，说明均有“跳跃现象”的存在。由于弹簧刚度软、硬特性交替，波动区覆盖面较大，尖峰数量较多，间隔大小不均，较难分辨，说明“跳跃现象”发生在不同的频率点上。同一工况下，不同分段中相同的频率点处有对应的谱峰存在，说明了摩擦自激振动现象的存在。

对于外周期力作用下的非线性系统，研究其内在的运动机理，可采用频闪采样法，该方法是实验物理学中闪烁采样法的推广。为避免复杂运动在相空间中轨迹的混乱不清，可以只限于观察隔一定间隔（称为采样周期）在相空间的代表点（称为采样点），这样原来在相空间的连续轨迹就被一系列离散点所代表^[14]。图12为供油压力4 MPa时4种工况的频闪采样图。由图12可知，每种工况都有一个极限环存在，说明摩擦极限环型振荡现象存在的普遍性。工况1的面积最大，工况2、3的次之，工况4的最小，说明极限环面积的大小由系统外加阻尼的大小来决定。工况1、2的轮廓边界由许多离散点构成，而工况3、4的轮廓边界比较清晰，这是因为工况1、

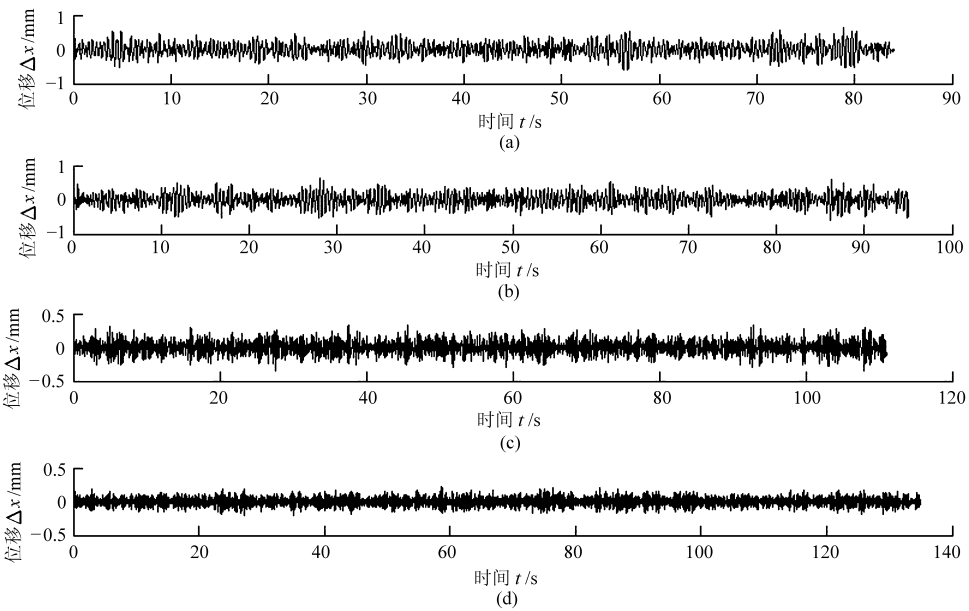


图 7 振动位移信号时域波形

Fig. 7 Waveforms of vibration displacement signals

(a) 负载压力 0 MPa (b) 负载压力 1 MPa (c) 负载压力 2 MPa (d) 负载压力 3 MPa

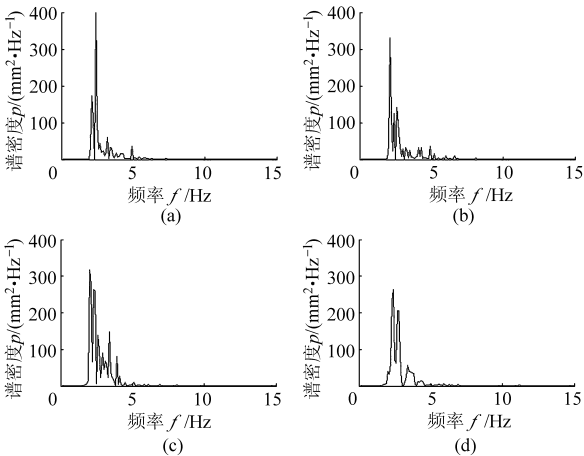


图 8 负载压力 0 MPa 时分段功率谱密度图

Fig. 8 Subsection power spectrums when load pressure is 0 MPa

(a) 始段 (b) 中前段 (c) 中后段 (d) 终段

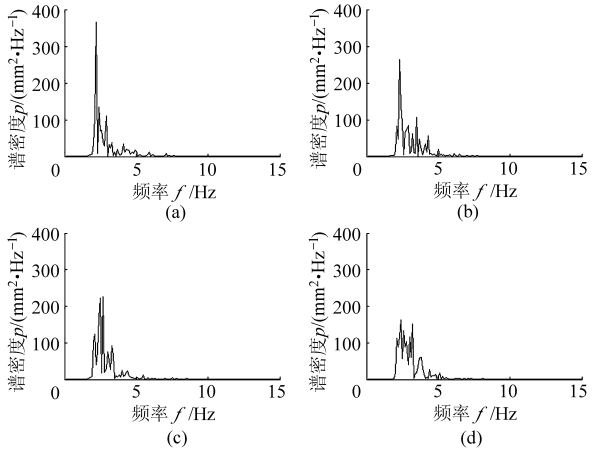


图 9 负载压力 1 MPa 时分段功率谱密度图

Fig. 9 Subsection power spectrums when load pressure is 1 MPa

(a) 始段 (b) 中前段 (c) 中后段 (d) 终段

2 所受外加阻尼较小,发生了较强的“跳跃现象”,而工况 3、4 所受外加阻尼较大,“跳跃现象”较弱。

为了验证上述所得结论的普遍性,采用与供油压力为 4 MPa 时相同的数据处理方法,分别对供油压力为 6 MPa 和 8 MPa 时的实验数据进行了进一步的分析研究。通过比较分析,不同供油压力下同样可以得到液压弹簧软、硬特性跳跃现象以及摩擦极限环型振荡现象存在的普遍性的结论。说明液压缸产生低速爬行现象的主要原因在于它受到了液压弹簧刚度非线性时变特性引起的跳跃现象、摩擦力非线性时变特性引起的极限环型振荡和小阻尼引起大振幅的多重作用。

5 抑制爬行现象的措施

由第 3 节分析可知,液压缸在产生爬行现象的过程中,存在一个临界速度 v_c ,其值与静、动摩擦阻力之差、是否处于摩擦力降落特性区域、有无能量的储存与释放及惯性等因素有关,且 v_{cmax} 越小越不易产生爬行。因此,通过控制相关参数,设法降低 v_c 的值,便可有效抑制爬行现象的产生^[15-16]。

5.1 降低静、动摩擦阻力差 ΔF

- (1) 选材时,除了考虑负载条件、化学条件等因素外,还要考虑缸体和活塞材料的摩擦特性。选用静、动摩擦因数差值小的材料制作缸体和活塞。
- (2) 加工时,确保良好的位置精度和形状精度,

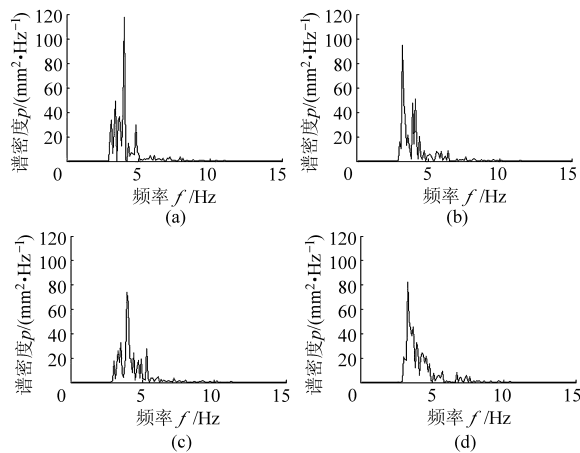


图 10 负载压力 2 MPa 时分段功率谱密度图

Fig. 10 Subsection power spectrums when load pressure is 2 MPa

(a) 始段 (b) 中前段 (c) 中后段 (d) 终段

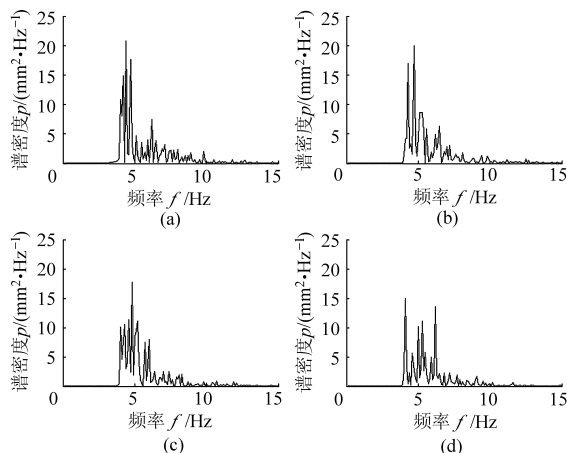


图 11 负载压力 3 MPa 时分段功率谱密度图

Fig. 11 Subsection power spectrums when load pressure is 3 MPa

(a) 始段 (b) 中前段 (c) 中后段 (d) 终段

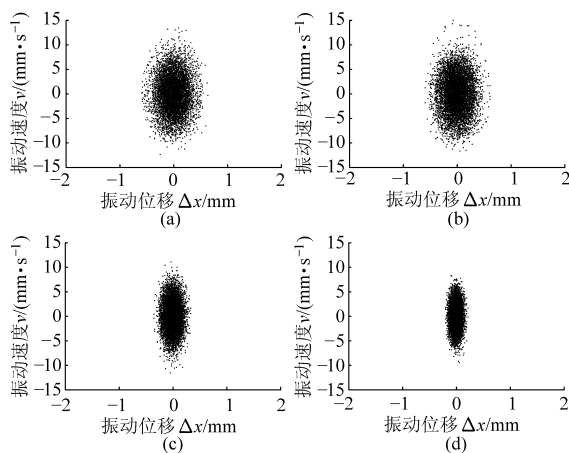


图 12 全程频闪采样图

Fig. 12 Diagrams of entire stroboscopic sampling

(a) 负载压力 0 MPa (b) 负载压力 1 MPa
(c) 负载压力 2 MPa (d) 负载压力 3 MPa

使缸筒内壁尽可能光滑,以降低内表面粗糙度。

(3) 装配时,摩擦面安装不当易造成液压缸错位,进而恶化摩擦效果。因此,应正确安装有关部件,减小摩擦副的装配误差。

(4) 选用性能优良的密封件及合理的密封结构,以使活塞启动摩擦力等于甚至低于动摩擦力,从而减小 ΔF 。

(5) 合理选择高强度润滑油,或在普通润滑油中添加某种添加剂,以提高润滑油的油膜强度。油膜强度越高越不易从接触面中被挤出,可使摩擦副之间保持良好的润滑状态,从而尽可能减小动、静摩擦力之差。

5.2 增加系统刚度 K

(1) 尽量减少传动环节,提高整个系统各传动件的刚度。

(2) 尽量选用油温特性好、体积弹性模量较大的液压油。

(3) 油液中混入的空气量对其刚度影响很大。空气比液压油的弹性大、可压缩性强,起着蓄能器作用,容易导致爬行现象的产生。所以要防止液压油中混入空气。系统应采取良好的密封,并合理设置吸、排油口位置。吸、排油口过高,空气容易进入系统内;吸、排油口过低,油箱中的污染物容易进入系统内。在油箱中设消泡网、管路中安装排气阀、缸筒上增设排气装置,以排除系统中的空气。

(4) 泄漏的存在也会引起液压弹簧刚度的变化,进而对低速稳定性造成影响。因此,提高液压缸的密封性能,减少泄漏量也是改善液压缸爬行现象的一个有效途径。

(5) 在有些液压系统中,液压缸与控制阀之间的管路较长,其容积大于液压缸的容积,如钢铁厂高炉液压系统就存在这种工况。而由表达式(7)可知,控制阀与液压缸之间管道内油液体积过大会降低液压弹簧刚度。因此,在满足系统要求的情况下,应尽量缩短管道长度,以提高液压弹簧刚度。

5.3 减小运动件质量 m

当正压力等于移动件重量,即 $N = mg$ 时,临界速度 v_c 可转换为

$$v_c = \frac{\Delta F}{2 \sqrt{\pi \xi K m}} = \frac{N \Delta f}{2 \sqrt{\pi \xi K m}} = \frac{g \Delta f \sqrt{m}}{2 \sqrt{\pi \xi K}} \quad (21)$$

设计和选用材料时,在满足使用刚度的前提下,要尽可能减小运动件质量。例如,活塞、推杆等可设计成中空。

5.4 提高阻尼比 ξ

在满足系统动态响应的前提下尽量增大系统的阻尼系数,以提高系统的阻尼比。如在系统中设置适当的阻尼装置,或选用粘度较大的液压油。

6 结论

以液压缸系统为研究对象,重点研究了爬行现象的产生机理及抑制方法。通过理论研究及实验分析,得到了如下结论:

(1) 液压缸在运动过程中,液压弹簧刚度随活塞位移的变化而变化,呈现出软、硬弹簧特性并发生振幅突然变化的“跳跃现象”,小阻尼可引起大振幅振动。软、硬弹簧特性的“跳跃现象”使系统响应稳定区域变的复杂,进而造成执行机构在工作过程中发生非线性振动及动态特性多变。因此在系统建模与动态特性研究时应该将液压弹簧刚度的非线性时变特性考虑在内,其对系统动态特征的影响不容忽

视。

(2) 摩擦力的作用随工作点在 Stribeck 曲线上所处区段不同而异。在液压缸低速运动时,其作用效果使系统阻尼减小,有可能使系统变成负阻尼系统,产生极限环型振荡。

(3) 液压缸低速运行产生爬行现象的主要原因是它受到液压弹簧刚度非线性时变特性引起的跳跃现象、摩擦力非线性时变特性引起的极限环型振荡和小阻尼引起大振幅的多重作用。

(4) 降低静、动摩擦阻力差,增加系统刚度,减小运动件质量,提高阻尼比,可以有效抑制爬行现象的产生。

参 考 文 献

- 黄民双,曾励,陶宝祺,等. 机床液压系统的爬行振动分析及试验研究[J]. 现代机械,1998(4):40-44.
- 高钦和. 进油路节流调速液压回路爬行现象的建模与仿真分析[J]. 机床与液压,2000(5):83-85.
Gao Qinhe. Modeling and simulation analysis of creeping phenomenon into the oil throttle speed regulation hydraulic circuit[J]. Machine Tool & Hydraulics,2000(5):83-85. (in Chinese)
- 任卫红. 摩擦自激引起的液压爬行现象分析[J]. 煤矿机械,2003(10):43-45.
Ren Weihong. Analysis creeping phenomenon of hydraulic by frictional self-excited vibration[J]. Coal Mine Machinery, 2003(10):43-45. (in Chinese)
- 金哲,柯坚,于兰英,等. 液压缸低速爬行动力学研究[J]. 机械设计,2006,23(2):39-42.
Jin Zhe, Ke Jian, Yu Lanying, et al. Study on low speed creeping dynamics of hydraulic cylinder[J]. Journal of Machine Design, 2006, 23(2):39-42. (in Chinese)
- Hayashi S. Nonlinear phenomena in hydraulic systems[C]// Proceedings of the Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, 2001, Hangzhou, China, 2001:28-32.
- Chen C T. Hybrid approach for dynamic model identification of an electro-hydraulic parallel platform[J]. Nonlinear Dynamics, 2012, 67(1):695-711.
- 王林鸿,吴波,杜润生,等. 液压缸运动的非线性动态特征[J]. 机械工程学报,2007,43(12):12-19.
Wang Linghong, Wu Bo, Du Runsheng, et al. Nonlinear dynamic characteristics of moving hydraulic cylinder[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(12):12-19. (in Chinese)
- 王春行. 液压控制系统[M]. 北京:机械工业出版社,2010.
- 叶小华,岑豫皖,赵韩,等. 基于液压弹簧刚度的阀控非对称缸建模仿真[J]. 中国机械工程,2011,22(1):23-27.
Ye Xiaohua, Cen Yuwan, Zhao Han, et al. Modeling and simulation of hydraulic spring stiffness-based asymmetrical cylinder controlled by valve[J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(1):23-27. (in Chinese)
- 温诗铸,黄平. 摩擦学原理[M]. 北京:清华大学出版社,2008.
- Armstrong-Hélouvy B, Dupont P, De Wit C C. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction[J]. Automatica, 1994, 30(7):1083-1138.
- 林荣川,郭隐彪,魏莎莎,等. 非线性耦合力作用下液压马达低速波动机理分析[J]. 农业机械学报,2011,42(6):213-218.
Lin Rongchuan, Guo Yinbiao, Wei Shasha, et al. Mechanism of low speed fluctuation for hydraulic motor based on nonlinear coupled force[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(6):213-218. (in Chinese)
- 姜万录,刘思远,张齐生. 液压故障的智能信息诊断与监测[M]. 北京:机械工业出版社,2013.
- 姜万录,张淑清,王益群. 混沌运动特征的数值试验分析[J]. 机械工程学报,2000,36(10):13-17.
Jiang Wanlu, Zhang Shuqing, Wang Yiqun. Numerical experimental analysis for chaotic motion characteristics[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(10):13-17. (in Chinese)
- 王龙,徐永宏,周庆年. 液压爬行现象及其控制[J]. 起重运输机械,2010(12):4-5.
Wang Long, Xu Yonghong, Zhou Qingnian. Hydraulic creeping phenomenon and its control[J]. Hoisting and Conveying Machinery, 2010(12):4-5. (in Chinese)
- 刘军营,李素玲,徐宁. 液压缸爬行分析与消除措施[J]. 液压与气动,2002(2):38-39.
Liu Junying, Li Suling, Xu Ning. Analysis and eliminating measure of hydraulic cylinder crawling[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2002(2):38-39. (in Chinese)

Creeping Mechanism and Suppression Methods of Hydraulic Cylinder under Nonlinear Time-varying Force

Zhu Yong¹ Jiang Wanlu¹ Wang Meng² Liu Zhiqiang²

(1. Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China

2. Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science, Ministry of Education, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: The aim of this research is to explore the mechanism and the suppression methods of creeping phenomenon in hydraulic cylinder system. The nonlinear time-varying laws and function mechanism of hydraulic spring stiffness and friction were revealed through theory analysis. Then, with the nonlinear dynamics methods, the measured dynamic data were thoroughly analyzed. The “jump phenomenon” caused by the nonlinear time-varying characteristic of hydraulic spring stiffness and the “limit cycle oscillation” caused by the nonlinear time-varying characteristic of friction were revealed. The combined effect of nonlinear hydraulic spring force and nonlinear friction is the main cause for the low-speed creeping of hydraulic cylinder. Moreover, the corresponding suppression measures were proposed to improve the low-speed transmission stability of hydraulic cylinder. The results indicate that the research can make the comprehensive analysis of dynamic characteristics of hydraulic cylinder system more realistic.

Key words: Hydraulic cylinder Low-speed creeping Mechanism analysis Suppression measures