

2D 阀控电液激振器偏置控制的特性分析

任燕, 阮健, 贾文昂

(浙江工业大学机械制造及自动化教育部重点实验室, 310014, 杭州)

摘要: 为对液缸活塞杆振动中心平衡位置偏置量的精确控制, 提出 2D 阀与电液数字阀并联机构的新方案. 在产生相同流量平均值的条件下, 将并联机构等效为正开口滑阀, 求解出振动中心的平衡位置, 然后将并联数字阀等效为恒定负载, 推导出偏置控制下振动波形的解析解. 在 5~200 Hz 范围内进行振动疲劳试验, 试验结果表明: 当 2D 阀开口一定时, 并联数字阀开口与活塞杆振动中心平衡位置点成线性关系, 但偏置量不会大于最大振幅, 振动波形类似正弦波; 当并联数字阀开口一定时, 随 2D 阀开口面积系数的增大, 偏置的平衡位置点减小, 振动的最大位置点呈先减小再增大的规律; 当振动频率为 200 Hz、并联数字阀开口面积占最大并联阀开口面积的 25% 时, 振动的最大位置点在 2D 阀开口面积的 20% 处最小. 这一并联机构不仅能提高频响, 保证电液激振器工作频率和激振幅值的分别控制, 而且能够实现偏载量的独立、精确控制.

关键词: 2D 阀; 偏置控制; 振动波形

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)09-0082-05

Bias Control Strategy for Electro-Hydraulic Vibration Exciter with Two-Dimensional Valve

REN Yan, RUAN Jian, JIA Wen'ang

(MOE Key Laboratory of Mechanical Manufacture and Automation, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: To precisely control the bias position of an electro-hydraulic vibration exciter, a scheme of a digital servo valve connected in parallel with a two-dimensional valve (2D valve) is proposed and investigated. The mathematical model of the electro-hydraulic vibration exciter is constructed, a vibration central position is analytically derived by assuming that the paralleled valves are equivalent to a single slide valve with neutral positive opening and identical time-average flow rate. Then the analytic solutions to excited waveforms superimposed on the bias position are further obtained. The experimental system is established to verify the theoretical analysis in the range of 5-200 Hz. The results reveal that when the opening area of 2D valve is constant, the bias position follows a linear relation with the throttling areas of the parallel valve, but there is a virtual limitation on the maximum position. The excited waveform is close to the sinusoidal waveform. In the same opening area of the parallel valve, the bias position is reduced as the area coefficient of 2D valve increases. In this process, maximum position of vibration goes up after a sharp reduction. When the frequency is 200 Hz and throttling area of parallel valve is 25%, the maximum bias position gets the minimum at 20% of the throttling area of 2D valve. The proposed scheme ensures not only the frequency and the amplitude to be controlled independently but also the bias position to be adjusted precisely.

Keywords: two-dimensional valve; bias control; excited waveform

符 号 表

C_d	流量系数	a_v	阀口面积系数	$y_{\max}$	最大振动幅值, m
ρ	油液密度, kg/m^3	B_c	阻尼系数, $\text{N} \cdot \text{s/m}$	y_{mm}	2D 阀控制振动幅值, m
p_s	系统压力, Pa	K_L	弹簧刚度, N/m	y_r, y_l	振动最大、最小位置点, m
p_L	两腔压力差, Pa	A_o	并联数字阀阀口面积, m^2	y_a, y_b	某时刻活塞处于液压缸左、右两腔的位置点, m
Q_L	2D 阀负载流量, m^3/s	A_v	2D 阀阀口面积, m^2	y_p	并联数字阀阀芯位移, m
Q_{zi}	正开口阀阀口流量, m^3/s ($i=1, 2, 3, 4$)	A_{zi}	等效的 2D 阀阀口面积, m^2 ($i=1, 2, 3, 4$)	y_d	2D 阀阀芯位移, m
A_p	活塞有效面积, m^2	y	活塞杆位移, m	ω	阀芯旋转角频率, rad/s
E_h	有效体积弹性模量, MPa	y_m	振动中心平衡位置点, m	T	振动周期, s
V_t	油腔总容积, L				

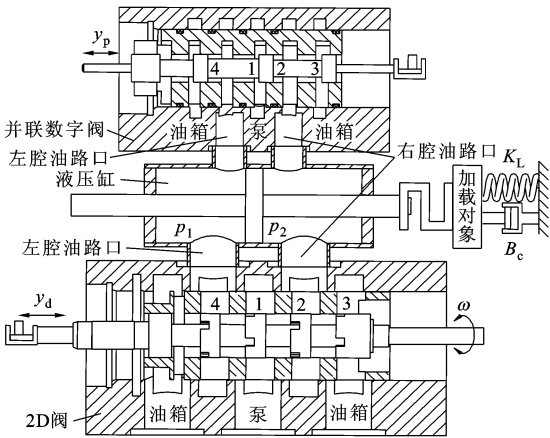
20 世纪 70 年代, Fisher 等人^[1]发表了关于振动控制理论的论文,并在多轴振动台上进行了振动试验.美国宾州州立大学的 Shearer^[2]在 80 年代提出了一种位置反馈系统,在微机中进行了数字模拟.北京工业大学设计了一种双闭环控制系统,内环采用模拟控制器,外环采用基于数字信号处理器的数字控制器,通过调节液压伺服动作器使之在一定频率范围内随输入信号^[3]的变化而变化.哈尔滨工业大学将学习控制和神经网络方法相结合,并应用于液压转台中框偏载干扰的抑制^[4].

为提高电液激振器的工作频率,本文采用 2D 阀作为主要控制元件,提出了一种 2D 阀与电液数字阀的并联机构,用于液压缸活塞杆的偏置控制.考虑到流量与压力之间的非线性关系,建立了偏置控制下 2D 阀控电液激振器的数学模型,推导出振动中心平衡位置以及偏置控制下振动波形的解析解,通过振动试验,分析并联数字阀与偏置平衡位置的关系以及偏置控制下 2D 阀阀口系数对振动幅值的影响,为电液激振器偏置控制的设计提供了参考.

1 工作原理

如图 1 所示,2D 阀与电液数字阀并联,共同作用于对称液压缸,来驱动液压缸活塞在某一平衡位置作周期性往复运动.2D 阀具有径向旋转和轴向滑动的双自由度,阀芯台肩周向均匀开设沟槽,相邻台肩开设的沟槽相互错位,与阀套上的窗口相互配合,其阀口面积呈三角波周期变化规律.

2D 阀阀口面积变化的幅值由阀芯的轴向位移决定,改变阀芯的轴向位移,振动幅值也会发生相应改变.与 2D 阀并联的电液数字阀为零开口的四边滑阀,当滑阀的 1、3 阀口打开并联伺服阀阀口一定、同时被 2D 阀的 1、3 阀口打开时,液压缸左腔进油,



1~4: 并联数字阀和 2D 阀阀口; P_1 : 左腔压力; P_2 : 右腔压力
图 1 2D 阀控电液激振器偏置的控制原理

右腔回油,不仅驱动活塞杆向右运动,而且使活塞杆处于右腔的偏置位置,因此弹簧一直处于压缩状态,阻碍了活塞杆运动.当 2D 阀阀芯旋转某一角度,打开 2、4 阀口时,液压缸右腔进油,左腔回油,活塞杆向左运动,弹簧的回复力与活塞运动相同,成为超越负载.当并联的数字阀 2、4 阀口打开并联伺服阀阀口一定时,使活塞杆的振动中心产生处于左腔的偏置位置,同时 2D 阀阀口被打开,活塞杆以偏置位置为平衡位置做往返运动,其工作原理与并联数字阀 1、3 阀口打开的工况相同.可见,通过调整并联数字阀阀芯位移方向以及阀口面积的大小,可控制活塞杆振动的平衡位置.

2 数学模型

2.1 偏置位置的求解

2D 阀控电液激振器通过 2D 阀阀口流入液压缸的流量呈周期性变化,但流量的平均值为固定值,

其大小取决于 2D 阀阀口面积的幅值. 在产生相同流量平均值的条件下, 假设 2D 阀等效为 1 个正开口滑阀, 负载流量对液压缸活塞杆的作用相同, 将变化的 2D 阀阀口面积等效为正开口滑阀的开口面积. 假设并联数字阀对液压缸活塞杆的作用为恒定负载, 相当于在正开口滑阀阀口再开 1 个固定开口, 并联数字阀在 1、3 阀口的开度一定, 产生正偏置, 使活塞振动的平衡位置处于液压缸右腔. 并联数字阀在 2、4 阀口的开度一定, 产生负偏置, 使活塞振动的平衡位置处于液压缸的左腔. 将 2D 阀与并联数字阀的结构简化为 1 个有固定开口的正开口滑阀, 在原机构并联数字阀打开固定开口的条件下, 可得到液压缸活塞振动的平衡位置, 如图 2 所示.

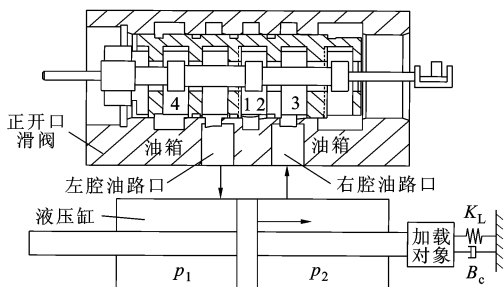


图2 求解偏置位置的等效机构

2D 阀阀口面积呈三角波变化^[5], 其幅值取决于阀口面积

$$A_v = \begin{cases} \frac{a_v t}{T}, & t \in [0, \frac{T}{4}) \\ \frac{a_v}{2} - \frac{a_v t}{T}, & t \in [\frac{T}{4}, \frac{T}{2}) \\ \frac{a_v}{2} - \frac{a_v t}{T}, & t \in [\frac{T}{2}, \frac{3T}{4}) \\ -a_v + \frac{a_v t}{T}, & t \in [\frac{3T}{4}, T] \end{cases} \quad (1)$$

通过 2D 阀流入液压缸的流量^[5]

$$Q_L = \left(A_p + \frac{V_t K_L}{4E_h A_p} \right) \frac{dy}{dt} \quad (2)$$

液压缸流量的平均值

$$\bar{Q}_L = \frac{2}{T} \int Q_L = \frac{2}{T} \left(A_p + \frac{V_t K_L}{4E_h A_p} \right) \int \frac{dy}{dt} = \frac{4y_{mm}}{T} \left(A_p + \frac{V_t K_L}{4E_h A_p} \right) \quad (3)$$

2D 阀节流窗口的平均流量

$$\bar{Q}_L = C_d A_z (p_s / \rho)^{1/2} \quad (4)$$

由式(3)和式(4)得到在相同平均流量下, 等效的正开口阀^[5]的阀口面积

$$\left. \begin{aligned} A_z &= \frac{4y_{mm} f (A_p + (V_t K_L / 4E_h A_p)) \rho^{1/2}}{C_d p_s^{1/2}} \\ C &= C_d / \left[\rho^{1/2} (A_p + \frac{V_t K_L}{4E_h A_p}) \right] \\ y_{mm} &= \frac{A_p}{K_L} \left\{ p_s^2 - \left[p_s - \left(\frac{a_v C K_L}{128 A_p f} \right)^2 \right]^2 \right\}^{1/2} \leq \\ y_{max} &= \frac{A_p p_s}{K_L} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: C 为一常数^[5]; y_{mm} 随 2D 阀阀口面积系数增大而增大, 随激振频率 f 的减小而减小. 由式(5)可知, A_z 与 f 、 a_v 相关. 由于 2D 阀控下液压缸活塞杆振动的振幅与激振频率几乎成反比关系, 所以将 f 代入式(5)后可知, A_z 受影响较小, 其主要取决于 2D 阀阀口面积系数. 在某一激振频率下, 当 y_{mm} 取得最大值时, a_v 取得最大值, 相应的 A_{vm} 和 A_{zm} 也取得了最大值. 因此, 得到 A_{zm} 与 A_{vm} 近似为线性关系, 如图 3 所示.

通过等效正开口阀的 4 个阀口流量为

$$Q_{z1} = C_d (A_{z1} + A_o) \left[\frac{p_s - p_L}{\rho} \right]^{1/2} \quad (6)$$

$$Q_{z2} = C_d A_{z2} \left[\frac{p_s + p_L}{\rho} \right]^{1/2} \quad (7)$$

$$Q_{z3} = C_d (A_{z3} + A_o) \left[\frac{p_s - p_L}{\rho} \right]^{1/2} \quad (8)$$

$$Q_{z4} = C_d A_{z4} \left[\frac{p_s + p_L}{\rho} \right]^{1/2} \quad (9)$$

当 $Q_{z1} - Q_{z4} = 0$ 时, 得到

$$C_d (A_{z1} + A_o) \left[\frac{p_s - p_L}{\rho} \right]^{1/2} = C_d A_{z4} \left[\frac{p_s + p_L}{\rho} \right]^{1/2} \quad (10)$$

其中

$$\begin{aligned} A_z &= A_{z1} = A_{z2} = A_{z3} = A_{z4} \\ p_L &= \frac{p_s [(A_z + A_o)^2 - A_z^2]}{(A_z + A_o)^2 + A_z^2} \end{aligned} \quad (11)$$

由式(11)推导出正偏置平衡位置点

$$\begin{aligned} y_m &= \frac{A_p}{K_L} p_L = \\ \frac{p_s A_p [(A_z + A_o)^2 - A_z^2]}{K_L ((A_z + A_o)^2 + A_z^2)} &\leq \frac{A_p p_s}{K_L} \end{aligned} \quad (12)$$

负偏置平衡位置点

$$\begin{aligned} -y_m &= -\frac{A_p}{K_L} p_L = \\ -\frac{p_s A_p [(A_z + A_o)^2 - A_z^2]}{K_L [(A_z + A_o)^2 + A_z^2]} &\geq -\frac{A_p p_s}{K_L} \end{aligned} \quad (13)$$

由式(12)和式(13)可知, 在正开口阀的阀口开度一定时, y_m 与 A_o 近似为线性关系, 即随着并联数

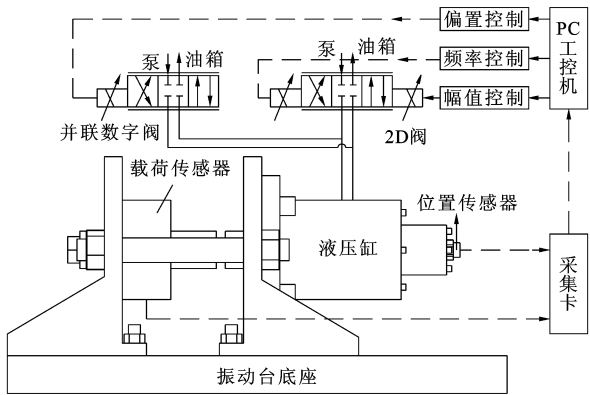


图 4 2D 阀控电液激振器偏置控制原理图

表 1 2D 阀控电液振动台的基本参数

2D 阀阀芯半径/mm	8
并联数字阀阀芯半径/mm	5
2D 阀阀芯轴向开度/mm	2.4
并联数字阀阀芯轴向开度/mm	0.5
2D 阀阀芯沟槽数	4
液压缸长度/mm	30
液压缸直径/mm	50
液压缸活塞杆直径/mm	32
系统压力/MPa	21
最大工作频率/Hz	200
静态活塞最大位移/mm	0.3
静态最大载荷/kN	300

在低频情况下,由 2D 阀控电液激振器偏置控制的活塞杆实际振动波形如图 5 所示.由图可见,试验与解析波形基本吻合,由于低频条件下振动疲劳试验的加载方式主要为弹性负载^[6],因此振动波形表现为波形上升与下降的斜率不对称的偏斜的类正弦波.

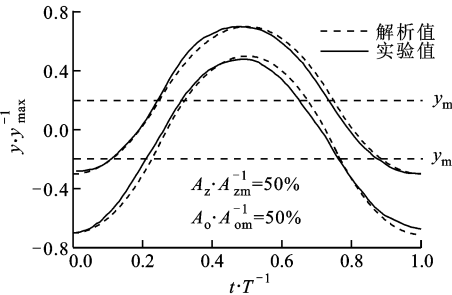


图 5 并联机构控制下的活塞杆振动波形

偏置平衡位置与并联数字阀阀口面积关系如图 6 所示,当 2D 阀阀开口一定时,两者成线性关系,试验与理论分析结果一致.当并联数字阀产生正偏置时(产生负偏置的情况亦然),随着并联数字阀阀开口的增大,试验值比理论分析值小.振动最大幅值与 2D 阀阀口面积系数的关系如图 7 所示,当振动频率为 200 Hz 时,随着并联数字阀阀口系数的增大,振

动的最大幅值也比理论值小一些.这是由于活塞杆振动的中心平衡位置点或者振动的最大位置点趋近振动的最大幅值时,振动波形会趋于饱和,虽然 2D 阀和并联数字阀阀口打开,但是通过阀口的流量受到压力饱和的影响会减小,从而导致偏置的平衡位置点减小,使振动的最大幅值也减小.

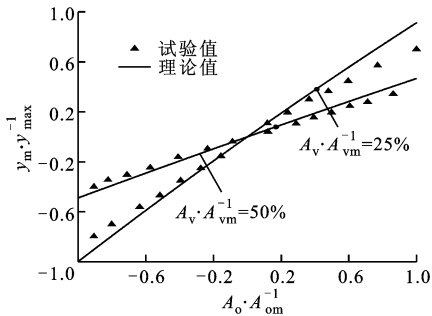


图 6 活塞杆振动偏置位置点与并联数字阀阀口面积的关系

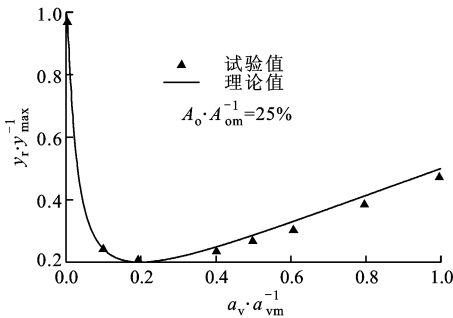


图 7 活塞杆振动最大位置点与 2D 阀阀口面积系数的关系

4 结 论

(1)本文在 2D 阀控电液激振器的基础上并联 1 个数字阀,通过 2D 阀阀芯的旋转运动和轴向滑动位移,来分别控制液压缸活塞杆振动的频率和幅值,通过调节并联数字阀阀芯轴向滑动的方向和阀口面积,实现了振动中心平衡位置的偏置控制.

(2)当 2D 阀阀开口一定时,并联数字阀阀口面积与活塞杆振动中心平衡位置点成线性关系,但平衡位置点不会超过振动的最大幅值.当并联数字阀阀口一定时,随 2D 阀阀口面积系数的增大,数字阀偏置作用减小,偏置的平衡位置也随之减小.

(3)振动的最大位置点主要取决于活塞杆振动的偏置平衡位置点和振幅的大小,当 2D 阀阀口面积系数较小时,振动的最大幅值主要受并联数字阀的影响,偏置的平衡位置点较大.当振动频率为 200 Hz 时,活塞杆振动的最大位置点在并联数字阀的开口面积占最大并联数字阀阀口面积的 25%,在 2D 阀阀口面积为 20% 时,振动的位置点最小.

参考文献:

[1] FISHER D K, POSEHN M R. Digital control system for a multiple-actuator shaker[C]// Shock and Vibration Bulletin. Albuquerque, New Mexico, USA: Shock and Vibration Information Center, 1977: 197-207.

[2] SHEARER J L. Digital simulation of a coulomb-damped hydraulic servosystem [J]. ASMA Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 1983, 105 (4): 166-173.

[3] 于建均, 陈千平, 孙亮, 等. 基于双闭环的液压伺服系统控制 [J]. 北京工业大学学报, 2007, 33(3): 261-264. YU Jianjun, CHEN Qianping, SUN Liang, et al. Control of hydraulic servo system based on double close-loop controller [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2007, 33(3): 261-264.

[4] 战兴群, 翟传润, 赵克定, 等. 基于神经网络学习控制的液压转台偏载干扰的抑制 [J]. 中国惯性技术学报, 1998, 6(4): 109-112.

ZHAN Xinqun, ZHAI Chuanrun, ZHAO Keding, et al. Suppression of inclined load on hydraulic simulator based on neural networks learning control [J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 1998, 6(4): 109-112.

[5] 任燕, 阮健. 典型波形作用下电液激振器输出波形研究 [J]. 中国机械工程, 2009, 20(24): 2963-2968. REN Yan, RUAN Jian. Study on output waveforms of an electro-hydraulic vibration exciter under actions of typical waveforms [J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(24): 2963-2968.

[6] RUAN J, BURTON R T. An electrohydraulic vibration exciter using a two-dimensional valve [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2009, 223(2): 135-147.

(编辑 管咏梅)