

机械反馈式伺服阀流量测试动态缸参数选用分析

陆亮¹, 丁建军², 云霞², 梁中栋¹, 渠立鹏², 李梦如¹

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 上海衡拓液压控制技术有限公司, 上海 201612)

摘要: 相比电反馈伺服阀动态特性可直接通过阀芯位移响应测试获得, 机械反馈式流量伺服阀的动态特性, 通常需利用动态缸作为流量传感器间接测量获得。测试结果受动态缸泄漏、阻尼、质量惯性等固有非理想化因素的影响, 通常无法准确表达伺服阀本身的性能指标。基于一套实际阀控缸系统, 建立 Matlab-Simulink 仿真模型, 解析获得的频带宽结果相比实测结果误差小于 0.5%, 由此建立了可准确表达阀与缸性能特性的仿真模型。在此基础上, 理论给出了伺服阀本身的频率特性指标, 即无泄漏无阻尼及无限刚度动态缸条件下的系统频率特性。以此为依据, 分析了实际动态缸活塞质量、活塞粘性阻尼以及泄漏变化情况下, 阀控缸系统频率特性偏离理想条件的变化规律。

关键词: 液压传动; 动态缸; 机械反馈式伺服阀; 流量测试; 动态特性

中图分类号: TH137

文献标志码: A

Analysis and Selection of Dynamic Cylinder Parameters for Mechanical Feedback Servo Valve Flow Test

LU Liang¹, DING Jianjun², YUN Xia², LIANG Zhongdong¹, QU Lipeng², LI Mengru¹

(1. College of Mechanical and Energy Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Hunter Hydraulic Control Technology Co., Ltd., Shanghai 201612, China)

Abstract: The dynamic characteristics of the electric feedback servo valve can be obtained directly through the spool displacement response test. But the dynamic characteristics of the mechanical feedback flow servo valve are usually measured indirectly by using the dynamic cylinder as a flow sensor. The test results are affected by inherent non-idealized factors such as dynamic

cylinder leakage, damping, and mass inertia, and usually cannot accurately express the performance indicators of the servo valve. Based on a set of actual valve-controlled cylinder system, a Matlab-Simulink simulation model is established. The error of the analytically obtained frequency bandwidth is less than 0.5% compared with the measured results. Thus, the simulation model can accurately express the performance characteristics of valves and cylinders. The frequency characteristic of the system under the condition of dynamic cylinder without piston mass, viscous damping and leakage is theoretically analyzed. Under the change of the piston mass, viscous damping and leakage, the variation law of the frequency characteristics of the valve-controlled cylinder system is analyzed.

Keywords: hydraulic transmission; dynamic cylinder; mechanical feedback servo valve; flow test; dynamic characteristics

现代控制应用对液压系统控制精度和响应速度的要求越来越高, 以高精度、快响应的电液伺服阀作为控制元件的电液伺服系统, 已经越来越多地应用于航空航天、国防、海洋船舶等高精控制领域^[1]。作为电液伺服系统中电-液信号转换和功率放大的核心部件, 电液伺服阀的动态性能直接影响控制系统的精度、响应速度和稳定性^[2]。与其他液压元件相比, 对电液伺服阀的性能要求更加严格, 需要规范的动静态性能指标评判方法和试验检测。由于伺服阀动态响应高, 现有的流量计难以准确测试其动态性能。伺服阀测试试验中, 常利用动态缸作为传感器, 通过测量活塞运动来间接测量伺服阀输出

收稿日期: 2022-10-12

基金项目: 国家重点研发计划课题(2019YFB2005102); 国家自然科学基金(52075387); 上海市自然科学基金(22ZR1464400); 流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金(GZKF-201907)。

第一作者: 陆亮, 副教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为电液伺服与智能控制/建设机器人。

E-mail: luliang829@tongji.edu.cn

通信作者: 丁建军, 高级工程师, 工学硕士, 主要研究方向为液压伺服控制系统、伺服控制器/测试仪以及电反馈伺服阀。E-mail: djjun@htservo.com.cn



论文
拓展
介绍

流量^[3],用整个阀控缸系统的动态性能近似替代伺服阀动态性能。为保证测试结果准确,测试用动态缸自身必须具有足够的测试频率范围,且对伺服阀干扰较小。

目前,对动态缸的研究主要集中在低惯量、低摩擦、无泄漏、适应高频振动等方面。德国 HANCHEN 公司、日本三菱公司等国外企业已经研制出具有圆锥静压密封轴承或间隙密封等的高性能特型动态缸,但其加工精度要求高,设计未标准化,实际选型时仍受许多限制。实际伺服阀测试过程中,选用的动态缸性能有所差异,则所得的测试结果也各有不同^[4]。当前各品牌伺服阀测试条件各不相同,特别是国内外品牌之间,测试用动态缸差异很大,难以形成统一标准。高性能动态缸本身各品牌间参数标准也各不相同,相同频率范围的产品,实际性能也可能存在较大差异。这严重影响了伺服阀动态性能测量的准确性。

机械反馈射流管伺服阀已有很多完备的流量控制数学模型^[5-6],流量测试用双作用液压缸控制原理及数学模型也较为明确^[7-8],也有一些基于阀控缸系统的伺服阀控制性能研究^[9-10]。但针对伺服阀动态流量测试,将动态缸作为传感器,应用阀控缸数学模型研究缸本身特性对阀流量测试结果影响的研究鲜见。本文搭建射流管伺服阀流量测试系统,并在各元件现有数学模型的基础上,建立流量测试系统的数学模型。利用 Matlab 软件的 Simulink 工具箱,建立射流管伺服阀流量测试系统的仿真模型。代入理想动态缸参数,仿真获得理想条件下的测试结果。在一定范围内分别单独调节动态缸质量、粘性阻尼系数和泄漏系数,分析随参数变化阀控缸系统频率特性偏离理想测试结果的变化规律。

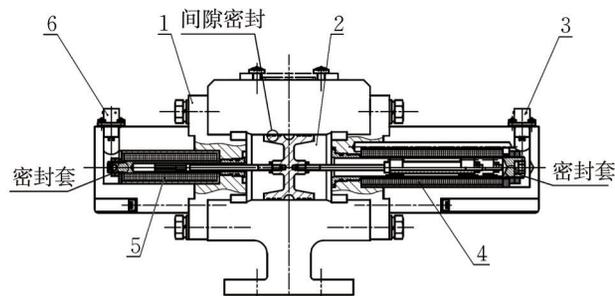
1 机械反馈式伺服阀动态流量测试

1.1 动态缸

动态缸是一种低摩擦、低泄漏、小惯量和高固有频率(固有频率可达 3 000 Hz 以上)的伺服油缸。在伺服阀动态特性测试中,动态缸作为检测伺服阀输出动态流量的检测元件,将输出流量转换为活塞的直线移动速度,然后用速度传感器来检测。

图 1 所示为选用的动态缸结构简图。该型液压缸活塞与缸体间为间隙密封,活塞杆两端利用密封套密封,运动中所受粘性阻尼很小,高压下密封可靠,几乎无内外泄漏。伺服阀动态输出流量可等效

转换为动态缸活塞运动速度,速度传感器和位移传感器获取活塞杆速度和位移信号,通过电插座输出相应电信号,方便进行后续分析处理。



1—缸体;2—活塞;3、6—电插座;4—速度传感器;5—位移传感器

图1 动态缸结构简图

Fig. 1 Structure of dynamic cylinder

1.2 动态流量测试系统

机械反馈式伺服阀动态流量测试系统如图 2 所示。该系统主要由被测射流管伺服阀、动态缸、动态测试仪、频率特性分析仪(软件)等组件构成。频率特性分析仪一方面生成正弦扫频信号,另一方面采集动态缸速度信号。其输出的正弦扫频电压信号,经过伺服放大器在伺服阀线圈中产生输入电流信号。若输入电流信号过小,伺服阀分辨率不足时,示波器返回波形可能发生畸变;若输入电流信号过大,高频时伺服阀射流先导级可能出现流量饱和现象^[11],因此输入电流峰值设定为 50 % 额定电流。解调电路输出直流电压信号,作为位移传感器的激励源。动态缸位移信号用作反馈信号,使伺服阀和动态缸构成低增益位置闭环,保证动态扫频过程中活塞不撞缸。

流量测试中,系统通过集成泵站供油,测试仪器与泵站隔离。被测阀共有 P、A、B、R 四个油口,其中 P 口为进油口,R 口为回油口,A、B 口连接动态缸。由于测试过程中会产生一定的振动,故试验台架安装有减振设备,以抵消整个试验台架的振动。频率特性分析仪外接计算机,对测试数据进行进一步的拟合和处理。

2 测试系统数学模型

射流管伺服阀与动态缸构成的阀控缸系统如图 3 所示。图中 i_c 为线圈内差动电流, A; θ 为衔铁转角, rad; r 为反馈弹簧杆-射流管组件力臂长度, m; r_0 为射流管长, m; x_v 为功率级滑阀位移, m; A_v 为滑阀阀芯面积, m^2 ; x_p 为活塞位移, m; A_p 为活塞有效面积,

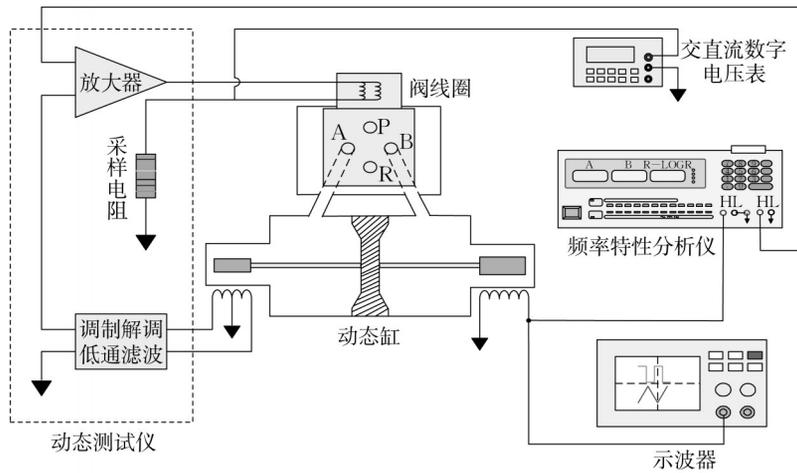


图2 动态流量测试系统

Fig. 2 Dynamic flow rate test system

m^2 ; B_p 为活塞粘性阻尼系数, $N \cdot s \cdot m^{-1}$; p_s 为伺服阀供油压力, Pa; p_0 为伺服阀回油压力, Pa。建立系统整

体数学模型,并针对测试系统工作的低频段,对部分非线性环节局部线性化,简化计算。

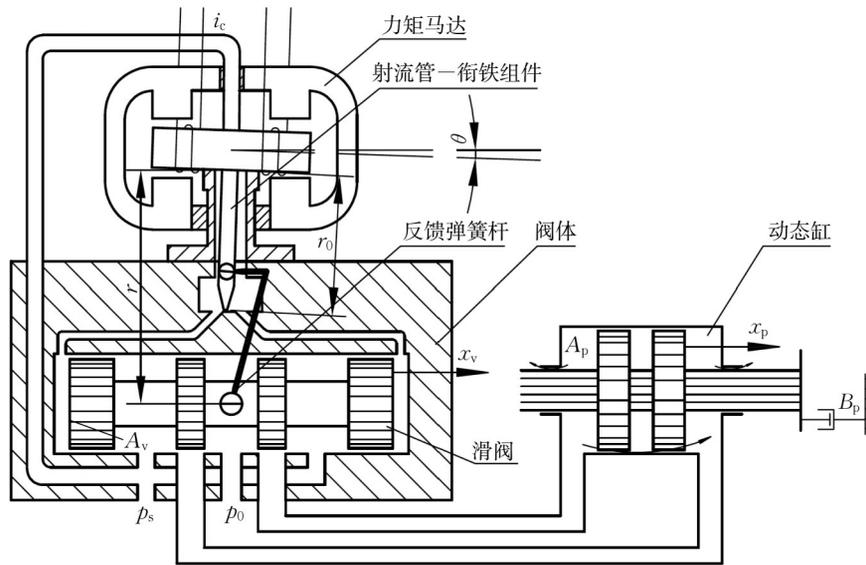


图3 射流管伺服阀与动态缸系统

Fig. 3 Schematic diagram of jet pipe servo valve and dynamic cylinder

2.1 力矩马达模型

由于系统输入为电流信号,则力矩马达线圈的电压基本方程可不考虑。作用在衔铁上的总电磁力矩为

$$T_d = K_t i_c + K_m \theta \quad (1)$$

式中: K_t 为力矩常数, $N \cdot m \cdot A^{-1}$; K_m 为磁弹性常数, $N \cdot m \cdot rad^{-1}$; T_d 为衔铁上的总电磁力矩, $N \cdot m$ 。

2.2 射流管-衔铁组件模型

衔铁组件运动方程:

$$T_d = J_a \frac{d^2 \theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} + K_a \theta + T_L \quad (2)$$

式中: J_a 为衔铁组件转动惯量, $kg \cdot m^2$; B_a 为衔铁组件粘性阻尼系数, $kg \cdot m^2 \cdot s^{-1}$; K_a 为转轴扭转弹性常数, $N \cdot m \cdot rad^{-1}$; T_L 为负载力矩,即射流管驱动力矩, $N \cdot m$ 。

在稳态工作点附近,射流管所受驱动力矩与反馈杆反馈力矩和液流力矩平衡。其中液流力矩占比很小,在计算中通常可以忽略,此时射流管所受驱动力矩为

$$T_L = r^2 K_t \theta + r K_t x_v \quad (3)$$

式中: K_t 为反馈弹簧杆-射流管组件刚度, $N \cdot m^{-1}$ 。

在稳态工作点附近,射流管放大器输出流量和

输出压力间的非线性因素可以忽略^[12],此时射流管流量-压力方程为

$$Q_L = K_{qj}x_j - K_{cj}p_L \quad (4)$$

式中: Q_L 为射流管输出流量, $m^3 \cdot s^{-1}$; K_{qj} 为射流管流量增益系数, $m^2 \cdot s^{-1}$; x_j 为射流管偏转位移,m; K_{cj} 为射流管流量-压力系数, $m^3 \cdot s^{-1} \cdot Pa^{-1}$; p_L 为射流管输出压力,Pa。

$$x_j = r_0 \sin \theta = r_0 \theta \quad (5)$$

将式(5)代入式(4)得:

$$Q_L = K_{qj}r_0\theta - K_{cj}p_L \quad (6)$$

2.3 功率级滑阀模型

射流管前置级输出压力驱动功率级滑阀运动,忽略油液可压缩性,前置级输出流量可用滑阀阀芯位移表示为

$$Q_L = A_v \frac{dx_v}{dt} \quad (7)$$

假设功率级滑阀为理想零开口四边滑阀, $p_0 \approx 0$ 。忽略瞬态液动力和负载流量液动力所产生的阻尼,滑阀两侧压力克服阀芯惯性力和阻尼力、反馈杆反馈力、稳态液动力,驱动阀芯运动。滑阀阀芯的运动方程为

$$A_v p_L = M_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_v \frac{dx_v}{dt} + r\theta K_f + K_f x_v + 2C_d C_v \omega \cos \theta p_s x_v \quad (8)$$

式中: M_v 为滑阀阀芯质量,kg; B_v 为滑阀阀芯粘性阻尼系数, $N \cdot s \cdot m^{-1}$; C_d 为流量系数; C_v 为速度系数; ω 为节流窗口面积梯度,m。

对于理想零开口四边滑阀, $C_d = 0.61$, $C_v = 0.98$, $\theta = 69^\circ$,代入式(8)可得:

$$A_v p_L = M_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_v \frac{dx_v}{dt} + r\theta K_f + K_f x_v + 0.43\omega p_s x_v \quad (9)$$

在稳态工作点附近, Q'_L 、 x_v 及 p'_L 均为微小量,则

功率级滑阀流量方程为

$$Q'_L = K_{qv}x_v - K_{cv}p'_L \quad (10)$$

式中: Q'_L 为滑阀负载流量, $m^3 \cdot s^{-1}$; K_{qv} 为滑阀流量增益, $m^2 \cdot s^{-1}$; K_{cv} 为滑阀流量-压力系数, $m^3 \cdot s^{-1} \cdot Pa^{-1}$; p'_L 为滑阀负载压力,Pa。

2.4 测试动态缸模型

功率级滑阀输出压力远大于射流管前置级输出压力,因此负载中油液的可压缩性不可忽略。动态缸连续性方程:

$$Q'_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp'_L}{dt} + C_t p'_L \quad (11)$$

式中: V_t 为动态缸总容积, m^3 ; β_e 为油液体弹性模量,Pa; C_t 为总泄漏系数, $m^3 \cdot s^{-1} \cdot Pa^{-1}$ 。

流量测试时,动态缸几乎空载工作。则其力平衡方程为

$$A_p p'_L = m \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} \quad (12)$$

式中: m 为活塞质量,kg。

3 流量测试试验及仿真

对某款射流管伺服阀,利用测试系统进行流量测试,并将参数代入数学模型仿真。对比频带宽测试和仿真结果,验证数学模型在低频段的合理性。

3.1 流量测试

在21 MPa额定压力下进行测试,所用液压油为12号航空液压油,测试流量25~250 L·min⁻¹。根据图2原理搭建的测试系统实物如图4所示。

将频率特性分析仪采集的速度传感器信号导入计算机,获得频率特性曲线,如图5所示。两图中叉号标示点为测试结果,图5a横坐标为频率,纵坐标为幅值,表示幅频特性,对测试结果做线性插值可得幅值下降3 dB时的频率即幅频宽约91.67 Hz。图5b



图4 测试系统实物图

Fig. 4 Physical diagram of test system

横坐标为频率,纵坐标为相位,表示相频特性,对测试结果做线性插值得相角偏移 90°时的频率即相

频宽约 94.67 Hz。被测射流管伺服阀频宽取两者较小值,约为 91.67 Hz。

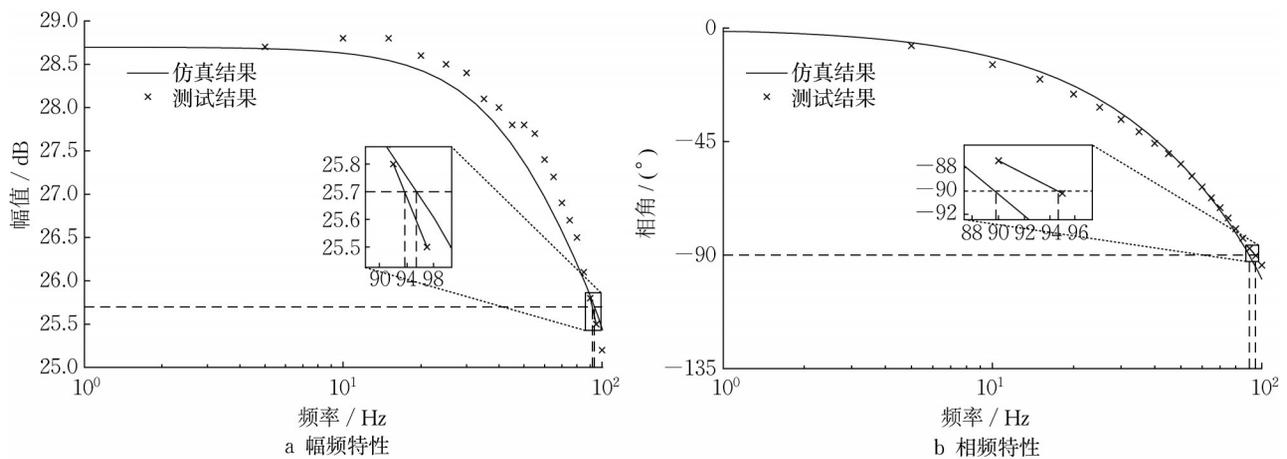


图 5 频率特性测试与仿真结果

Fig. 5 Experimental and simulated frequency characteristics

3.2 模型仿真

对式(1)—(3)、式(6)—(7)、式(9)—(12)作拉普拉斯变换,并联立化简,可得测试系统仿真模型,仿真模型参数如表 1 所示。其中综合刚度 $K_{mf} = K_a + r^2 K_f - K_m$ 。

表 1 仿真模型参数

Tab. 1 Standard operating parameters of valve

参数	取值	单位	参数	取值	单位
J_a	5.5×10^{-7}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	B_a	0.03	$\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
K_f	0.9	$\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{A}^{-1}$	K_{mf}	12	$\text{N} \cdot \text{m}$
r_0	25	mm	K_f	2 000	$\text{N} \cdot \text{m}$
r	20	mm	m	0.281	kg
A_p	1 950	mm^2	A_v	38.48	mm^2
β_e	1.53	$\text{GPa}^{[13]}$	p_s	21	MPa
V_t	101 316	mm^3	B_v	10	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$
C_t	5×10^{-9}	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1}$	B_p	0.5	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$

利用 Matlab-Simulink 模块中的 Linearizer 工具箱对仿真模型进行频率特性分析,做出伯德图,如图 5 所示。两图中连续线条为仿真结果,可得模型幅频宽约为 93.34 Hz,相频宽约为 89.90 Hz,频宽取 89.90 Hz。与测试结果相比,仿真频宽相对误差约 0.48 % (< 0.5 %),即在工程误差允许范围内,仿真模型可在低频段较好拟合实际测试系统的频率特性。

特别的,图 5 截取了仿真模型低频段的频率特性,与测试结果吻合较好。事实上,仿真模型高频段的频率特性与实际偏差较大,出现偏差的原因是建模过程中为简化模型,对一些非线性环节作了近似线性化,同时忽略了射流管所受的液流力矩。但一

方面射流管伺服阀动态测试主要集中在低频段,测试至截止频率后通常不再继续增大测试频率;另一方面该模型只拟合测试系统低频段,随后参数的设计和讨论也在低频段基础上进行。因此针对一般的工程应用,可认为该仿真模型满足精度要求。

4 动态缸参数影响规律

利用测试系统仿真模型,仿真获得使用无阻尼无泄漏的理想动态缸的准确测试结果。调节质量、粘性阻尼系数和总泄漏系数,分析测试结果与准确结果间相对误差的变化规律。

4.1 理想动态缸仿真

令 $m=0, C_t=0, B_p=0$,其余参数保持不变,利用 Matlab-Simulink 模块中的 Linearizer 工具箱对仿真模型进行频率特性分析,做出伯德图。其中,约束频带宽的幅频特性如图 6 所示。

因此,理想条件下,应测得的射流管伺服阀频带宽,即准确测试结果约为 98.42 Hz。

4.2 质量影响规律

令 $C_t=0, B_p=0$,取实际动态缸活塞质量 $m=0.281 \text{ kg}$ 为基准。分别取活塞质量 $m'=0.4m, 0.6m, 0.8m, 1.0m, 1.2m, 1.4m, 1.6m$ 进行频率特性仿真,获得伺服阀频带宽测试结果,如图 7 所示。

总体来看,频带宽测试结果随动态缸活塞质量的增大而减小,其与准确测试结果的相对误差随动态缸活塞质量的增大而增大。此外,图 7 曲线斜率的绝对值不断增大,说明随活塞质量增大,单位活塞

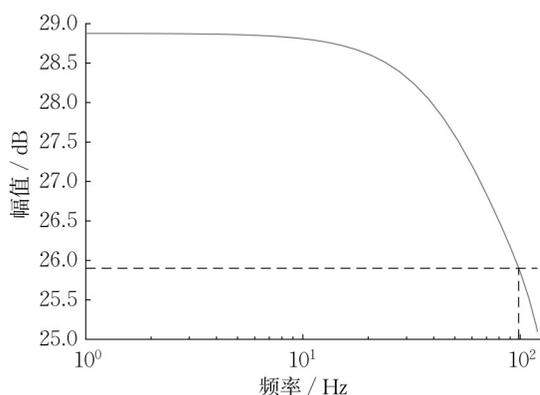


图6 理想测试频带宽

Fig. 6 Frequency bandwidth of ideal test

质量对频带宽测试结果的影响也增大。

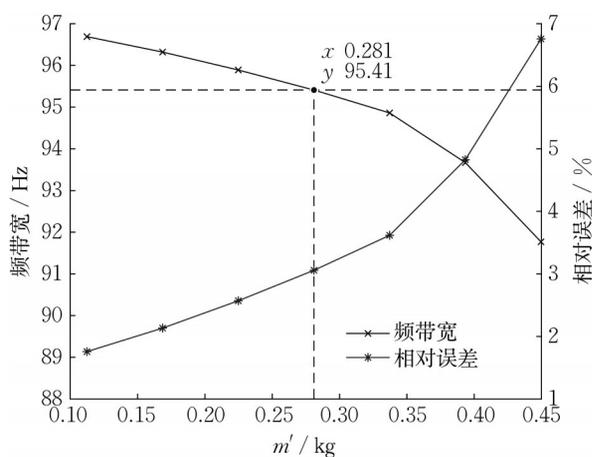


图7 各活塞质量取值频带宽

Fig. 7 Frequency bandwidth at different piston mass values

事实上,结合式(11)、式(12)可以看出,流量测试中小行程空载工作的动态缸可作为具有阻尼的二阶系统分析,而增大活塞质量,将减小系统的固有频率。由于输入频率超过固有频率之后,系统的输出将快速衰减,因此增大活塞质量,实际将加剧高频输入下动态缸输出的衰减。因而尽可能减小动态缸活塞质量可以提高伺服阀频带宽测试结果精度。目前动态缸活塞质量已可降至几百克,受限于活塞杆两侧密封形式,结构上已难以改进以进一步减小质量。但由于测试中动态缸空载工作,对结构强度的要求不高,因此采用低密度的合金材料或新型复合材料取代传统钢材料制造活塞可能成为未来改进方向。

4.3 泄漏量影响规律

令 $m=0$ 、 $B_p=0$ 。参考动态缸参数常用取值^[14],分别取 $C_l=10^{-10}$ 、 10^{-9} 、 10^{-8} 、 10^{-7} 、 10^{-6} $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1}$ 进行频率特性仿真,获得伺服阀频带宽测试结果,如

图8所示。

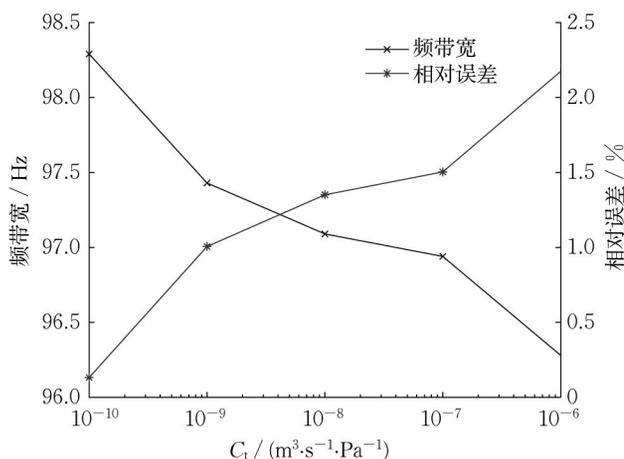


图8 各泄漏系数取值频带宽

Fig. 8 Frequency bandwidth at different leakage parameter values

频带宽测试结果随动态缸总泄漏系数的增大而减小,其与准确测试结果的相对误差随动态缸总泄漏系数的增大而增大。此外,泄漏系数从 10^{-6} $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1}$ 减小到 10^{-10} $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1}$,相对误差仅减小约2%,说明泄漏量小到一定程度后,已成为频带宽测试结果的次要影响因素。

4.4 粘性阻尼影响规律

令 $m=0$ 、 $C_l=0$ 。参考动态缸参数常用取值^[14],分别取 $B_p=0.5$ 、 1 、 2 、 4 、 8 $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ 进行频率特性仿真,获得伺服阀频带宽测试结果,如图9所示。

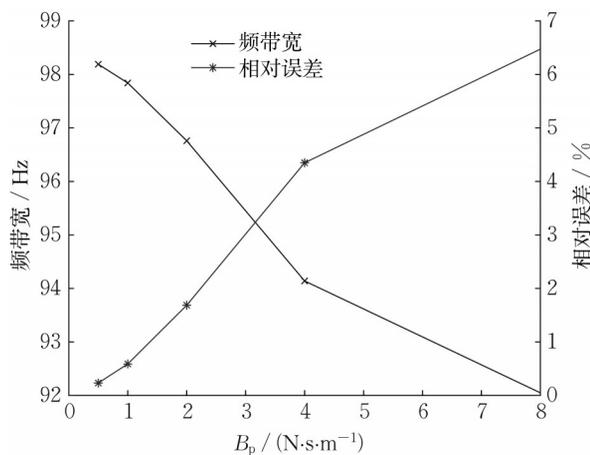


图9 各粘性阻尼系数取值频带宽

Fig. 9 Frequency bandwidth at different viscous damping values

频带宽测试结果随动态缸粘性阻尼系数的增大而减小,其与准确测试结果的相对误差随动态缸粘性阻尼系数的增大而增大。当粘性阻尼系数较大

时,频带宽测试结果会产生较大误差。

4.5 参数设计

实际中,当液压缸结构确定时,活塞质量也基本确定,主要设计的是密封形式。由于液压缸泄漏量及粘性阻尼大小均与其密封形式有关,实际中两参数不独立变化。参考动态缸参数常用取值^[14],分别取 $C_l=10^{-10}$ 、 10^{-9} 、 10^{-8} 、 10^{-7} 、 10^{-6} $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1}$, $B_p=0.5$ 、 1 、 2 、 4 、 8 $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$, $m=0$,进行频率特性仿真,获得伺服阀频带宽测试结果,如图10所示。

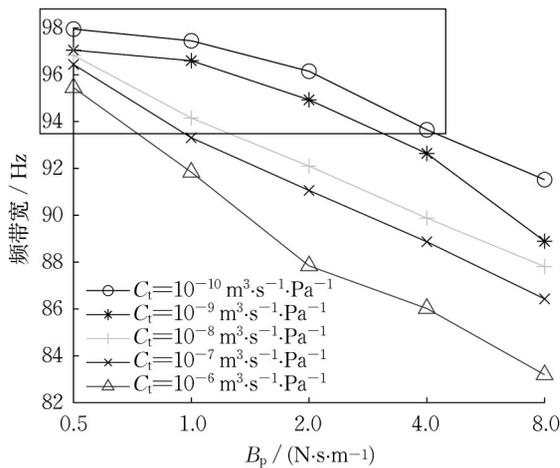


图10 各参数取值频带宽

Fig. 10 Frequency bandwidth at different parameter values

其中,线框内数据点与准确测试结果98.42 Hz相对误差不超过5%,满足工程精度要求,可认为测试准确。总体来看,与前述结果类似,频带宽测试结果随动态缸总泄漏系数和活塞粘性阻尼系数的增大而减小。动态缸的内外泄漏量增大以及运动中粘性阻力的增大会对伺服阀流量测试结果产生干扰,使测得的频带宽偏小。此外,若动态缸总泄漏系数和活塞粘性阻尼系数中任意一个参数过大,则不论另一个参数如何调节,测试结果总会存在较大误差。

以测试采用的动态缸活塞与缸体间的间隙密封为例,其密封原理主要为油液在微小间隙中形成的油膜密封。当间隙较大时,油膜难以形成或厚度不足,则动态缸两腔中油液会相互沟通,形成内泄漏;同时大间隙中的油液流动,将产生显著的粘性阻尼。内泄漏和大粘性阻尼都将导致动态缸输出衰减,降低测试精度。当间隙微小时,油液在间隙内形成油膜产生有效密封,同时无流动油液也将大大减小粘性阻尼。

如图10所示,针对当前动态缸结构,当粘性阻尼系数大于 $4 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ 时,无论泄漏量如何减小,测

试结果误差均超过工程允许的5%;当总泄漏系数大于 $10^{-6} \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1}$ 时,无论粘性阻尼如何减小,测试结果误差也同样过大。因此21 MPa额定压力,25~250 $\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$ 流量下测试射流管伺服阀频率特性,宜选用总泄漏系数小于 $10^{-8} \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1}$,活塞粘性阻尼系数小于 $2 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ 的测试动态缸。

5 结论

(1)搭建射流管伺服阀动态特性测试系统,并建立该系统的数学模型。测试得到伺服阀频带宽约91.67 Hz,利用数学模型仿真得到伺服阀频带宽约89.90 Hz,相对误差 $0.48\% < 0.5\%$,验证了仿真模型的合理性。

(2)仿真获得零泄漏零阻尼的理想动态缸的频率特性测试结果,得到理想条件下应测得的射流管伺服阀频带宽约为98.42 Hz。

(3)改变动态缸活塞质量、活塞粘性阻尼系数和总泄漏系数取值,进行多组仿真表明,频带宽测试结果随活塞质量、活塞粘性阻尼系数和总泄漏系数的增大而减小,其与准确测试结果的相对误差随动态缸粘性阻尼系数的增大而增大。动态缸活塞质量、活塞粘性阻尼系数和总泄漏系数对频带宽测试结果的影响程度不同。活塞质量和活塞粘性阻尼系数的影响相对较大。

(4)测试21 MPa额定压力,25~250 $\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$ 流量的射流管伺服阀频率特性,宜选用总泄漏系数小于 $10^{-8} \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1}$ 、活塞粘性阻尼系数小于 $2 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ 的测试动态缸。

作者贡献声明:

陆亮:提供研究思路和项目资助,学术指导,修改论文。
丁建军:学术指导,文献收集与整理。
云霞:开展试验工作,数据处理。
梁中栋:设计论文框架,数据处理,撰写并修改论文。
渠立鹏:开展试验工作。
李梦如:学术指导。

参考文献:

- [1] TAMBURRANO P, PLUMMER A R, DISTASO E, *et al.* A review of electro-hydraulic servovalve research and development [J]. International Journal of Fluid Power, 2018, 19(1):1.
- [2] 涂福泉,石理,李圣伟,等.直接驱动式电液伺服阀研究进展 [J]. 流体机械, 2022, 50(6):61.

- TU Fuquan, SHI Li, LI Shengwei, *et al.* Research progress of direct drive electro-hydraulic servo valve[J]. *Fluid Machinery*, 2022, 50(6):61.
- [3] 中国航天工业总公司. 电液伺服阀试验方法: QJ 2078A—1998[S]. 北京: 中国航天工业总公司一院七〇八所, 1998. Aviation Industry Corporation of China, Ltd.. Test method of electro hydraulic servo valve: QJ 2078A—1998[S]. Beijing: Aviation Industry Corporation of China 708 institute, 1998.
- [4] YUN H, KIM S D. A Study on the frequency response signals of a servo valve [J]. *Journal of Drive and Control*, 2021, 18(1):17.
- [5] CHEN J, LI F, YANG Y, *et al.* Mathematical modelling and hierarchical encourage particle swarm optimization genetic algorithm for jet pipe servo valve [J]. *Computational Intelligence and Neuroscience*, 2022(2022):21.
- [6] 张磊, 陈奎生, 吴凇, 等. 射流管三级电液伺服阀建模与动态特性仿真研究[J]. *液压与气动*, 2018(6):66. ZHANG Lei, CHEN Kuisheng, WU Lin, *et al.* Modeling and dynamic characteristics simulation of three-stage electro-hydraulic servo valve with jet pipe [J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2018(6):66.
- [7] RUDERMAN M. Full- and reduced-order model of hydraulic [C]// IECON 2017 - 43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. Beijing: IEEE, 2017: 7275 - 7280.
- [8] KOGLER H. High dynamic digital control for a hydraulic cylinder drive [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I-Journal of Systems and Control Engineering*, 2022, 236(2):382.
- [9] 赵斌, 郭伟伟, 葛磊, 等. 新型流量自平衡泵控非对称液压缸运行特性试验研究[J]. *机械工程学报*, 2020, 56(8):257. ZHAO Bin, GUO Weiwei, GE Lei, *et al.* Experiment study on operation characteristics of new flow self-balancing pump controlled asymmetric hydraulic cylinder [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, 56(8):257.
- [10] SONG Y, BA K, WANG Y, *et al.* Study on nonlinear dynamic behavior and stability of aviation pressure servo valve-controlled cylinder system [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2022, 108:3077.
- [11] 张振华. 电液伺服阀静态特性测试过程中的关键问题研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2012. ZHANG Zhenhua. The research of key issues in the process of electro-hydraulic servo valves' static and dynamic characteristics test [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2012.
- [12] SOMASHEKHAR S, SINGAPERUMAL M, KUMAR R. Mathematical modelling and simulation of a jet pipe electrohydraulic flow control servo valve [J]. *Journal of Systems and Control Engineering*, 2007, 221(3):365.
- [13] 岳国良, 李楠. 航空液压油体积弹性模量的测定方法[J]. *合成润滑材料*, 2011, 38(1):19. YUE Guoliang, LI Nan. Measuring methods of bulk elastic modulus of aviation hydraulic fluids [J]. *Synthetic Lubricants*, 2011, 38(1):19.
- [14] 周恩涛, 李娜, 杨文林, 等. 液压缸内泄漏分析方法的研究 [J]. *润滑与密封*, 2005(2):96. ZHOU Entao, LI Na, YANG Wenlin, *et al.* Analysis method of hydraulic crock internal leakage [J]. *Lubrication Engineering*, 2005(2):96.