

DOI: 10.7652/xjtuxb201912009

多级压力源切换负载口独立控制系统 能耗特性实验研究

曹晓明¹, 姚静^{1,2}, 沙桐¹, 王佩¹

(1. 燕山大学机械工程学院, 066004, 河北秦皇岛; 2. 南京工程学院机械工程学院, 210000, 南京)

摘要: 在多级压力源切换系统的基础上,结合负载口独立控制技术提出了两级压力源切换负载口独立控制系统。首先给出了该系统的组成原理,提出了在阻抗工况下的位置-压力复合控制方法以及在超越工况下的单腔位置控制方法;其次采用机理建模的方法,建立了包含泵源、阀矩阵、比例阀、执行器、负载及蓄能器能量回收的能量传递模型;最后搭建实验系统对该系统能耗特性进行了实验研究。实验结果表明:与传统单压力源液压控制系统比较,两种系统位置控制精度相近,且两级压力源切换系统在阻抗工况下具有节能潜力,并在超越工况下具有能量回收的功能;在阻抗工况,两级压力源切换系统的输入总功比单压力源系统节能约 10%,在超越工况时能够回收并储存负载所做功,不同工况下的回收率均在 70% 以上,从而验证了该系统在控制与节能方面的可行性。

关键词: 多级压力;切换系统;负载口独立控制;能耗

中图分类号: TH137.5 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)12-0063-09

Experimental Research on Energy Consumption Characteristics for Multi-Level Pressure Switching Control System Based on Independent Metering Control

CAO Xiaoming¹, YAO Jing^{1,2}, SHA Tong¹, WANG Pei¹

(1. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei 066004, China;
2. School of Mechanical Engineering, Nanjing Institute of Technology, Nanjing 210000, China)

Abstract: Based on the multi-level pressure switching control system, a two-level pressure switching control system is proposed by combining the independent metering control technology. Firstly, the composition principle of the system is given, and a position-pressure compound control method under the impedance condition and a single-chamber position control method under out-of-control conditions are proposed. Then, the mechanism modeling method is used to build an energy transfer model including pump source, valve matrix, proportional valve, actuator, load, and accumulator energy recovery. Finally, an experimental system is built to study the energy consumption characteristics of the proposed system. Experimental results and a comparison with the single pressure supply system show that the position control accuracy of these two systems is similar, but the two-level pressure switching control system has energy saving potential under impedance condition and has energy recovery function under out-of-control conditions. The total input power of the two-level pressure switching control system is about

10% less than that of the single pressure supply system under impedance condition, and the work done by the load can be recovered and stored in out-of-control conditions. All recovery rates are more than 70% under different conditions.

Keywords: multi-level pressure; switching system; independent metering control; energy consumption

随着能源危机的日益加重,液压系统的节能问题越来越引起人们的重视^[1-3]。近年来数字液压逐渐成为液压领域的重要发展方向之一^[4-6],液压切换系统作为数字液压技术的典型应用,得到了国内外学者的关注和研究^[7]。液压切换系统主要分为切换阀系统和切换液压源系统。阀切换控制系统通常采用 PWM 信号的数字阀直接控制负载^[8],如 ABS 制动器^[9]、切换转换器^[10-11]等,目前只在小功率液压系统中得到了一定的应用。对于大功率液压系统来说,切换液压源系统成为了研究热点。浙江大学顾临怡等人提出的开关液压源系统,在系统原理、控制和节能特性方面做了一定的研究工作^[12-14],但由于开关液压源各元件动态及瞬态损耗的影响,系统会产生较大的能耗,制约了该系统的进一步应用。奥尔堡大学将离散液压动力系统引入波能转换器液压系统中,研究了该系统离散输出力的切换控制算法,使系统能耗损失降低,提高了波浪能到电能的能量转化效率^[15-16]。德国亚琛工业大学 Murrenhoff 等提出了 STEAM 系统,通过切换连接到液压缸的不同压力等级,使通过阀的节流损失最小化,研究表明,与传统的负载传感系统相比,STEAM 系统具有明显的节能优势^[17-18],但是对结合离散和模拟特点液压系统的混合液压系统仍然存在一些挑战。

针对上述问题,姚静教授等提出了一种多级压力源切换系统,在前期的研究中采用了液压缸两腔同时切换的切换方法,导致系统在切换时存在一定的压力冲击及位置抖动^[19-20]。为减少切换引起的压力冲击和位置抖动,本文将负载口独立控制技术与多级压力源切换系统相结合,提出了两级压力源切换负载口独立控制系统(以下简称两级压力源切换系统),对液压缸两腔进、出油口进行独立控制,不仅可以增加系统控制的自由度,还能提高系统动态响应特性及系统效率。针对不同工况提出相应的控制策略,分析系统的能量流动状态,提出该系统能耗的计算方法,并通过实验数据分析系统能耗特性。

1 系统原理

多级压力源切换系统通过引入不同的压力等级

实现多个压力源输出力,通过压力切换与执行器负载进行实时匹配,能够有效降低系统的节流损失。以 H 和 M(即高压和中压)两个压力等级为例,两级压力源切换系统原理简图如图 1 所示。系统中:泵 1、溢流阀 1、开关阀 3、单向阀 1 以及蓄能器 1 组成 H 压力等级;泵 2、溢流阀 2、开关阀 4、单向阀 2 以及蓄能器 2 组成 M 压力等级;通过控制开关阀 1 和 2 的启闭来选择 H 或 M 压力等级的接入;由 4 个比例阀 1~4 与液压缸组成负载口独立阀控缸结构。对于阻抗工况采用位置-压力复合控制策略,即液压缸一腔采用位置控制,另一腔采用背压控制,对于阻抗伸出工况,液压缸无杆腔采用切换控制,有杆腔采用背压控制,而对于阻抗缩回工况,液压缸无杆腔接油箱 T,有杆腔采用切换控制,通过负载力大小选择 H-T 或 M-T 压力组合,实现系统节能,同时减少压力源切换引起的位置抖动;对于超越缩回工况,无杆腔接油箱,而回油路直接连接蓄能器,对于超越伸出工况,有杆腔接油箱,回油路直接连接蓄能器,用于实现能量的回收、储存。

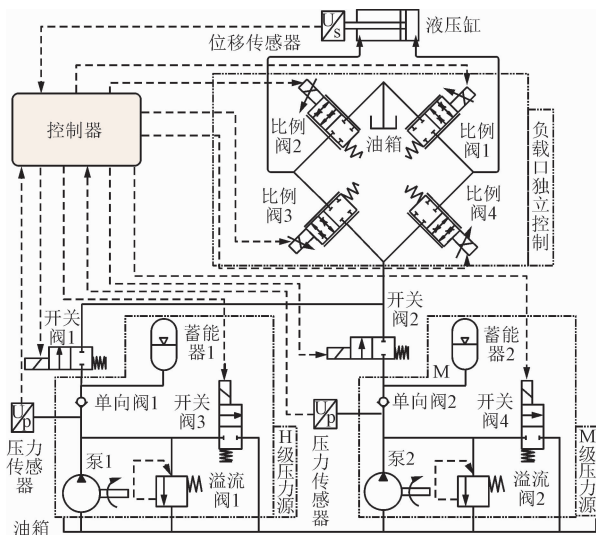


图1 两级压力源切换系统原理简图

2 系统能耗模型

以两级压力源切换系统输入为起点,建立主要元件及机构能量传递模型,为能耗特性的实验分析提供理论基础。

2.1 液压泵能耗

液压泵将机械能转化为液压能 P_{pump} ,并伴随损失能量 $\Delta P'$ 。液压泵的能量损失主要是由于泵的轴和柱塞等之间的摩擦以及油液压缩和泄漏造成的。在两级压力源切换系统中变量泵、控制泵为液压系统提供压力和流量。

系统泵源输出功率为 P_{pump} ,设整体机械效率为 η_m ,容积效率为 η_v ,各泵输出功率可表示为

$$T_c \omega_c \eta_{mc} \eta_{vc} = p_c q_c \quad (1)$$

$$T_i \omega_i \eta_{mi} \eta_{vi} = p_i q_i \quad (2)$$

式中: η_{mc} 和 η_{vc} 分别为控制泵的机械效率和容积效率; p_c 和 q_c 分别为控制泵的出口压力和流量; η_{mi} 为第 $i(i \in [H, M])$ 个压力等级所对应泵的机械效率; η_{vi} 为第 i 个压力等级所对应泵的容积效率; p_i 为第 i 个压力等级所对应泵的出口压力; q_i 为第 i 个压力等级所对应泵的出口流量。系统泵源输出功率为

$$P_{\text{pump}} = p_c q_c \eta_{mc} \eta_{vc} + \sum_{i=1}^n p_i q_i \eta_{mi} \eta_{vi} \quad (3)$$

则泵源输出的总功 E_{pump} 可表示为

$$E_{\text{pump}} = \int_0^T p_c q_c \eta_{mc} \eta_{vc} dt + \int_0^T \sum_{i=1}^n p_i q_i \eta_{mi} \eta_{vi} dt \quad (4)$$

2.2 切换开关阀能耗

开关阀的流量方程为

$$q = C_d A \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (5)$$

令 $C = C_d A \sqrt{2/\rho}$, 则 $q = C \sqrt{\Delta p}$, 可得

$$\Delta p = (q/C)^2 = q^2 / C^2 \quad (6)$$

由功率计算公式可得阀口功率损失

$$P_{\text{switch}} = q \Delta p = q(q^2 / C^2) = q^3 / C^2 \quad (7)$$

2.3 比例阀能耗

比例阀阀前的流入功率为 P_{valve1} , 由液压缸输出能量经比例阀阀后的功率为 P_{valve2} , 则有

$$P_{\text{valve1}} = p_1 (q'_1 + q'_2) \quad (8)$$

$$P_{\text{valve2}} = p_T (q'_3 + q'_4) \quad (9)$$

式中: $q'_1 \sim q'_4$ 为流经比例阀 1~4 的流量。

因此,经比例阀后的节流功率损失分别为

$$\Delta P_{\text{throttle1}} = (p_s - p'_1) q'_1 \quad (10)$$

$$\Delta P_{\text{throttle2}} = (p_s - p'_2) q'_2 \quad (11)$$

$$\Delta P_{\text{throttle3}} = (p'_2 - p_T) q'_3 \quad (12)$$

$$\Delta P_{\text{throttle4}} = (p'_1 - p_T) q'_4 \quad (13)$$

式中: p_s 为系统压力; p'_1 为液压缸无杆腔压力; p'_2 为液压缸有杆腔压力; p_T 为油箱压力。

2.4 液压缸能耗

流入液压缸的功率 P_{in} 为液压缸的无杆腔压力 p'_1 与流量 q_1 的乘积,流出液压缸的功率 P_{out} 为液

缸的有杆腔压力 p'_2 与流量 q_2 的乘积,即

$$P_{\text{in}} = p'_1 q_1 \quad (14)$$

$$P_{\text{out}} = p'_2 q_2 \quad (15)$$

因此,液压缸的输出功率

$$P_{\text{actuator}} = p'_1 q_1 - p'_2 q_2 \quad (16)$$

式中: $q_1 = A_1 v$, $q_2 = A_2 v$, A_1 、 A_2 分别无杆腔和有杆腔面积, v 为液压缸速度。

2.5 负载能耗

负载能耗主要指克服负载所需功率 P_{load} , 计算公式如下

$$P_{\text{load}} = F_L v \quad (17)$$

式中: F_L 为负载力。

克服负载所做有用功 E 与液压缸输出力 F 和液压缸速度 v 的关系如下

$$E_{\text{load}} = \int F_L v dt \quad (18)$$

2.6 蓄能器能量回收单元

在超越工况下,两级压力源切换系统具有能量回收功能,驱动负载作为动力源,对系统做功,可回收的功率为 P_{rec} , 可回收的能量为 E_{rec} , 其计算公式如下

$$P_{\text{rec}} = F_L v \quad (19)$$

$$E_{\text{rec}} = \int F_L v dt \quad (20)$$

系统由蓄能器进行功率和能量回收,回收功率和能量分别为 P'_{rec} 和 E'_{rec} , 计算公式如下

$$P'_{\text{rec}} = p_a q_a \quad (21)$$

$$E'_{\text{rec}} = \int p_a q_a dt \quad (22)$$

3 实验和讨论

3.1 实验原理及设备

设计并搭建两级压力源切换系统实验平台,以 I、II 象限为例研究该系统能耗特性。实验系统原理如图 2 所示。实验台系统包括主系统和负载模拟系统两部分。主系统主要由液压泵、溢流阀、卸荷阀、蓄能器、比例阀等组成,负载模拟系统的作用是为模拟不同工作象限模式下的负载。主要元件及传感器参数如表 1、表 2 所示。

3.2 两级压力源切换系统特性实验研究

设定最大的负载力 $F_{L\text{max}} = 50 \text{ kN}$, 取 H、M 和 T 等级压力分别为 7.2、4.7 和 2 MPa, 压力切换点取整: $[F_{M-T}] = 30 \text{ kN}$, $[F_{T-M}] = -20 \text{ kN}$ 。考虑比例阀压降及管路的压力损失,设置 H、M 等级的压力阈值 $\Delta p = 2 \text{ MPa}$ 。为防止卸荷阀的频繁启闭,设置

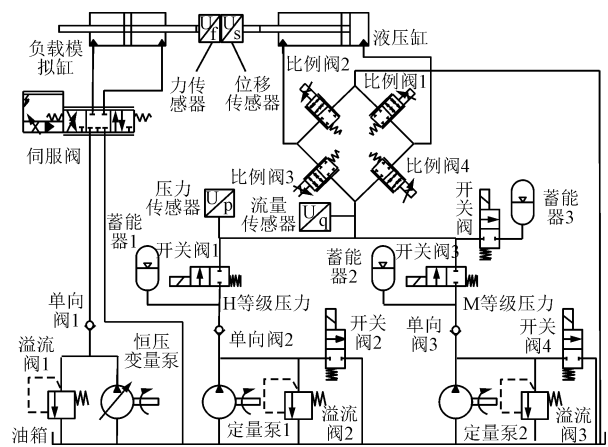


图 2 两级压力源切换实验系统原理简图

表 1 主要元件基本参数

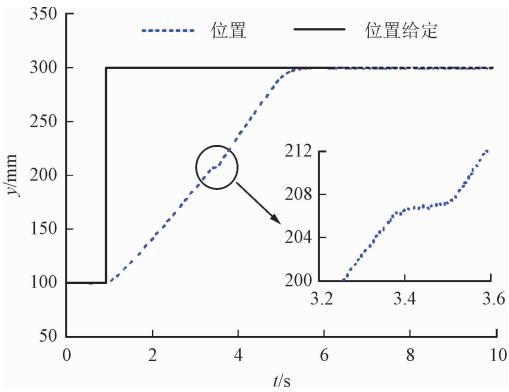
参数	数值
定量泵排量/($\text{mL} \cdot \text{r}^{-1}$)	25
变量泵排量/($\text{mL} \cdot \text{r}^{-1}$)	0~40
液压缸缸径/mm	100
液压缸活塞杆直径/mm	45
液压缸行程/mm	400
比例阀流量/($\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$)	60
蓄能器容积/L	40

表 2 主要传感器基本参数

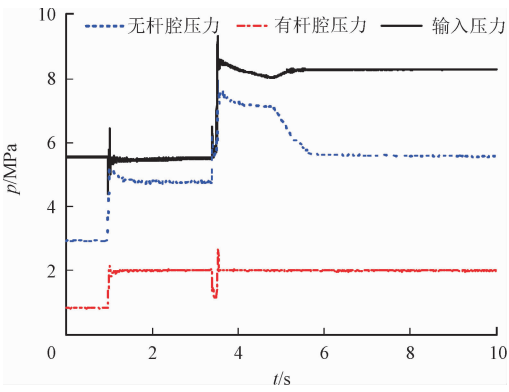
名称	量程	输出电流	精度
位移传感器	400 mm	4~20 mA	0.1%
流量传感器	60 L/min	4~20 mA	2.0%
压力传感器	25 MPa	4~20 mA	0.5%
力传感器	20 kN	4~20 mA	0.05%

压力等级区间分别设为 $[7.2, 9.2]$ MPa 和 $[4.7, 6.7]$ MPa。超越工作象限时,回收能量蓄能器的工作压力约为 4 MPa。

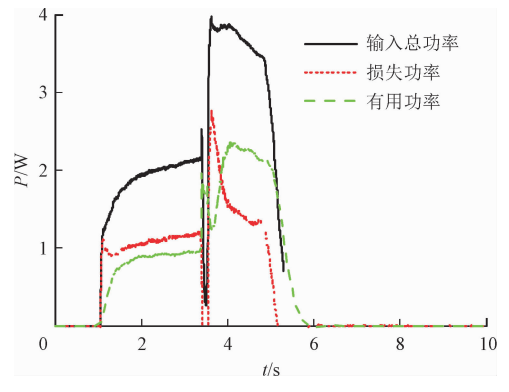
3.2.1 阻抗伸出工况能耗分析 研究阻抗伸出工况下的能耗分布,分析不同位置给定下高低压切换影响规律:①给定液压缸 100~300 mm 的位置阶跃信号,以及 20~40 kN 的阶跃负载力,完成低压力源切换至高压力源的切换实验,实验曲线如图 3 所示;②给定液压缸 100~300 mm 的位置阶跃信号,以及 40~20 kN 的阶跃负载力,完成高压力源切换至低压力源的切换实验,实验曲线如图 4 所示;③给定 100~300 mm、斜率为 10 mm/s 的位置斜坡信号,以及 10~50 kN、斜率为 ± 4 kN/s 负载力的斜坡信号,完成高、低压力源间的切换实验,实验曲线



(a) 位置



(b) 压力



(c) 功率

图 3 阻抗伸出工况低压力源切换至高压力源时位置阶跃给定下的位置、压力及功率特性曲线

如图 5 所示。

对于阶跃信号,从图 3a 和 4a 可知:位置精度均小于 1 mm;负载力阶跃变化时,高、低压力源相应地完成切换,对应的开关阀启闭,导致出现如图 3a 所示缓慢位置爬升现象,以及图 4a 所示位置拐点,之后斜率变大;系统压力在切换时发生抖动,由于开关阀响应和输入压力建压需要一定时间才能完成高低压力间的切换,导致如图 3b 和 4b 所示比例阀前输入压力滞后于无杆腔压力变化,液压缸有杆腔压

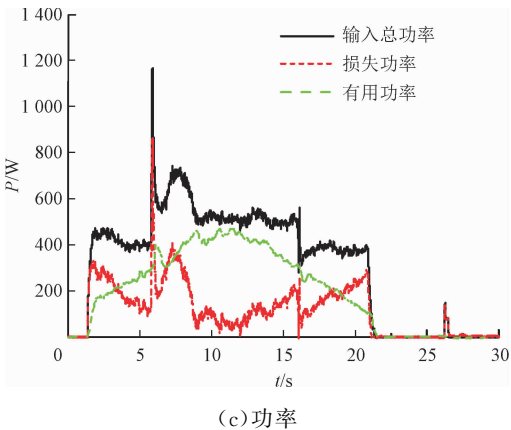
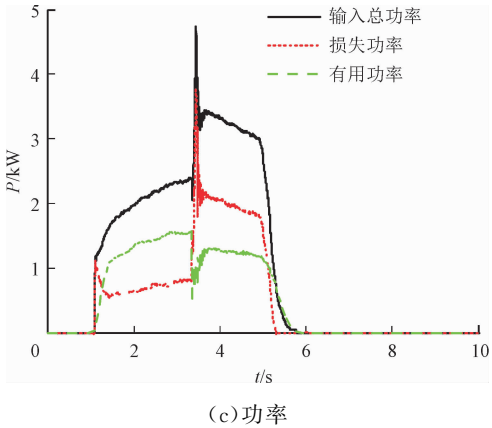
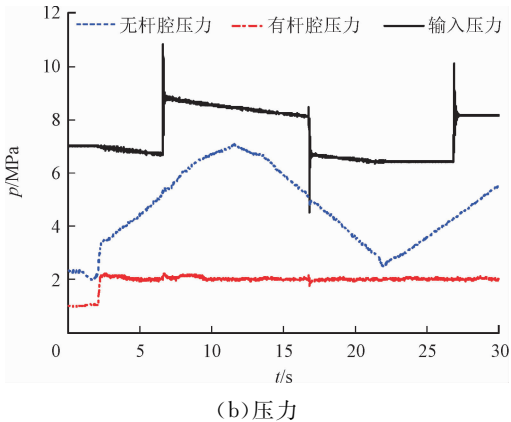
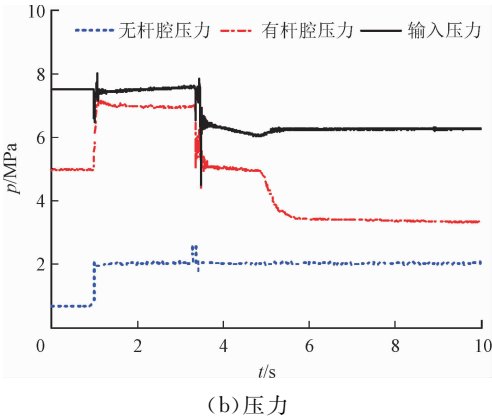
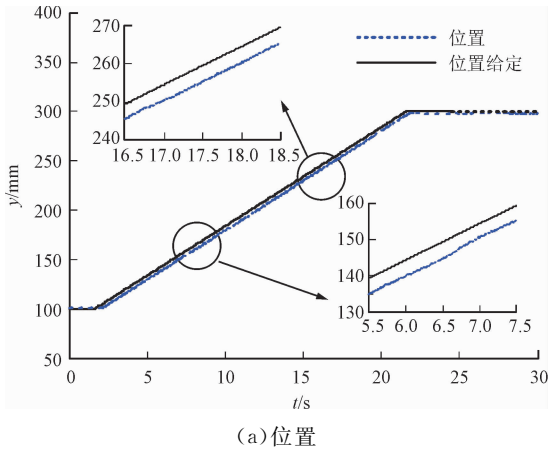
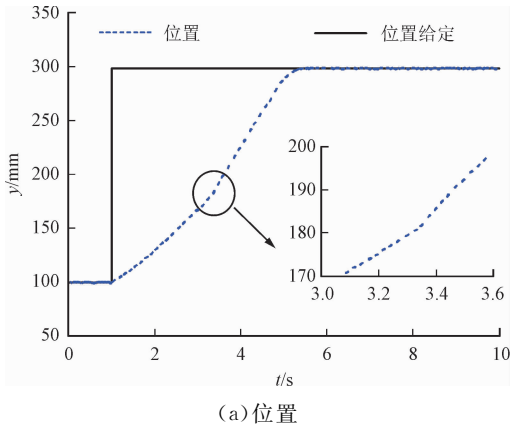


图 4 阻抗伸出工况高压压力源切换至低压压力源时位置阶跃给定下的位置、压力及功率特性曲线

图 5 阻抗伸出工况高低压力源切换时位置斜坡给定下的位置、压力及功率特性曲线

力在切换时发生压力抖动,达到稳态时为给定压力 2 MPa。

对于斜坡信号,由图 5a 可知:液压缸位置跟随较好,存在恒定位置误差 4 mm;在负载力斜坡规律变化时,高、低压压力源完成切换时系统压力产生约为 2 MPa 的压力冲击(如图 5b 所示),故在 6.6 s 和 16.8 s 处位置跟随斜率有突变(如图 5a 所示);无杆腔压力与负载力变化一致,有杆腔压力在跟随过程中约为 2 MPa,见图 5b。

由能量计算模型得出系统系统功率曲线如图 3c、4c、5c 所示,可以看出系统输入功率随负载变化而变化,在开关阀组切换时,压力和流量的突变引起输入总功率和负载功率的瞬间冲击。功率经积分计算可得各工作过程能耗分布如表 3 所示,可以看出,克服负载所做有用功占输入总比重均大于 50%。

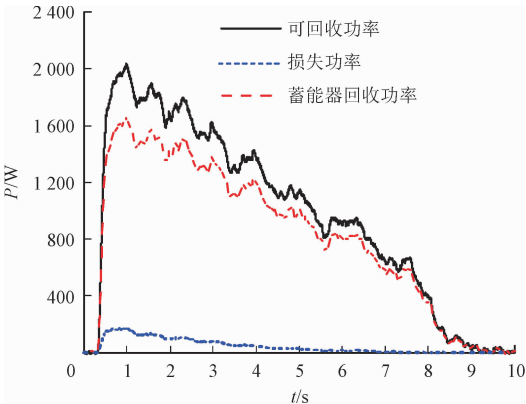
3.2.2 超越缩回工况能耗分析 研究超越缩回工况下的能耗分布,分析不同负载力下系统能耗情况。

表 3 各工作过程能耗分布

实验组	输入总功/kJ	有用功/kJ	有用功占输入比例/%
实验①	10 508	5 902	56.2
实验②	10 385	5 260	50.6
实验③	9 406	5 970	63.5

①给定 300~100 mm 的位置阶跃信号,50 kN 恒定驱动负载力,进行蓄能器能量回收特性实验,实验结果如图 6 所示;②给定 300~100 mm、斜率为-10 mm/s 的位置斜坡信号,50 kN 恒定驱动负载力,进行蓄能器能量回收特性实验,实验结果如图 7 所示;③给定 300~100 mm、斜率为-10 mm/s 的位置斜坡信号,及 40~50 kN、斜率为 5 kN/s 的驱动负载力信号,实验结果如图 8 所示。

对于位置阶跃信号,控制精度小于 1 mm。如图 6b 所示,有杆腔从油箱吸油压力约为-0.1 MPa,无杆腔压力约为 5.52 MPa,蓄能器进行能量回收,压力由 4.85 MPa 逐渐上升到 5.5 MPa。对于位置斜坡信号,从图 7a 和 8a 可知,跟随误差分别约为 3 mm 和 4 mm;对于恒力负载,如图 7b 所示,有杆腔压力约-0.1 MPa,无杆腔压力约为 5.5

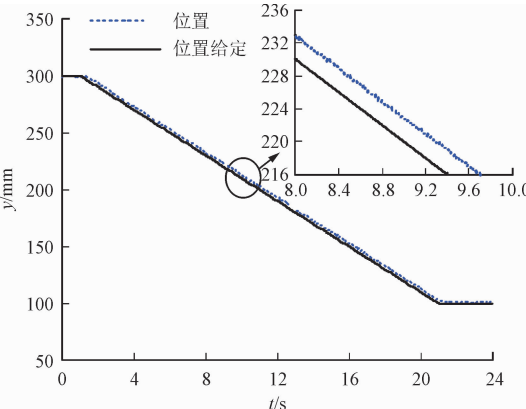


(c)功率

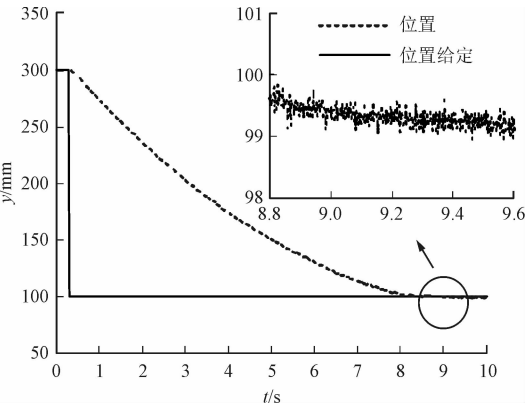
图 6 超越缩回工况恒力负载时位置阶跃给定下的位置、压力及功率特性曲线

MPa,蓄能器压力由 4.35 MPa 逐渐上升到 4.87 MPa。对于变力负载,如图 8b 所示,有杆腔压力约-0.1 MPa,无杆腔压力随着负载力变化由 4.6 MPa 逐渐上升至 5.7 MPa,蓄能器压力由 4.4 MPa 逐渐上升到 4.9 MPa。

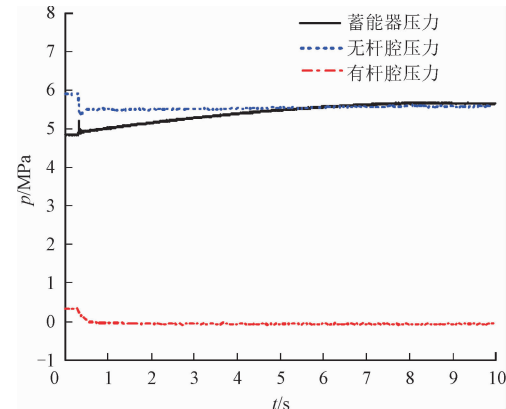
由能量计算模型得出系统功率曲线如图 6c、7c、8c 所示,由于比例阀的节流损失及管路和液压缸摩擦损失等,可回收能量并未被蓄能器完全回收,



(a)位置

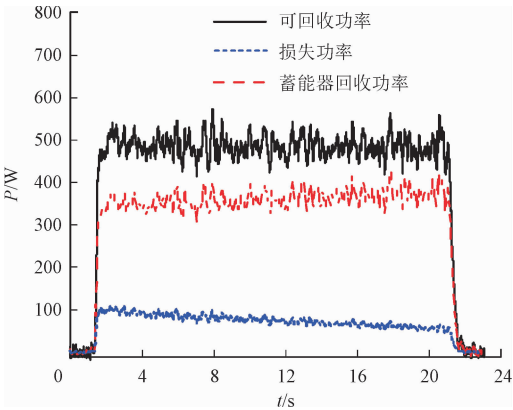


(b)压力



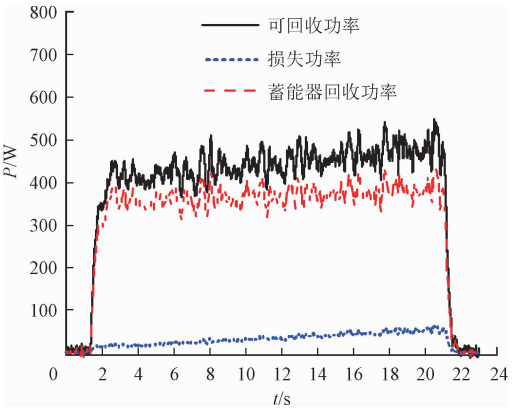
(a)位置

(b)压力



(c)功率

图 7 超越缩回工况恒力负载时位置斜坡给定下的位置、压力及功率特性曲线



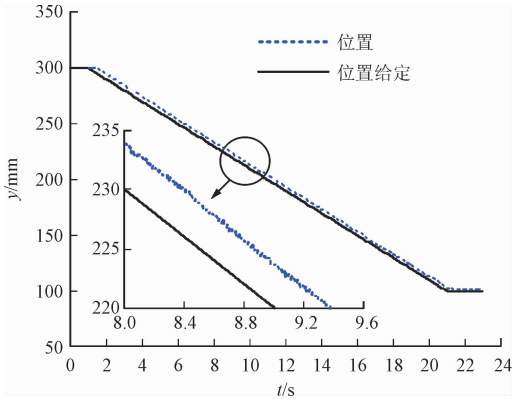
(c)功率

图 8 超越缩回工况变力负载时位置斜坡给定下的位置、压力及功率特性曲线

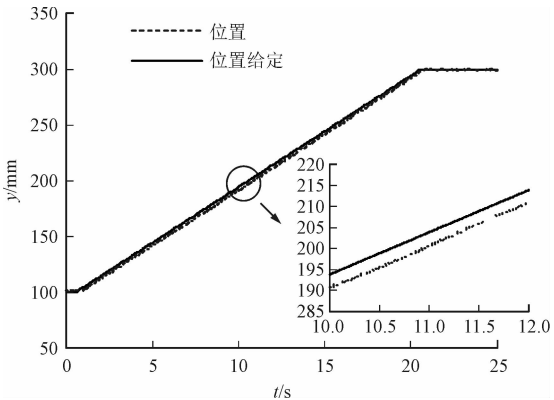
功率经积分计算可得能耗分布如表 4 所示,可以看出,能量回收率均在 70% 以上。

表 4 各工作过程能耗分布

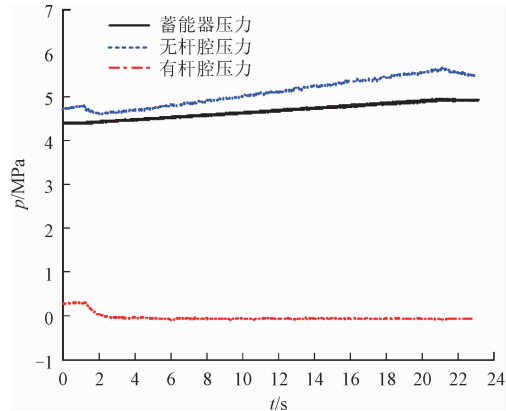
实验组	可回收能量/kJ	回收能量/kJ	能量回收率/%
实验①	9 609	8 222	85.56
实验②	9 627	7 192	74.7
实验③	8 753	7 270	83.0



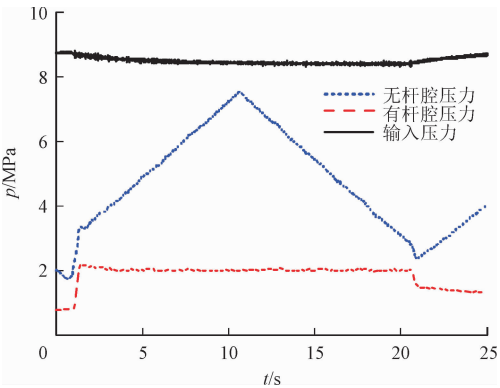
(a)位置



(a)位置



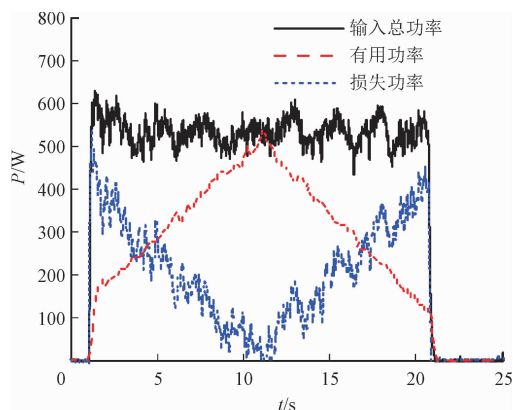
(b)压力



(b)压力

3.2.3 两级压力源与单压力源比较实验分析 单压力源设定为 9 MPa,阻抗伸出工况,给定与 3.2.1 中相同的斜坡位置和斜坡负载信号,同样采用压力-位置复合控制,比较两种系统阻抗伸出工况的能耗特性。实验结果如图 9 所示。

从图 9a 可以看出,单压力源系统输出位置跟随误差约为 3 mm,与两级压力源切换系统基本相同;从图 9b 可以看出,随着负载力变化,无杆腔压力随着负载变化而变化,系统输入压力保持在约 9 MPa,



(c) 功率

图9 单压力源系统位置斜坡给定下的位置、压力及功率特性曲线

有杆腔压力在跟随过程中约为 2 MPa;图 9c 为单压力源系统功率曲线。通过对比两个系统的实验结果可以看出,两级压力源切换系统根据负载大小变化选择更匹配的压力源,在小负载工况时选择了低压力源,而在大负载工况时选择了高压力源。在单压力源系统中,整个实验周期都是以高压力源 9 MPa 工作,因此,两级压力源切换系统能够有效降低系统的输入功率,验证了两级压力源切换系统节能的本质。

功率经积分计算可得能耗分布,计算得到两个系统能耗对比,如图 10 所示。由图 10 可见,两个系统的负载能量基本保持一致,系统输入总功分别为 10.496 J 和 9.406 kJ。对比单压力源系统,两级压力源切换系统比其节能约 10.4%,单压力源系统有用功占输入功比例为 59.69%,两级压力源切换系统与其相比得到一定的提高。从图 9b 可知,采用单压力源系统系统输入压力与工作腔压力存在巨大压差,无杆腔比例阀两端的压差最大高达 6 MPa 左右,最终造成了 40.3% 的巨大损失功。从图 5b 可知,两级压力源切换系统系统输入压力根据负载大小变化,无杆腔比例阀两端的压差大大降低,最大时为 4 MPa 左右,损失功约为 36.5%。整体而言,与

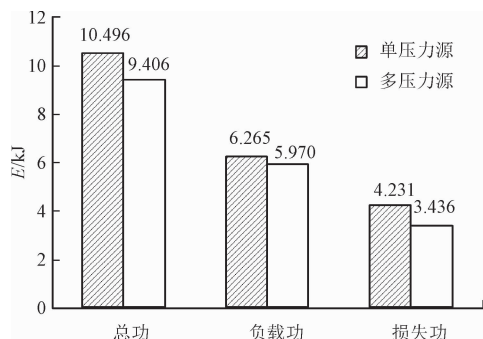


图10 系统输入能量对比图

没有能量储存功能的传统单压力源系统相比,在阻抗工况两级压力源切换系统的输入总功比单压力源节能约 10.4%,且在超越工况时能够回收并储存负载所做功。因此,本文所提出的两级压力源切换系统具有较大的节能潜力。

4 结 论

(1)本文提出一种两级压力源切换负载口独立控制系统,建立了系统能耗传递模型,以阻抗伸出和超越缩回工况为例,通过实验测试了在这两种工况下的性能、功率曲线和能耗分布情况。同时,对传统单压力源系统在相同阻抗工况下进行实验研究,对比两种系统的能耗特性,验证了所提系统节能的优越性。

(2)实验结果表明:超越缩回工况下,两级压力源切换负载口独立控制系统可进行能量的回收和储存,其控制精度均在阶跃信号下为 1 mm 左右,斜坡信号下位置跟随良好,能量回收率达 70% 以上;阻抗伸出工况下,高低压力源切换对位置阶跃和位置斜坡的响应有一定影响,位置曲线出现缓慢爬升或位置曲线斜率突变现象,斜坡信号下位置精度均在 1 mm 左右,斜坡信号下位置跟随良好,克服负载所做有用功占输入总功比例均在 50% 以上。与单压力源系统比较,两级压力源切换系统可减少系统输入功率约 10%,且有用功占输入功比例得到一定的提高。因此,本文所提出的两级压力源切换系统不仅能够减少系统输入功率,而且能够进行能量回收,具有较大的节能潜力。

参考文献:

- [1] BA Kaixian, YU Bin, GAO Zhengjie, et al. An improved force-based impedance control method for the HDU of legged robots [J]. ISA Transactions, 2019, 84(1): 187-205.
- [2] 王加春, 张万富, 毛永福, 等. 一种新型大功率风机无级调速节能动力装置设计 [J]. 燕山大学学报, 2018, 42(3): 213-218.
WANG Jiachun, ZHANG Wanfu, MAO Yongfu, et al. Design of energy-saving device with stepless speed regulation for high-power wind turbines [J]. Journal of Yanshan University, 2018, 42(3): 213-218.
- [3] HUOVA M, AALTO A, LINJAMA M, et al. Digital hydraulic multi-pressure actuator-the concept, simulation study and first experimental results [J]. International Journal of Fluid Power, 2017, 18(3): 141-152.
- [4] LINJAMA M. Digital fluid power: state of the art

- [EB/OL]. [2019-02-12]. https://www.researchgate.net/publication/261145329_DIGITAL_FLUID_POWER_-_STATE_OF_THE_ART.html.
- [5] VUKOVIC M, MURRENHOFF H. The next generation of fluid power systems [J]. *Procedia Engineering*, 2015, 106: 2-7.
- [6] MURRENHOFF H, SGRO S, VUKOVIC M. An overview of energy saving architectures for mobile applications [EB/OL]. [2019-02-15]. https://www.researchgate.net/publication/261697195_An_Overview_of_Energy_Saving_Architectures_for_Mobile_Applications.html.
- [7] PAN Min, PLUMMER A. Digital switched hydraulics [J]. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 2018, 13(2): 225-231.
- [8] DE NEGRI V J, WANG P, PLUMMER A, et al. Behavioural prediction of hydraulic step-up switching converters [J]. *International Journal of Fluid Power*, 2014, 15(1): 1-9.
- [9] 陶润, 张红, 付德春, 等. ABS 液压系统仿真与电磁阀优化 [J]. *农业工程学报*, 2010, 26(3): 135-139.
- TAO Rong, ZHANG Hong, FU Dechun, et al. Simulation of ABS hydraulic system and optimization of solenoid valve [J]. *Transactions of the CSAE*, 2010, 26(3): 135-139.
- [10] JOHNSTON D N. A switched inertance device for efficient control of pressure and flow [C]//ASME 2009 Dynamic Systems and Control Conference. New York, USA; ASME, 2009: 589-596.
- [11] KOGLER H, SCHEIDL R. Two basic concepts of hydraulic switching converters [EB/OL]. [2019-02-18]. https://www.researchgate.net/publication/278478099_Two_Basic_Concepts_of_Hydraulic_Switching_Converters.html.
- [12] CAO Jianwei, GU Linyi, WANG Feng, et al. Switch-mode hydraulic power supply theory [C]//ASME 2005 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York, USA; ASME, 2005: 85-91.
- [13] 顾临怡, 王峰, 陈鹰, 等. 基于开关液压源的深海水压型能量供给技术研究 [J]. *机械工程学报*, 2004, 40(5): 141-144.
- GU Linyi, WANG Feng, CHEN Ying, et al. Research on deep sea power supply technique from seawater pressure based on switchmode hydraulic power supply [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2004, 40(5): 141-144.
- [14] WANG Feng, GU Linyi, CHEN Ying. A continuously variable hydraulic pressure converter based on high-speed on-off valves [J]. *Mechatronics*, 2011, 21(8): 1298-1308.
- [15] HANSEN R H, ANDERSEN T O, PERDERSEN H C. Analysis of discrete pressure level systems for wave energy converters [C]//Proceedings of 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics. Piscataway, NJ, USA; IEEE, 2011: 552-558.
- [16] HANSEN A H, PEDERSEN H C. Optimal configuration of a discrete fluid power force system utilised in the PTO for WECs [J]. *Ocean Engineering*, 2016, 117: 88-98.
- [17] VUKOVIC M, SGRO S, MURRENHOFF H. STEAM: a mobile hydraulic system with engine integration [C]//ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power and Motion Control. New York, USA; ASME, 2013: 4408-4418.
- [18] VUKOVIC M, SGRO S, MURRENHOFF H. STEAM: a holistic approach to designing excavator systems [C]//ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power and Motion Control. New York, USA; ASME, 2013: 24-26.
- [19] YAO Jing, CAO Xiaoming, WANG Pei, et al. Multi-level pressure switching control and energy saving for displacement servo control system [C]//Proceedings of the BATH/ASME 2016 Symposium on Fluid Power and Motion Control. New York, USA; ASME, 2016: 1-9.
- [20] 曹晓明, 郭宝峰, 王佩, 等. 多级压力源液压切换的位置伺服控制系统 [J]. *中国机械工程*, 2017, 54(20): 2447-2454.
- CAO Xiaoming, GUO Baofeng, WANG Pei, et al. Multi-level pressure switching displacement servo control systems [J]. *China Mechanical Engineering*, 2017, 54(20): 2447-2454.

[本刊相关文献链接]

- 郑直, 赵鹏坤, 闵为, 等. 液压阀口空气型空化周期特性的实验研究. 2019, 53(10): 72-78, 150. [doi:10.7652/xjtuxb201910010]
- 曹付义, 李豪迪, 席志强, 等. 液压机械复合传动系统模式切换过程同步控制. 2019, 53(8): 56-67, 75. [doi:10.7652/xjtuxb201908008]
- 李晓祥, 王安麟, 樊旭灿. 高负压液压油缸系统流量再生液压阀再设计和能效分析. 2019, 53(7): 52-59. [doi:10.7652/xjtuxb201907008]
- 杨友胜, 陈宇琪, 秦彬. 水液压微型阻尼孔的流量特性和气蚀特性. 2018, 52(2): 118-124. [doi:10.7652/xjtuxb201802018]

(编辑 刘杨)