

多级压力源切换系统节能特性仿真研究^①

曹晓明^{②*} 姚静^{③***}

(*中煤科工开采研究院有限公司 北京 100013)

(**天地科技股份有限公司开采设计事业部 北京 100013)

(***燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

摘要 在多级压力源切换系统中,存在系统节能机理不明晰以及系统关键参数选取缺乏依据的问题。基于此,本文通过建立多级压力源切换系统和传统负载口独立阀控系统的能耗数学模型,对多级压力源切换系统的节能效果进行理论推导;搭建两系统的仿真模型,将两系统在给定工况下进行对比,对多级压力源切换系统的节能效果进行仿真研究;通过绘制系统位移跟随误差和节能功率的曲面图,分析总结了影响系统能耗和控制特性的主要因素,确定了系统的主要工作参数——阀芯位移比和中间压力等级的取值大小。研究结果为提高多级压力源切换系统的系统性能和优化系统参数提供了分析依据。

关键词 液压系统;压力源切换;能耗分析;节能特性

0 引言

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]。数字液压(digital fluid power)技术作为流体传动与控制技术的新分支,由于其具有节能性好、互换性强及抗污染能力强等优势,在重型装备制造、高可靠作动系统、深海装备等方面具有巨大的应用潜力,是国际流体传动与控制领域的研究热点^[4-7]。

压力源切换系统作为数字液压技术的应用基础,是解决多级压力能量流动及控制的核心环节。国内对压力源切换系统的研究主要是浙江大学顾临怡等人提出的开关液压源系统。针对升压型和降压型这 2 种开关液压源,研究人员在系统原理、系统控制和节能特性方面做了一定的研究工作,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^[8-10]。

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^[11-12]。文献[13,14]提出了提高移动机械液压系统能效(steigerung der energieeffizienz in der arbeitshy draulik mobiler maschinen, STEAM)系统,STEAM 系统通过切换连接到执行器的不同压力等级,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,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,本文提出了对多级压力源切换系统,在系统中引入不同等级的压力源,根据负载工作特性,控制二通开关阀实现系统油路的动态切换;输出与负载相适应的压力,实现多压力源、多执行器以及多工况系统运行状态的匹配,从而达到提高系统节能的目的。该方法工作原理简单,可实现压力源切换系统的能量转换、储存、再生及再利用,在前

① 国家自然科学基金(51575471)资助项目。

② 男,1990 年生,博士;研究方向:流体传动与控制;E-mail: xiaomingzjk@126.com。

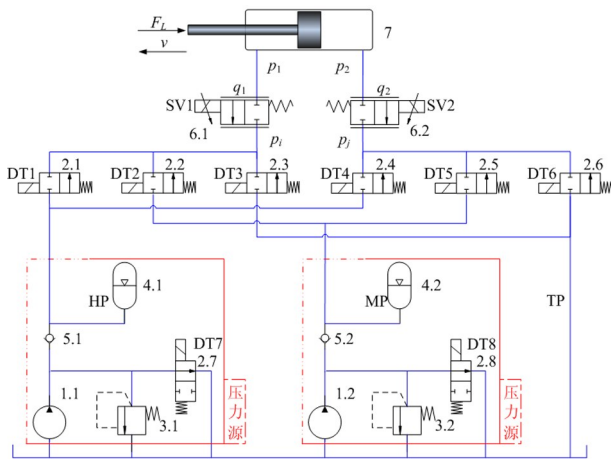
③ 通信作者,E-mail: jyao@ysu.edu.cn。

(收稿日期:2022-04-17)

期研究中先后对多级压力源切换系统构型原理、线性化建模方法、切换控制方法和压力调节与控制方法^[15-17]等进行了研究。本文基于多级压力源切换系统,理论推导多级压力源切换系统的节能效果,搭建仿真模型分析总结影响系统能耗和控制特性的主要因素,意在为多级压力源切换系统设计中的关键系统工作参数的选取提供分析依据和手段。

1 多级压力源切换系统原理

以高、中和低(即H、M和T)3个压力等级为例,三级压力源切换系统原理简图如图1所示,该系统由2个比例阀与执行器组成负载口独立控制阀控缸结构,实现执行器的精度控制。该系统可根据负载的变化,实时改变系统工作压力实现系统的功率匹配,从而达到提高系统节能的目的。



1. 液压泵; 2. 电磁开关阀; 3. 安全阀; 4. 蓄能器; 5. 单向阀;
6. 电液比例阀; 7. 液压缸

图1 三级压力源切换系统原理图

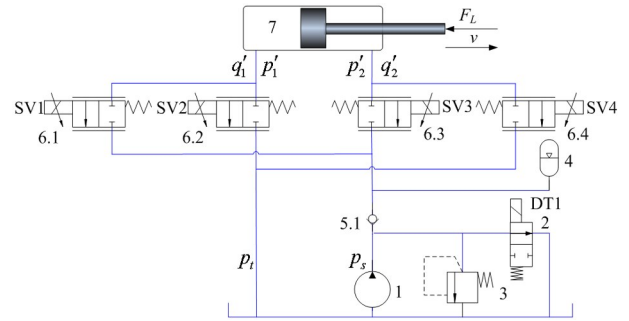
2 多级压力源系统节能机理分析

通过理论计算将多级压力源切换系统与传统系统进行对比,以验证多级压力源切换系统的节能效果。

2.1 传统系统能耗分析

传统负载口独立阀控系统(以下简称传统系统)由4个比例阀构成负载口独立控制阀控缸结构,原理如图2所示。其中,分别由比例阀SV1和

SV2控制液压缸无杆腔的进液和排液,由比例阀SV3和SV4控制液压缸有杆腔的进液和排液。



1. 液压泵; 2. 电磁开关阀; 3. 安全阀; 4. 蓄能器; 5. 单向阀;
6. 电液比例阀; 7. 液压缸

图2 传统系统原理图

将系统工作过程中液压缸伸出和缩回时系统能耗分别进行计算。

液压缸伸出时,液压缸两腔的流量分别为

$$q'_{1} = C_d \omega x'_{v1} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = C_d \omega x'_{v1} \sqrt{\frac{2(p_s - p'_{1})}{\rho}} \quad (1)$$

$$q'_{2} = C_d \omega x'_{v4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = C_d \omega x'_{v4} \sqrt{\frac{2(p'_{2} - p_i)}{\rho}} \quad (2)$$

式中, q'_{1} 和 q'_{2} 分别为液压缸无杆腔和有杆腔流量, p_s 为系统压力, p_i 为油箱压力, p'_{1} 和 p'_{2} 分别为液压缸无杆腔和有杆腔压力, x'_{v1} 和 x'_{v4} 分别为比例阀SV1和SV4阀芯位移。

定义液压缸有杆腔与无杆腔面积之比为 $A_2/A_1 = m$, 控制两腔的比例阀阀芯位移比值为 $x'_{v4}/x'_{v1} = \alpha$, 考虑系统在非对称缸控制过程中的流量非对称性问题,通常令 $\alpha = m^{[18]}$, 由式(1)和(2)可得:

$$p_s = p'_{1} + (p'_{2} - p_i) \quad (3)$$

液压缸的力平衡方程为

$$A_1 p'_{1} - A_2 p'_{2} = m_i \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} + Ky + F_f + F_L \quad (4)$$

由式(3)和(4)可得:

$$p_s = (m + 1)p'_{2} + \frac{m}{A_2} \left(m_i \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} + Ky + F_f + F_L \right) - p_i \quad (5)$$

传统系统的输入功率计算公式为

$$P' = p_s \cdot q'_1 \quad (6)$$

根据式(4)和(5)计算得到液压缸伸出时传统系统的输入功率为

$$P' = \left[(m+1)p'_2 + \frac{m}{A_2} \left(m_t \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} \right) \right] q'_1 - p_t q'_1 \quad (7)$$

液压缸缩回时,液压缸两腔的流量分别为

$$q'_{1} = C_d \omega x'_{v2} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = C_d \omega x'_{v2} \sqrt{\frac{2(p'_1 - p_t)}{\rho}} \quad (8)$$

$$q'_{2} = C_d \omega x'_{v3} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = C_d \omega x'_{v3} \sqrt{\frac{2(p_s - p'_2)}{\rho}} \quad (9)$$

式中, x'_{v2} 、 x'_{v3} 分别为比例阀 SV2 和 SV3 的阀芯位移。

令控制液压缸两腔的比例阀阀芯位移比值 $x'_{v3}/x'_{v2} = x'_{v4}/x'_{v1} = \alpha = m$, 由式(8)和(9)可得:

$$p_s = p'_2 + (p'_1 - p_t) \quad (10)$$

此时,液压缸的力平衡方程为

$$A_2 p'_2 - A_1 p'_1 = m_t \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} + K_y + F_f + F_L \quad (11)$$

由式(9)和(10)可得:

$$p_s = \left(\frac{1}{m} + 1 \right) p'_1 + \frac{1}{mA_1} \left(m_t \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} \right) - p_t \quad (12)$$

则回程工况时系统输入功率的计算公式为

$$P' = \left[\left(\frac{1}{m} + 1 \right) p'_1 + \frac{1}{mA_1} \left(m_t \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} \right) \right] q'_2 - p_t q'_2 \quad (13)$$

2.2 多级压力源切换系统能耗分析

当液压缸伸出时,多级压力源切换系统的 p_i 相当于传统系统中的系统压力 p_s , 最大压力等级 H 的压力取值与 p_s 相同,系统的 p_j 相当于传统系统中的油箱压力 p_t 。可得系统压力为

$$p_i = p_1 + (p_2 - p_j) \quad (14)$$

此时,液压缸的力平衡方程为

$$A_1 p_1 - A_2 p_2 = m_t \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} + K_y + F_f + F_L \quad (15)$$

由式(14)和(15)可得:

$$p_i = (m+1)p_2 + \frac{m}{A_2} \left(m_t \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} \right) - p_j \quad (16)$$

定义多级压力源切换系统的输入功率为

$$P = p_i \cdot q_1 \quad (17)$$

根据式(16)和(17)计算得到多级压力源切换系统液压缸伸出时的输入功率为

$$P = \left[(m+1)p_2 + \frac{m}{A_2} \left(m_t \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} \right) \right] q_1 - p_j q_1 \quad (18)$$

上式中 $p_j q_1$ 可分为 2 种情况:其一为负载驱动液压缸伸出时,系统进行能量回收;其二为系统对负载做功处于能量再生工作模式时,系统能量直接从液压缸的有杆腔传递至无杆腔,间接减小了系统的输入功率。

同理,多级压力源切换系统在液压缸缩回时的系统压力为

$$p_i = p_1 + (p_2 - p_j) \quad (19)$$

此时,液压缸的力平衡方程为

$$A_2 p_2 - A_1 p_1 = m_t \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} + K_y + F_f + F_L \quad (20)$$

由式(19)、(20)可得:

$$p_j = \left(\frac{1}{m} + 1 \right) p_1 + \frac{1}{mA_1} \left(m_t \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} \right) - p_i \quad (21)$$

可得系统在液压缸缩回时的输入功率为

$$P = \left[\left(\frac{1}{m} + 1 \right) p_1 + \frac{1}{mA_1} \left(m_t \frac{dy^2}{dt} + B_p \frac{dy}{dt} \right) \right] q_2 - p_i q_2 \quad (22)$$

上式中 $p_i p_2$ 也可分为 2 种情况:其一为负载驱

动液压缸缩回时,系统进行能量回收;其二为系统对负载做功时存在普通工作模式,此时 $p_i p_2$ 为 0。

2.3 系统节能对比分析

给定两系统相同负载工况,认为流量 $q_1 = q'_1$, $q_2 = q'_2$ 。定义液压缸伸出时为多级压力源切换系统的节省功率 ΔP 为

$$\Delta P = P' - P = [(m + 1)(p'_2 - p_2) + p_j]q_1 \quad (23)$$

在多级压力源切换系统工作过程中,当系统工作在能量再生模式时,系统驱动负载做功,有杆腔阀前压力非 0,在相同负载工况下液压缸有杆腔的流量是一定的,导致有杆腔背压 p_2 增大,即 $p'_2 \leq p_2$,因此式(23)中 $(m + 1)(p'_2 - p_2) \leq 0$ 成立;但由于有杆腔阀前压力 p_j 的引入实现了系统能量再生,因此式(22)中 $p_j \geq 0$ 成立,故不能直观地看出式(23)中 $(m + 1)(p'_2 - p_2) + p_j$ 的正负,即不能确定节省功率 ΔP 的正负。

同理,定义液压缸缩回时为多级压力源切换系统的节省功率 ΔP 为

$$\Delta P = P' - P = \left[\left(\frac{1}{m} + 1 \right) (p'_1 - p_1) + p_i \right] q_2 \quad (24)$$

由于多级压力源切换系统在当液压缸缩回时只存在普通模式,故只对有杆腔的阀前压力进行切换, p_i 恒等于 0,式(24)可简化为

$$\Delta P = P' - P = \left(\frac{1}{m} + 1 \right) (p'_1 - p_1) q_2 \quad (25)$$

在多级压力源切换系统工作过程中 $p_j \leq p_s$,故在相同负载工况下 $p_2 \leq p'_2$,根据两系统的液压缸力平衡方程可得 $p_1 \leq p'_1$,故式(25)中 $\Delta P \geq 0$ 恒成立。

3 节能效果仿真分析

3.1 仿真参数设置

利用 AMESim 和 Matlab 软件,搭建具有 3 个压力等级的多级压力源切换系统的联合仿真模型,主要参数如表 1 所示。给定系统的输入位移为频次 0.05 Hz,液压缸平衡位置和幅值分别为 200 mm 和 25 mm 的正弦信号;负载给定为频次 0.05 Hz、大小

为 $-30 \text{ kN} \sim +30 \text{ kN}$ 的正弦信号。

根据负载力需求,按传统系统的系统压力确定方法,确定多级压力源切换系统的高压压力等级 P_H 的压力为 60 bar。下面分别研究在不同中压压力等级 P_M 的取值下,系统的节能控制特性,并确定出合适的中间压力等级压力取值。

表 1 主要系统参数

名称	数值
比例阀固有频率/Hz	40
比例阀阻尼比	0.707
比例阀流量/(L/min)	60
行程/mm	400
负载质量/kg	176
液压缸缸径/mm	100
活塞杆直径/mm	45
蓄能器体积/L	40
液压缸无杆腔面积 A_1/m^2	7.85×10^{-3}
液压缸有杆腔面积 A_2/m^2	6.26×10^{-3}

3.2 系统节能特性影响因素研究

3.2.1 阀芯位移比值对系统控制特性的影响

采用批处理的方法,以 0.8 为中间值,以 0.1 为间隔步长,将阀芯位移比值 α 在 (0.4, 1.2) 的范围内赋予不同值。在系统工作范围内,以 α, y 为横坐标轴,分别取液压缸伸出和缩回对负载做功工况下,绘制传统系统以及多级压力源切换系统在不同 P_M 取值时的系统位移跟随误差 e 的曲面图,结果如图 3 ~ 10 所示。

由图 3 ~ 10 可知,无论是传统系统,还是多级压力源切换系统在不同 P_M 取值时,当阀芯位移比值 α 在 (0.4, 1.2) 范围内由小到大变化时,2 个系统的位移跟随误差 e 逐渐减小,且从 α 取 0.8 开始 2 个系统的位移跟随误差 e 的减小幅度较小,即当 α 大于 0.8 以后其值大小对提高系统控制精度影响不大。同时当系统中 $\alpha = 0.8$ 时,与液压缸两腔面积比值 m 相等,解决了传统单阀控制非对称缸系统中液压缸两腔的流量非对称问题,因此,在后面分析中,阀芯位移比值取值均为 0.8。

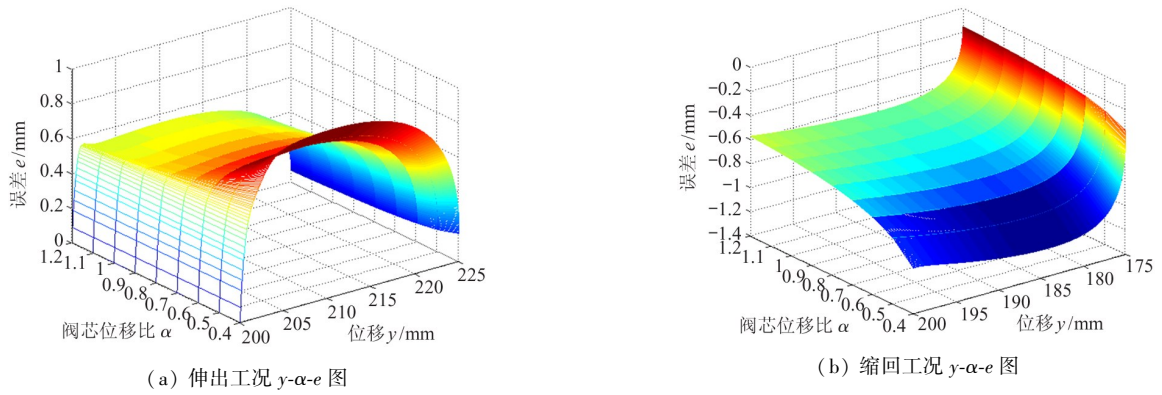


图3 传统系统的 y - α - e 图

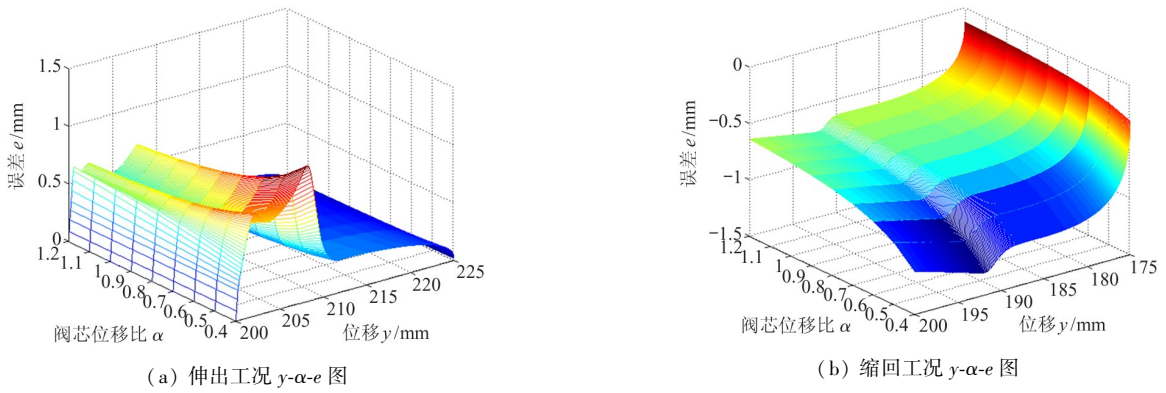


图4 多级压力源切换系统 $P_M = 15$ bar 时的 y - α - e 图

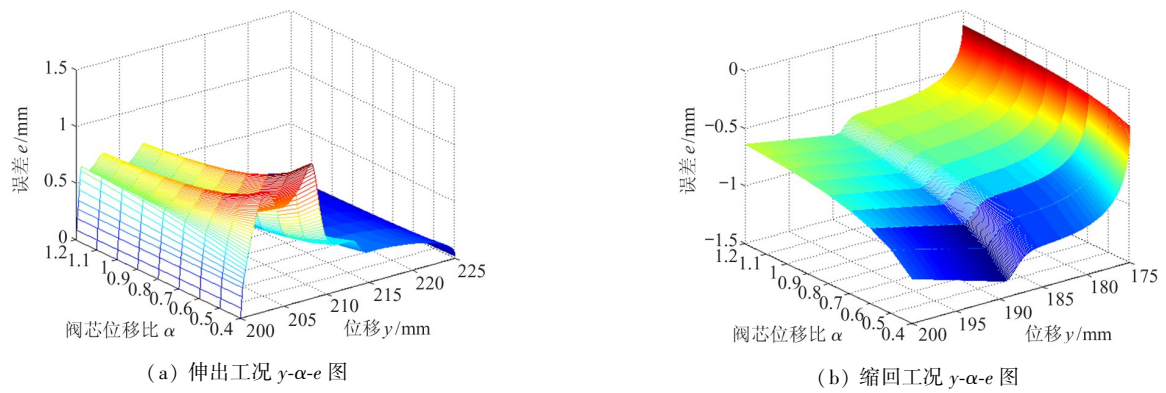


图5 多级压力源切换系统 $P_M = 20$ bar 时的 y - α - e 图

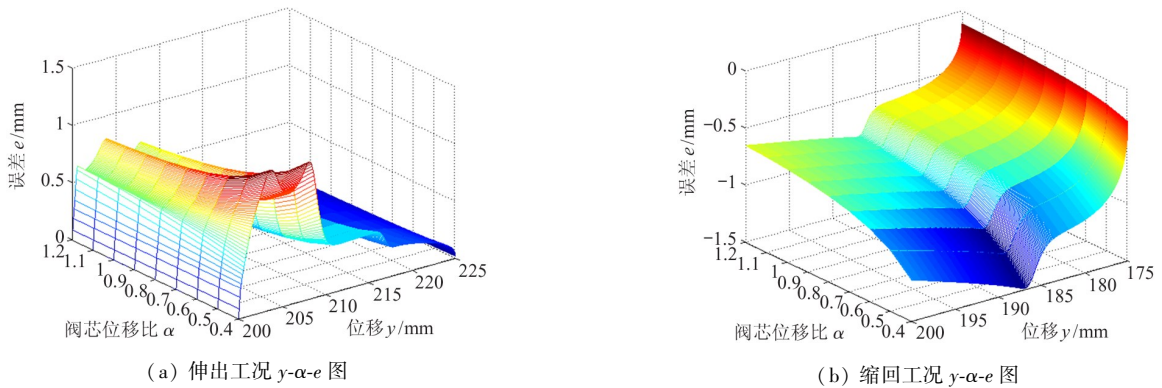


图6 多级压力源切换系统 $P_M = 25$ bar 时的 y - α - e 图

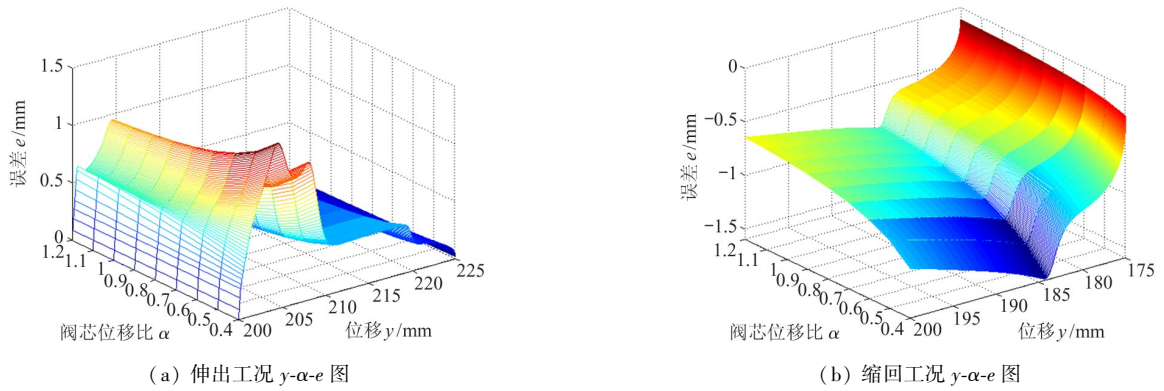


图7 多级压力源切换系统 $P_M = 30$ bar 时的 y - α - e 图

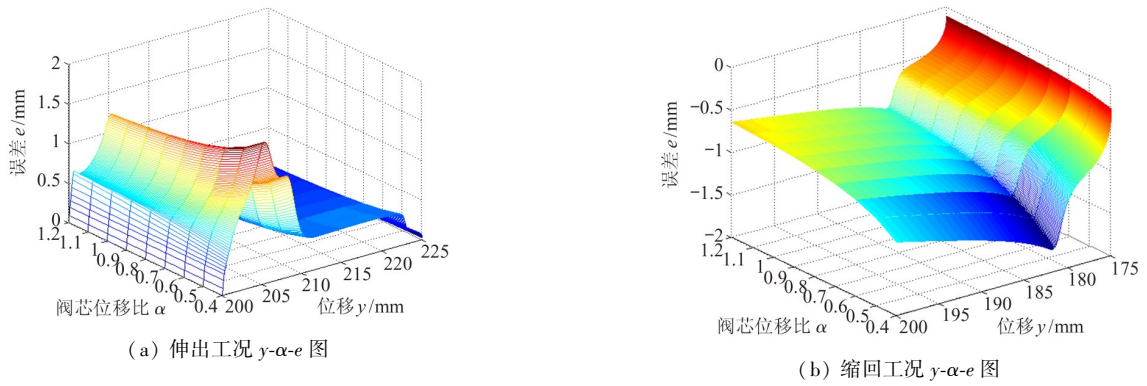


图8 多级压力源切换系统 $P_M = 35$ bar 时的 y - α - e 图

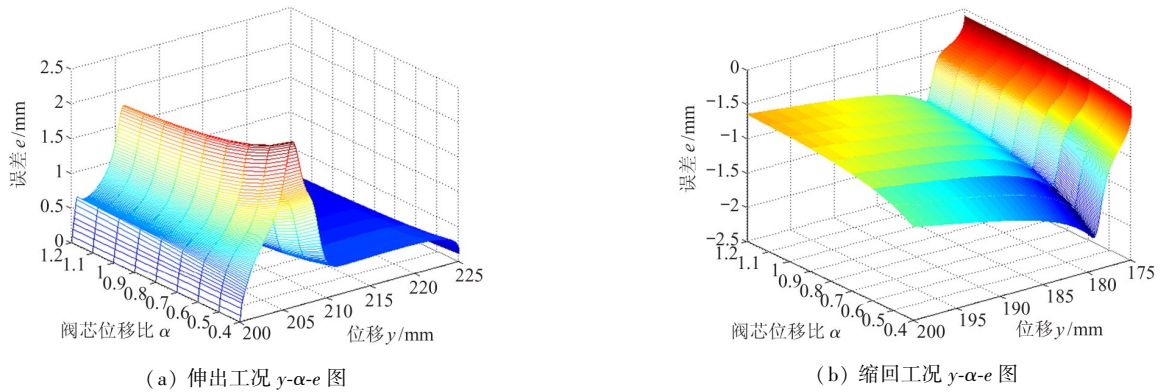


图9 多级压力源切换系统 $P_M = 40$ bar 时的 y - α - e 图

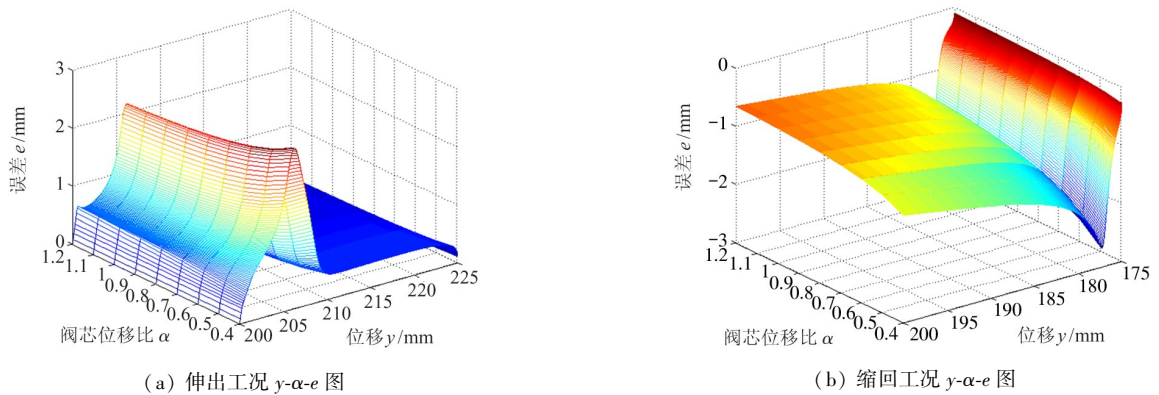


图10 多级压力源切换系统 $P_M = 45$ bar 时的 y - α - e 图

3.2.2 中间压力等级取值对多级压力源切换系统能耗的影响

当多级压力源切换系统工作在液压缸伸出和缩回对负载做功时,取 $\alpha=0.8$,以 α 、 y 为横坐标轴,在不同 P_M 取值时,绘制多级压力源切换系统的位移跟随误差 e 以及节能功率 ΔP 的曲面图,分别如图11和12所示。

由图11可知,在系统工作过程中,随着 P_M 取值的增大, e 逐渐增大。当 P_M 取值小于30 bar时, e 均控制在1.5 mm内。在液压缸伸出工况中,当 P_M 取值为45 bar时,系统最大位移跟随误差接近2.5 mm;在液压缸缩回工况中,当 P_M 取值为45 bar时,系统最大位移跟随误差接近2 mm,严重影响了

系统控制精度。

从图12中可以看出,当多级压力源切换系统工作在普通工作模式且为最高压力等级时,节能功率 ΔP 为0;其他情况下节能功率 ΔP 的曲面图均在0平面以上,说明在相同工况下多级压力源切换系统较传统系统更为节能。分析可知,在系统工作过程中,多级压力源切换系统对系统的工作压力进行切换控制,降低了流经系统控制阀的节流损失,同时在系统工作过程中可实现能量再生,有效降低了系统的能量损失。此外,从图中亦可以看出,当多级压力源切换系统工作在相同的工作模式时,随着 P_M 取值的增大,节能功率 ΔP 会略有增大,当取值大于30 bar以后 ΔP 的增加不显著。

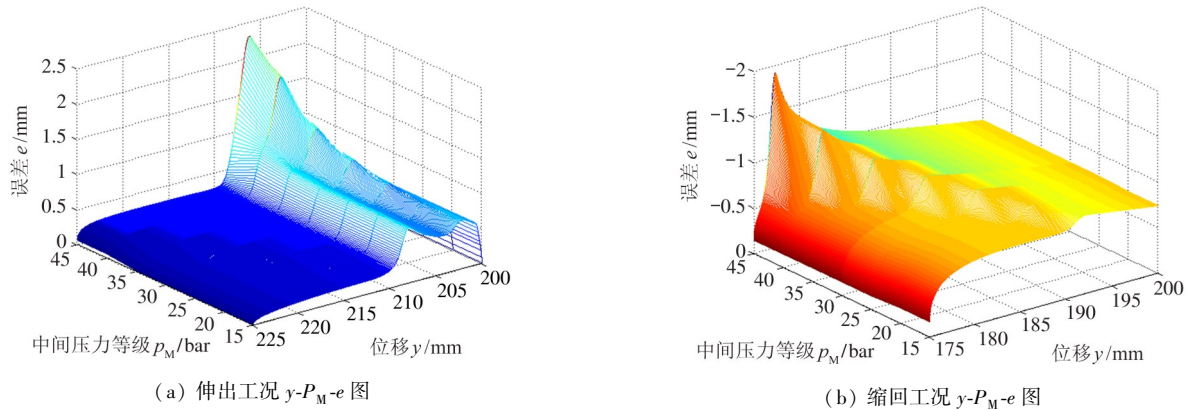


图11 不同中间压力等级的 y - P_M - e 图

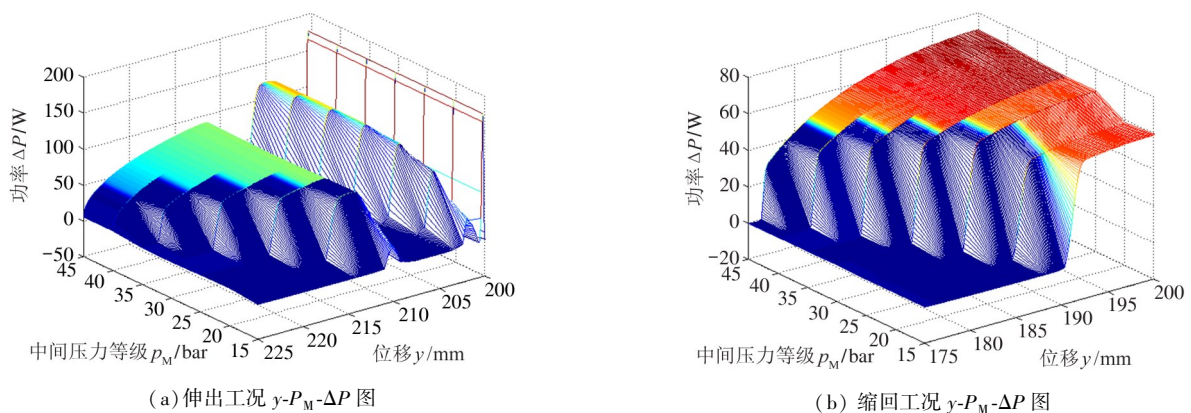


图12 不同中间压力等级的 y - P_M - ΔP 图

4 结论

建立了多级压力源切换系统的节能机理模型,通过与传统系统的仿真对比分析,证明了多级压力源切换系统能够有效降低系统的装机功率。结果表

明,系统的控制精度和节能效果与中间压力等级的取值密切相关,在保证控制精度的前提下,中间压力等级越大,节能效果越好。这为多级压力源切换系统设计中关键系统工作参数的选取提供了参考和借鉴。

参考文献

- [1] BA K X, YU B, GAO Z J, 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.
- [3] VUKOVIC M, MURRENHOFF H. The next generation of fluid power systems [J]. *Procedia Engineering*, 2015, 106:2-7.
- [4] LINJAMA M. Digital fluid power; state of the art[C]// *The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Tampere; SICFP, 2011: 18-20.
- [5] PAN M, PLUMMER A. Digital switched hydraulics[J]. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 2018, 13(2):225-231.
- [6] ZHANG Q W, KONG X D, YU B, et al. Review and development trend of digital hydraulic technology[J]. *Applied Sciences*, 2020, 10(2): 579.
- [7] HUOVA M, LINJAMA M. Energy efficient throttling control of a multi-pressure system using a genetic algorithm and model predictive control[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2022, 236(2): 406-417.
- [8] CAO J W, GU L Y, WANG F, et al. Switch mode hydraulic power supply theory[C]// *ASME 2005 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Orlando; American Society of Mechanical Engineers, 2005: 85-91.
- [9] 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.
- [10] WANG F, GU L Y, CHEN Y. A continuously variable hydraulic pressure converter based on high-speed on-off valves[J]. *Mechatronics*, 2011, 21(8): 1298-1308.
- [11] 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: IEEE, 2011:552-558.
- [12] HANSEN A H, PEDERSEN H C. Optimal configuration of a discrete fluid power force system utilized in the PTO for WECs[J]. *Ocean Engineering*, 2016, 117:88-98.
- [13] 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*. Florida: American Society of Mechanical Engineers, 2013:4408- 4418.
- [14] 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*. Aachen: American Society of Mechanical Engineers, 2013:24-26.
- [15] YAO J, CAO X M, WANG P, 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*. Bath: American Society of Mechanical Engineers, 2016.
- [16] 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.
- [17] YAO J, ZHANG W, CAO X M, et al. Pressure control strategy for pump motor energy transfer unit [J]. *High Technology Letters*, 2018, 24(3): 303-312.
- [18] 牛善帅, 王军政, 张鹏, 等. 基于负载口独立控制的双伺服阀控缸系统[J]. *北京理工大学学报*, 2019, 39(12): 1292-1297.

Simulation research on energy-saving characteristics of multi-level pressure switching system

CAO Xiaoming^{***}, YAO Jing^{***}

(* CCTEG Coal Mining Research Institute, Beijing 100013)

(** Coal Mining and Design Department, Tiandi Science & Technology Co., Ltd., Beijing 100013)

(*** School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract

In the multi-level pressure switching system, the energy-saving mechanism of the system is not clear, and the selection of key parameters of the system is lack of basis. Based on this, this paper theoretically deduces the energy-saving effect of the multi-level pressure switching system by establishing the energy consumption mathematical model of the multi-level pressure switching system and the traditional independent metering control system; the simulation models of the two systems are built, the two systems are compared under given working conditions, and the energy-saving effect of the multi-level pressure switching system is simulated. By drawing the surface graph of the system displacement following error and energy-saving power, the main factors affecting the system energy consumption and control characteristics are analyzed and summarized, and the values of the main working parameters of the system the spool displacement ratio and the intermediate pressure level are determined. The research results provide an analytical basis for improving the system performance and optimizing the system parameters of the multi-level pressure switching system.

Key words: hydraulic system, pressure switching, energy analysis, energy saving feature