插装式液控能源选择阀的设计与分析*

阎耀保[1]，刘敏鑫[1]，刘小雪[1]，李文顶[2]，刘洪宇[2]，纪宝亮[2]

（1. 同济大学 机械与能源工程学院·上海·201804；
2. 上海航天控制技术研究所·上海·201109）

摘 要：针对液压系统油源的安全性及可靠性问题，提出了油源冗余设计方法，即多油源供给多负载。当某一油源发生故障时，能源选择阀切断故障油源，由其他油源给负载提供基本液压能源，使系统能完成必须的服役性能。针对液压系统能源选择阀存在的频繁换向与振动问题，提出了一种插装式液控能源选择阀，其先导阀采用锥阀和可变阻尼形式，主阀采用三台肩且终端有缓冲功能的滑阀。建立了插装式液控能源选择阀的数学模型，分析了能源选择阀在两种模拟故障下的切换压力及切换时间、油源压力脉动等特性。理论分析结果表明，当油源压力发生阶跃和线性变化时，某能源选择阀切换时间分别为 5ms 和 7ms。当压力发生波动时，主阀不会发生振动，可通过液控先导阀结构设计来控制切换压力和回复压力大小。

关键词：能源选择阀；插装阀；冗余设计；可变阻尼

中图分类号：TH137.52　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：2096-5974(2021)06-0045-09

Design and Analysis of Cartridge Hydraulic Control Energy Selection Valve

YIN Yaobao[1], LIU Minxin[1], LIU Xiaoxue[1], LI Wending[2], LIU Hongyu[2], JI Baoliang[2]

(1. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804;
2. Shanghai Aerospace Control Technology Institute, Shanghai 201109)

Abstract: Aiming at the safety and reliability of the oil source in the hydraulic system, an oil source redundancy design method is proposed. In the case of multiple oil sources supplying multiple loads, the energy selection valve cuts off the failed oil source when it fails, and other oil sources provide basic hydraulic energy to the load, so that the system can complete the necessary service performance. To help address the problems of the frequent reversing and vibration of the hydraulic system energy selection valve, a cartridge hydraulic control energy selection valve is proposed. The pilot valve adopts a poppet valve and a variable damping structure, and the main valve adopts a sliding valve structure with three shoulders and a buffer function at the end. The mathematical model of the cartridge hydraulically controlled energy selection valve is built which analyses the switching pressure, switching time, and oil source pressure pulsation of the energy selection valve under two types of simulated malfunction. Theoretical analysis results show that the switching time of a certain energy selection valve is 5 ms and 7 ms respectively when thereisa step and linear change in the oil source pressure. When the pressure fluctuates, the main valve will not vibrate, and the switching pressure and return pressure can also be controlled through the structural design of the hydraulic pilot valve.

Keywords: energy selection valve; cartridge valve; redundancy design; variable damping

* 收稿日期：2021-06-05；修回日期：2021-10-18
基金项目：国家重点研发计划（2018YFB2001100）；国家自然科学基金（52175059，51775383）；上海航天科技创新基金（SAST2017093）
作者简介：阎耀保（1965—），男，博士，教授。E-mail：y-yin@tongji.edu.cn

0 引 言

液压系统的稳定性和可靠性是衡量液压系统质量的重要指标，尤其是在航空航天等场合或者极端环境下，要求液压系统具有极强的适应性和较高的容错能力[1]。冗余控制是一种采用多个元器件组成控制系统的控制方式，当某一元器件发生故障时，不同的元器件之间可以相互切换，由其他元器件替代故障的元器件，保持系统正常工作[2]。

冗余控制是提高系统可靠性的有效手段。二战期间，英国研究航空发动机和德国研发 V1 火箭的过程中，提出了可靠性问题。20 世纪 50 年代，美国国防部为改进军用装备，成立了电子设备可靠性顾问团着手研究可靠性问题，美国无线电工程学会成立的可靠性技术小组是第一个可靠性专业学术组织。1965 年，国际电工委员会（International Electrotechnical Commission，IEC）成立了可靠性技术委员会，负责制订国际性可靠性的基础标准[3]。国内的可靠性研究始于 20 世纪 60～70 年代，主要涉及航空、电子、机械等领域。现在冗余设计方法已大量应用于工程实践，如机器人领域[4]、飞机油源系统[5]、航空航天伺服控制系统[6-8]、电液舵机系统[9]等。A320 飞机主液压能源系统具有绿系统、黄系统和蓝系统，由这 3 个能源系统提供液压动力。当某一系统的压力差超过设定值时，压力大的系统通过双向动力转换组件（Power Transfer Unit，PTU）将故障能源系统切换为另一个系统。文献［10］提出了一种高可靠性冗余液压动力源，当其泄压模块的一个支路发生故障时，可以做到输出压力保持不变，流量减半，以保证系统正常运行，实现能源系统的冗余。文献［11］介绍了一种电液舵机系统及其压力脉动控制策略，其中两泵源互为备份，完全一致且作用效果相同。此外，还有学者利用继电器和接触器等开关器件、联锁逻辑[12]等对互为备份的能源进行自动切换。

液压动力源是航天运载火箭等飞行器执行机构的重要组成部分[13-14]。传统运载火箭伺服系统通常采用一路油源供给一套液压负载的独立能源体制。为提高其可靠性，常常采用双路能源的冗余管理。伺服系统能源段采取冗余设计，文献［15］提出了一种机械式液压油源选择阀，其先导级结构对主油源和备用油源的压差进行比较，从而使主级结构的主阀芯运动，实现主、备用油源的切换供油。

现有的非机械式能源选择阀存在可靠性较低、安全性不高等问题。机械式能源选择阀在主油源的压力下降到设定的切换压力附近时，先导阀常常发生频繁启闭，甚至产生误切现象，最终导致整阀的振动。为此，研究和设计了一种机械插装式能源选择阀，通过 2 个液压油源压力状态的比较与选择，即液控方式实现故障时的能源自动切换，同时解决了能源选择阀在压力切换点的振动问题。所设计的能源选择阀具有结构简单、整体集成度高、稳定性好、响应迅速等特点。

1 工作原理与结构

1.1 能源选择阀工作原理

如图 1 所示，某伺服系统采用双路液压油源为双路伺服机构负载提供能源的方案，为了提高伺服系统工作的可靠性及故障下的性能稳定性，该方案采用能源的冗余管理。当两路油源均正常工作时，油源 1 和油源 2 分别给负载 1 和负载 2 单独供油。当油源 1 和油源 2 中的任一路油源失效，例如假设油源 1 压力下降时，要求负载 1 所连接的能源选择阀自动切换使油源 1 断路、由油源 2 为负载 1 供油；此时，油源 2 同时向 2 个负载供油，使负载 1 和负载 2 能够完成必需的服役性能，系统降级使用。

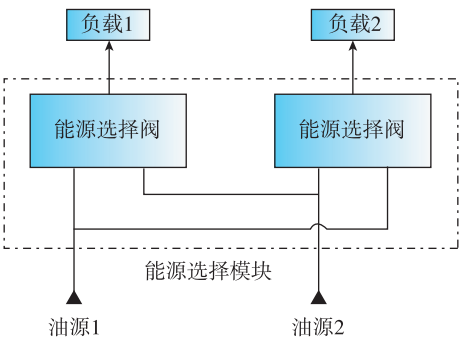
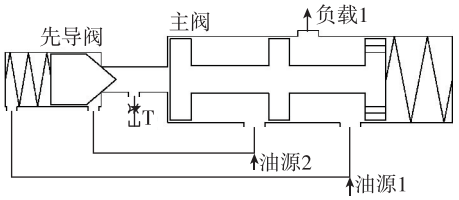


图 1 能源选择阀冗余管理原理图

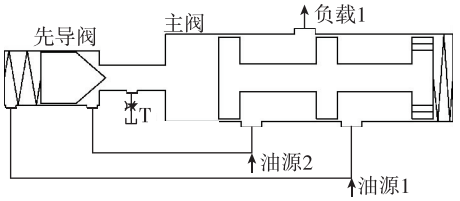
Fig. 1 Redundancy management schematic diagram of energy selection valve

在伺服系统能源的冗余控制设计时，一般要求能源选择阀尽可能结构尺寸小、可靠性高、响应快、大流量和低泄漏，并且在频繁换向时不出

现稳定性问题。为了保证能源选择阀的可靠性，本文提出了除电子元件以外均采用纯机械结构，所设计能源选择阀的能源压力为 32MPa，当油源 1 和油源 2 的压差为 12MPa 时，2 个实现切换。图 2 所示为所设计的具有先导阀的滑阀结构能源选择阀原理图。



(a) 油源 1 向负载 1 供油时能源选择阀工作状态



(b) 油源 2 向负载 1 供油时能源选择阀工作状态

图 2　与负载 1 连接的能源选择阀工作原理图

Fig. 2　Working principle diagram of the energy selection valve connected to load 1

如图 2 所示，当油源 1 压力正常时，能源选择阀的工作状态如图 2（a）所示，先导阀芯在油源 1 压力作用下处于关闭状态，主阀芯由于复位弹簧作用位于最左端，此时负载口由油源 1 供油。当油源 1 发生故障，如压力下降到设定值以下时，先导阀在油源 1 与油源 2 的压差作用下打开，控制油通过先导阀进入主阀芯的左端，推动阀芯向右移动，最终能源选择阀的工作状态如图 2（b）所示，由油源 2 向负载供油，此时油源 1 处于切断状态。当油源 1 压力回升到设定值以上时，先导阀关闭，主阀芯在右侧油压的推动下运动回左端，能源选择阀的工作状态如图 2（a）所示，从而回到油源 1 供油的状态。

图 2 所示的能源选择阀主阀芯为两位三通三台肩的滑阀，共有 3 个阀肩，依靠中间的阀肩将油源 1 与油源 2 隔绝。为了避免在阀芯运动过程中出现负载口不与油源 1 或油源 2 任意一腔连接的困油情况，以及避免负载口同时与油源 1 和油源 2 连接的串油情况，中间的阀肩长度与油口宽度等长。主阀在其左腔的压力作用下只存在 2 个工作位置，即被压在最左端的阀座上或被压在最右端的端盖上，在其运动过程中不会在某一位置停留，故不存在负载口被长时间堵住不通油的情况。

1.2　主阀结构

主阀采用两位三通三台肩方案，主阀结构图如图 3 所示。当主阀位于左侧时，油源 1 向负载口供油；当主阀位于右侧时，油源 2 向负载口供油。阀芯左侧为控制腔，右侧为弹簧腔，弹簧腔与油源 1 相连。主阀的端盖对主阀位移起到机械限位的作用和缓冲作用，在主阀实现切换后，可以继续运动；但在主阀尾部和端盖环形密封间隙作用下实现缓冲作用，减小液压冲击。

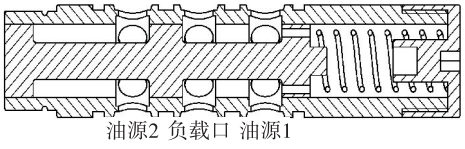


图 3　主阀结构图

Fig. 3　Main valve structure diagram

1.3　先导阀结构

如图 4 所示，先导阀的结构主要由Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ三部分组成。Ⅰ部分为滑阀结构，其作用为隔绝油源 1 和油源 2；Ⅱ部分为锥阀结构，其作用为控制油液的通断；Ⅲ部分为滑阀结构，其作用为控制泄漏流道的启闭。第Ⅲ部分内部开有通孔，将流入锥阀右侧的油液与主阀左侧容腔联通。内部通孔上开有径向孔，与先导阀座上的阻尼孔构成可变阻尼结构，可保证先导阀开启时泄漏流道关闭，而先导阀关闭时泄漏流道开启。

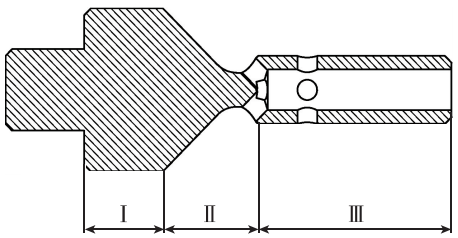


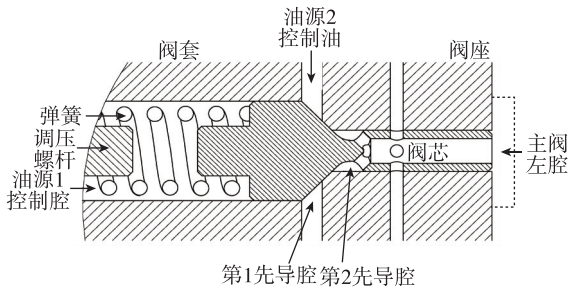
图 4　先导阀芯结构示意图

Fig. 4　Schematic diagram of pilot spool structure

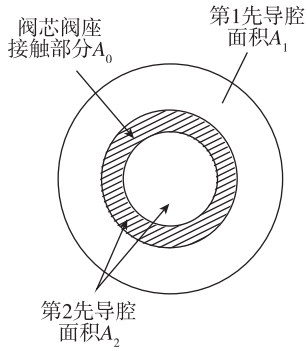
先导阀容腔及油路如图 5（a）所示，先导阀芯左侧为弹簧和油源 1 控制腔，右侧为第 1 先导腔

和第 2 先导腔。其中，第 2 先导腔与主阀左腔连通。

解决频繁切换问题的原理：当先导阀芯处于关闭状态时，第 2 先导腔与油箱连通，油源 2 控制油仅进入第 1 先导腔，作用面积为 A_1，如图5（b）所示，当先导阀芯打开之后，第 2 先导腔与油箱不连通，油源 2 控制油进入第 1 先导腔和第 2 先导腔，作用面积为 A_0、A_1 和 A_2。所以，先导阀打开之后，要关闭先导阀则需要油源 1 的压力回复到比打开先导阀时油源 1 的压力更大，这样就可以避免压力波动导致的先导阀频繁启闭，主阀芯也不会产生频繁换向。



（a）先导阀容腔及油路示意图



（b）先导阀油液作用面积

图 5　先导阀容腔、油路及油液作用面积示意图

Fig. 5　Schematic diagram of pilot valve cavity, oil circuit and oil action area

2　数学模型

根据能源选择阀的功能需求，结合所设计能源选择阀的先导阀和主阀结构，建立了先导阀和主阀从开始切换至完成切换全过程的数学模型。能源选择阀工作过程如图 6 所示，其运动过程可分为以下几个步骤。

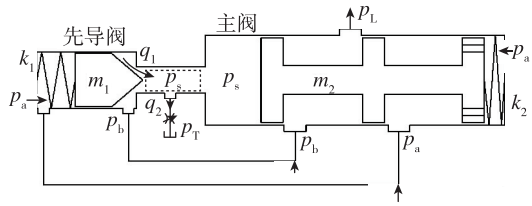


图 6　能源选择阀工作过程示意图

Fig. 6　Schematic diagram of the working process of the energy selection valve

（1）先导阀开启前

当油源 1 压力正常时，先导阀处于关闭状态。主阀芯左腔与油箱联通，在右侧油压和弹簧力作用下处于左位，油源 1 向负载口供油。此时，先导阀芯的力平衡方程为

$$k_1 x_0 + p_a A_3 = p_b A_1 + p_s A_2 + F_{z1} \tag{1}$$

式中，k_1 为先导阀弹簧刚度，单位 N/m；x_0 为先导阀弹簧预压缩量，单位 m；p_a 为油源 1 压力，单位 MPa；p_b 为油源 2 压力，单位 MPa；p_s 为第 2 先导腔压力，单位 MPa；F_{z1} 为先导阀座支反力，单位 N；A_1 为第 1 先导腔作用面积，单位 m^2；A_2 为第 2 先导腔作用面积，单位 m^2；A_3 为油源 1 控制腔作用面积，单位 m^2。

随着油源 1 压力的降低，阀座支反力 F_{z1} 逐渐减小，当阀座支反力 F_{z1} 减小为 0 时，先导阀芯处于即将打开的临界时刻，p_s 与油箱压力 p_T 相同，为 0.7 MPa。此时，先导阀芯的力平衡方程为

$$kx_0 + p_a A_3 = p_b A_1 + p_s A_2 \tag{2}$$

先导阀开启压力为

$$p_{a1} = \frac{p_b A_1 + p_s A_2 - kx_0}{A_3} \tag{3}$$

（2）先导阀开启过程

当油源 1 压力小于 p_{a1} 时，先导阀芯开启，先导阀芯开启后的力平衡方程为

$$m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = p_b A_1 + p_s A_2 - p_a A_3 - k(x_0 + x) - C_{d1} \pi d_m \sin(2a) x (p_b - p_s) - B \frac{dx}{dt} \tag{4}$$

式中，x 为先导阀芯位移，单位 m；m_1 为先导阀芯质量，单位 kg；C_{d1} 为先导阀流量系数；d_m 为先导阀座孔平均直径，单位 m；a 为阀芯锥角；B 为黏性阻尼系数。

先导阀容腔油液连续性方程为

$$q_1 - q_2 - A_0 \frac{dx}{dt} = \frac{V_c}{E} \frac{dp_s}{dt} \tag{5}$$

式中，q_1 为油源 1 流入先导阀流量，单位 m^3/s；q_2 为第 2 先导腔流入油箱流量，单位 m^3/s；A_0 为阀座孔面积，单位 m^2；V_c 为控制容腔体积，单位 m^3；E 为油液体积弹性模量，单位 MPa。

油液通过锥阀阀口的流量方程为

$$q_1 = C_{d1}\pi d_m x \sin\alpha \sqrt{\frac{2(p_b - p_s)}{\rho}} \tag{6}$$

其中，ρ 为油液密度，单位 g/cm^3。

油液通过先导阀上可变节流口的流量方程为

$$q_2 = 4C_{d2}A_2(x)\sqrt{\frac{2(p_s - p_T)}{\rho}} \tag{7}$$

其中，C_{d2} 为主阀流量系数，可变节流口通流面积 $A_2(x)$ 的面积公式为

$$A_2(x) = \begin{cases} \pi r^2 - \left(r^2\cos^{-1}\left(1-\dfrac{x}{r}\right) - (r-x)\sqrt{2rx-x^2}\right) & 0 \leqslant x < r \\ r^2\cos^{-1}\left(\dfrac{x}{r}-1\right) - (x-r)\sqrt{2rx-x^2} & r \leqslant x < 2r \\ 0 & x \geqslant 2r \end{cases} \tag{8}$$

其中，r 为图 4 中Ⅲ部分中小孔的半径，单位 m。

（3）主阀开启前

第 2 先导腔与主阀左腔相连，当第 2 先导腔的压力小于主阀右侧弹簧力及油液压力时，主阀处于关闭状态。此时，主阀芯的力平衡方程为

$$p_s A_4 + F_{z2} = p_a A_4 + k_2 y_0 \tag{9}$$

式中，A_4 为主阀油液作用面积，单位 m^2；F_{z2} 为主阀阀套支反力，单位 N；k_2 为主阀弹簧刚度，单位 N/m；y_0 为主阀弹簧预压缩量，单位 m。

随着主阀左腔压力 p_s 的升高，阀座支反力 F_{z2} 逐渐减小，当阀座支反力 F_{z2} 减小为 0 时，主阀芯处于即将打开的临界时刻。此时，主阀芯的力平衡方程为

$$p_s A_4 = p_a A_4 + k_2 y_0 \tag{10}$$

主阀开启压力为

$$p_{s1} = \frac{p_a A_4 + k_2 y_0}{A_4} \tag{11}$$

（4）主阀开启过程

当主阀左腔的压力 p_s 大于主阀芯开启压力 p_{s1} 时，主阀芯开启，主阀芯开启后的力平衡方程为

$$m_2\frac{d^2y}{dt^2} = p_s A_4 - p_a A_4 - k_2(y_0 + y) + C_{d2}\pi d\cos\theta(y_L - y)\Delta p - B_2\frac{dy}{dt} \tag{12}$$

式中，m_2 为先导阀芯质量，单位 kg；y 为主阀芯位移，单位 m；y_L 为主阀油口长度，单位 m；d 为主阀芯直径，单位 m；θ 为主阀射流角；Δp 为主阀阀口前后压差，单位 MPa；B_2 为黏性阻尼系数。

（5）先导阀关闭过程

随着油源 1 压力 p_a 开始回升，当先导阀处于开始方向关闭的临界状态时，此时第 2 先导腔压力仍为高压，先导阀的力平衡方程为

$$k_1(x_0 + s) + p_{a2}A_3 = p_b A_1 + p_s A_2 \tag{13}$$

关闭压力为

$$p_{a2} = \frac{p_b A_1 + p_s A_2 - k_1(x_0 + s)}{A_3} \tag{14}$$

式中，s 为先导阀芯运动行程，单位 m。

当油源 1 压力 p_a 升高至大于 p_{a2} 时，先导阀芯开始方向关闭，其力平衡方程与式（4）相同。油液通过锥阀阀口的流量方程和通过先导阀上可变节流口的流量方程与式（6）和式（7）相同。

先导阀容腔油液连续性方程为

$$-q_1 - q_2 - A_0\frac{dx}{dt} = \frac{V_c}{E}\frac{dp_s}{dt} \tag{15}$$

（6）主阀关闭过程

在先导阀芯减小至完全关闭过程中，主阀左腔压力 p_s 下降，主阀开始向左移动，主阀芯的力平衡方程与式（11）相同。

式（1）～（15）共同构成能源选择阀的数学模型。

3　能源选择阀切换特性分析

为了分析所提出的能源选择阀自开始切换至完成切换的全过程性能，根据式（1）～式（15）的数学模型，搭建了仿真模型，如图 7 所示。设定合适的结构参数，进行仿真计算。通过仿真分析切换压力及回复压力、切换时间、油源压力脉动对特性的影响，以验证所设计的能源选择阀结构是否满足相关性能指标。定义切换压力为：当油源 1 压力低于某一压力即发生故障，此时负载 1 的供油由油源 1 切换到油源 2，油源 1 的压力称为切换压力；回复压力为：负载 1 的供油由油源 2 切换回油源 1 时，油源 1 的压力。

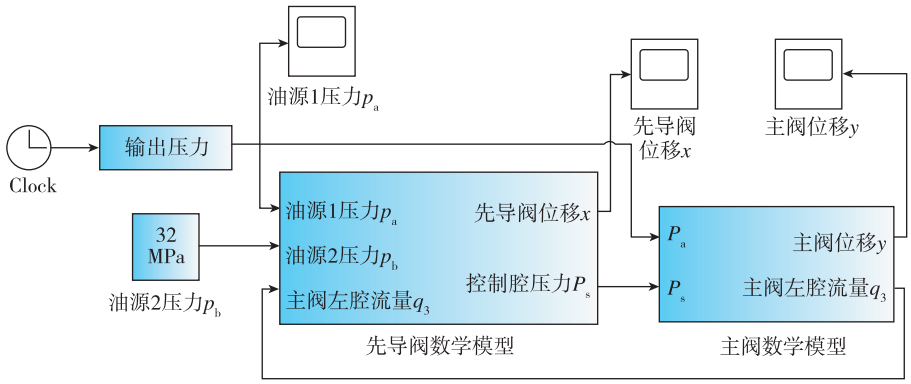
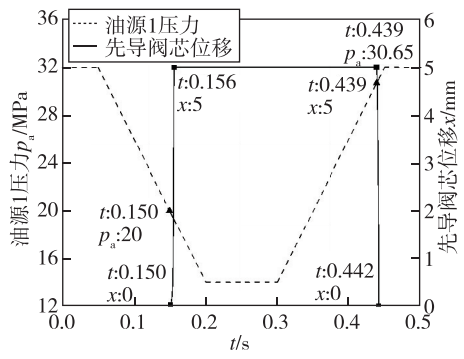


图 7　仿真模型

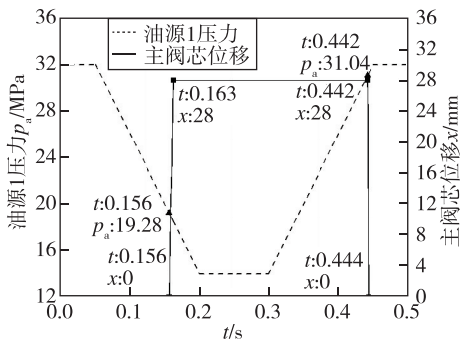
Fig. 7　Simulation model

3.1　油源 1 切换压力及切换时间

以所设计的能源选择阀为例，假设油源 2 正常工作，其压力稳定在 32MPa；油源 1 压力存在以下两种故障工况，并分别进行故障模拟与分析。图 8 所示为故障工况 1：在 0～0.05s 内压力保持在 32MPa，0.05～0.2s 发生泄漏故障，压力线性下降至 14MPa，0.3～0.45s 压力线性回升至 32MPa，0.45～0.5s内压力保持在32MPa。图9所示为故障工况 2：在 0～0.1s 内压力保持在 32MPa，在 0.1s 时压力瞬间阶跃下降至 14MPa，0.1～0.4s 压力保持在 14MPa，在 0.4s 时压力瞬间上升至 32MPa，0.4～0.5s 压力保持在 32MPa。两种故障工况下的阀芯位移变化如图 8 和图 9 所示。



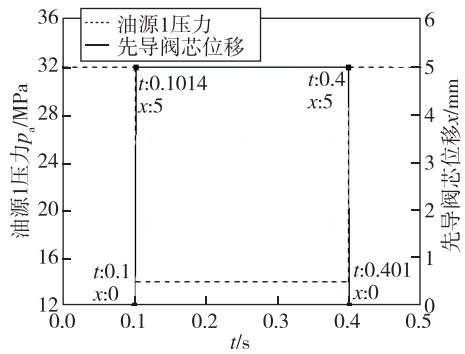
(a) 油源 1 压力及先导阀芯位移



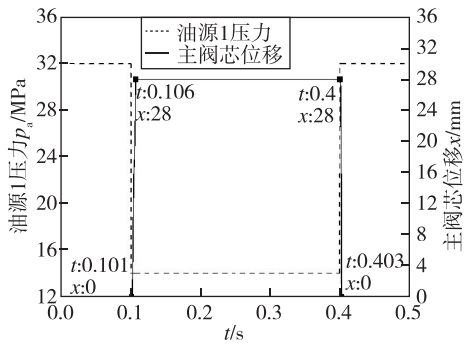
(b) 油源 1 压力及主阀芯位移

图 8　故障工况 1 下的先导阀芯与主阀芯位移

Fig. 8　Displacement of pilot valve spool and main spool under fault condition 1



(a) 油源 1 压力及先导阀芯位移



(b) 油源 1 压力及主阀芯位移

图 9　故障工况 2 下的先导阀芯与主阀芯位移

Fig. 9　Displacement of pilot valve spool and main spool under fault condition 2

对于故障工况 1，从图 8（a）中可知，先导阀

开启（切换）压力为 20MPa，关闭（回复）压力为 30.65MPa，先导阀在 0.15s 开始打开，0.156s 完全打开，开启时间为 6ms；在 0.439s 开始关闭，0.442s 完全关闭，关闭时间为 3ms，开启关闭迅速且不存在振动现象。从图 8（b）中可知，主阀开启压力为 19.28MPa，关闭压力为 31.04MPa，主阀在 0.156s 开始打开，0.163s 完全打开，开启时间为 7ms；在 0.442s 开始关闭，0.444s 完全关闭，关闭时间为 2ms。所以，故障工况 1 下的主阀的启闭时间远小于设计要求 50ms，具有较快的响应速度。此外，主阀的回复压力大于切换压力，可避免主油源在切换压力附近波动时，先导阀始终保持打开状态。这是由于所设计的先导阀右侧在开启前后的油液作用面积不同，从而使得切换压力和回复压力之间存在一段压差。

对于故障工况 2，从图 9（a）中可知，先导阀开启和关闭均在油源瞬间下降时刻，先导阀在 0.1s 开始打开，0.1014s 完全打开，开启时间为 1.4ms；在 0.4s 开始关闭，0.401s 完全关闭，关闭时间为 1ms。从图 9（b）中可知，主阀在 0.101s 开始打开，0.105s 完全打开，开启时间为 4ms；在 0.4s 开始关闭，0.403s 完全关闭，关闭时间为 3ms。所以，故障工况 2 下的主阀的启闭时间远小于设计要求 50ms，具有较快的响应速度。

3.2　油源 1 压力脉动下的切换特性

当油源 1 在开启压力附近波动时，设其压力波动形式为 $p_a=20+2\cos(10\pi t)$。通过仿真可得，油源脉动环境下阀芯先导阀和主阀芯位移如图 10 所示。

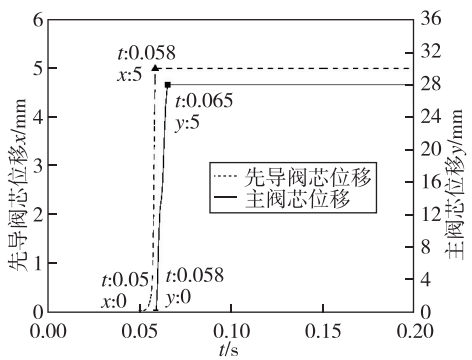


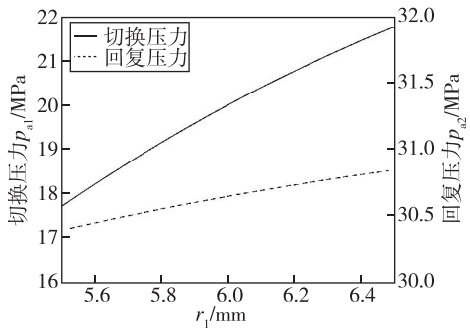
图 10　油源脉动环境下的阀芯位移

Fig. 10　Spool displacement under oil source pulsation environment

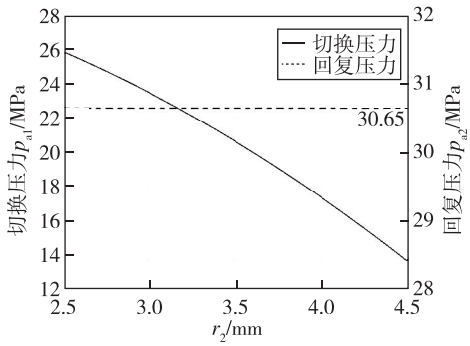
从图 10 中可知，在压力正弦波动的影响下，先导阀和主阀在打开后位移都保持不变，均能保持稳定。这是由于设计先导阀的开启关闭压差不同，从而使主阀切换和回复的压差不同。此外，先导阀在 0.05s 开始打开，0.058s 完全打开，打开时间为 8ms；主阀在 0.058s 开始打开，0.065s 完全打开，打开时间为 7ms。所以，压力正弦波动影响下的主阀的启闭时间远小于设计要求 50ms，符合设计要求。

3.3　切换压力和回复压力的影响因素

由式（3）和式（14）可知，影响切换压差和回复压差的因素分别为第 1 先导腔外圈半径、第 2 先导腔外圈半径、先导弹簧刚度和先导弹簧预压缩量。其中，第 1 先导腔外圈半径如图 5（b）中 A_1 的外圈半径，第 2 先导腔外圈半径如图 5（b）中 A_0 的内圈半径。图 11 所示为先导腔外圈半径与切换压力和回复压力的关系曲线。



(a) 第 1 先导腔外圈半径影响



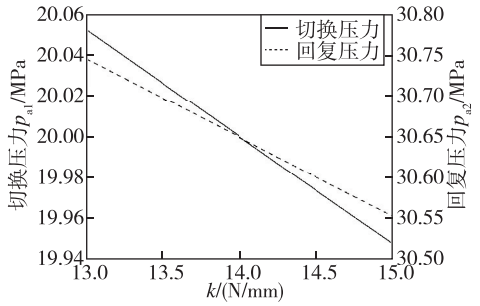
(b) 第 2 先导腔外圈半径影响

图 11　先导腔外圈半径与切换回复压力关系

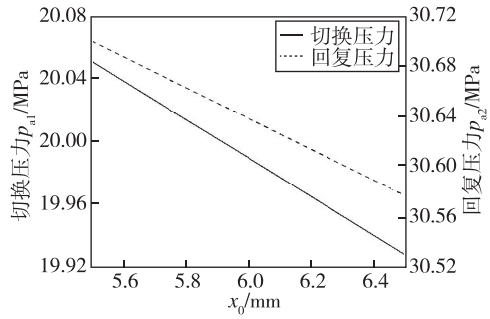
Fig. 11　The relationship between the outer ring radius of the pilot cavity and the switching return pressure

从图 11（a）中可以看出，切换压力和回复压力均随着第 1 先导腔外圈半径的增加而增加，且

第 1 先导腔外圈半径对切换压力影响较大，对回复压力影响相对较小。从图 11（b）中可以看出，切换压力随着第 2 先导腔外圈半径的增加而减小，回复压力不受第 2 先导腔外圈半径的影响。所以，能源选择阀的切换压力和回复压力可以通过调整先导腔外圈半径来实现。图 12 所示为先导弹簧刚度及压缩量与切换压力和回复压力的关系曲线。



（a）先导弹簧刚度影响



（b）先导弹簧预压缩量影响

图 12 先导弹簧刚度及压缩量与切换回复压力关系

Fig. 12 The relationship between the stiffness and compression of the pilot spring and the switching return pressure

从图 12（a）和（b）中可以看出，切换压力和回复压力均随着先导弹簧刚度和预压缩量的增加而减小，但这两项参数对切换压力和回复压力的影响较小。

4 结 论

设计了一种插装式液控能源选择阀，主阀采用三台肩滑阀结构，且在滑阀末端设置换向缓冲结构。先导阀采用锥阀和可变阻尼结构设计，用于控制主阀的切换和减小泄漏。通过先导阀油路及容腔设计，可使先导阀在开启和关闭状态下右侧控制油液的作用面积不同，进而使先导阀开启时两油源的压差和关闭时两油源的压差不同，避免了先导阀芯在切换压力附近的频繁启闭问题。建立了能源选择阀各工作过程的数学模型。得到了油源 1 切换压力和回复压力的特性，油源 1 切换时的压力随第 1 先导腔外圈半径的增大而减小，随第 2 先导腔外圈半径的减小而减小，而油源 1 回复时的压力受影响较小。此外，先导弹簧刚度和预压缩量对油源 1 的切换压力和回复压力影响较小。

所设计的能源选择阀工作压力为 32MPa。当油源 1 发生故障，压力线性下降时，油源 1 的切换压力为 19.28MPa，回复压力为 31.04MPa，主阀开启时间为 7ms。当油源 1 发生故障，压力阶跃下降时，主阀开启时间为 5ms，能实现能源选择阀快速性要求。

参考文献（References）

[1] 阎耀保．极端环境下的电液伺服控制理论及应用技术［M］．上海：上海科学技术出版社，2012：213-214.
YIN Y B. Theory and application of advanced hydraulic component［M］. Shanghai: Shanghai Scientific and Technical Publishers, 2012: 213-214 (in Chinese).

[2] 陈子平．浅谈控制系统冗余控制的实现［J］．自动化仪表，2005，26（9）：4-6.
CHEN Z P. A brief talk on implementation of redundant control of control systems［J］. Process Automation Instrumentation, 2005, 26 (9): 4-6 (in Chinese).

[3] 盛志森．我国可靠性技术发展 50 年［J］．电子产品可靠性与环境试验，2012，30（6）：1-3.
SHENG Z S. The 50 Years' history of reliability technology in China［J］. Electronic Product Reliability and Environmental Testing, 2012, 30 (6): 1-3 (in Chinese).

[4] NAKAMURA Y, HANAFUSA H, YOSHIKAWA T. Task-priority based redundancy control of robot manipulators［J］. The International Journal of Robotics Research, 1987, 6 (2): 3-15.

[5] 梁文坚．浅析 A320 飞机双发启动后 PTU 连续运转故障［J］．航空维修与工程，2014（4）：75-77.
LIANG W J. Brief analysis on A320 continuous running of the power transfer unit after both engines started［J］. Aviation Maintenance & Engineering, 2014 (4): 75-77 (in Chinese).

[6] 张仲良，傅俊勇，朱康武，等．运载火箭电液复合伺服控制系统性能分析［J］．液压与气动，2015（11）：82-86.
ZHANG Z L, FU J Y, ZHU K W, et al. The characteristics analysis of electric complex servo control system based on

launch vehicle [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015 (11): 82-86 (in Chinese).

[7] LI W D, SHI G L. Redundancy management strategy for electro-hydraulic actuators based on intelligent algorithms [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2020, 12 (6): 1-16.

[8] PRASAD B B, BIJU N, PANICKER M, et al. Failure mode investigation and redundancy management of an electromechanical control actuator for launch vehicle application [J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2020, 20 (5): 1644-1660.

[9] YE H B, CHEN X. Research of redundancy management on dual-redundancy brushless direct current electric rudder loop [J]. Advanced Materials Research, 2011, 383-390: 1965-1970.

[10] LI W D, SHI G L. Redundant design and performance analysis of hydraulic power source for actuator [J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2020, 14 (4): 58-73.

[11] 陈宗斌，何琳，廖健，等. 双泵源电液舵机线谱噪声控制 [J]. 国防科技大学学报，2019，41 (2)：170-175.
CHEN Z B, HE L, LIAO J, et al. Linear spectrum noise control of electro-hydraulic steering gear with dual pump source [J]. Journal of National University of Defense Technology, 2019, 41 (2): 170-175 (in Chinese).

[12] 宋燕. 利用联锁逻辑实现互为备用泵自动启动的方法 [J]. 石油化工自动化，2013，49 (6)：58-60.
SONG Y. Realization of automatic start-up of spare pump with application of interlock logic [J]. Automation in Petro-Chemical Industry, 2013, 49 (6): 58-60 (in Chinese).

[13] LIAO X B, CUI Q B, SHAN H Q, et al. Development of the self-propelled-gun's external hydraulic source [J]. Applied Mechanics and Materials, 2015, 697 (2): 271-274.

[14] JIA B H, YANG Z Q, SUN Z D. Research on health assessment of hydraulic pumping source system for civil aircraft [J]. Advanced Materials Research, 2012, 452-453: 248-252.

[15] 朱康武，傅俊勇，翼娟，等. 一种机械式液压油源选择阀：ZL104806596A [P]. 2015-07-29.
ZHU K W, FU J Y, YI J, et al. A mechanical hydraulic oil source selection valve: ZL104806596A [P]. 2015-07-29 (in Chinese).