



机械科学与技术

Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering

ISSN 1003-8728, CN 61-1114/TH

《机械科学与技术》网络首发论文

题目：温度对喷嘴挡板压力伺服阀静态特性影响研究
作者：陈策，周振锋，朱玉川
DOI：10.13433/j.cnki.1003-8728.20250113
网络首发日期：2025-11-27
引用格式：陈策，周振锋，朱玉川. 温度对喷嘴挡板压力伺服阀静态特性影响研究[J/OL]. 机械科学与技术. <https://doi.org/10.13433/j.cnki.1003-8728.20250113>



网络首发：在编辑部工作流程中，稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定，且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式（包括网络呈现版式）排版后的稿件，可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定；学术研究成果具有创新性、科学性和先进性，符合编辑部对刊文的录用要求，不存在学术不端行为及其他侵权行为；稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准，正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性，录用定稿一经发布，不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容，只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

出版确认：纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊（光盘版）》电子杂志社有限公司签约，在《中国学术期刊（网络版）》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版，以单篇或整期出版形式，在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊（网络版）》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物（ISSN 2096-4188，CN 11-6037/Z），所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。

温度对喷嘴挡板压力伺服阀静态特性影响研究

陈策¹, 周振锋², 朱玉川^{1,*}

(1.南京航空航天大学 机电学院,南京 210016; 2.中航工业南京伺服控制系统有限公司,南京 210032)

摘要：为研究服役工况下环境温度变化对喷嘴挡板电液压力伺服阀静态特性的影响规律，基于其结构与工作原理，建立了考虑死区电流导致的初始气隙不对称以及浮动套与阀芯间隙的整阀AMESim仿真模型，仿真分析了温度影响下油液密度变化、喷嘴组件变形、滑阀组件变形、力矩马达气隙长度变化、挡板厚度变化对整阀静态特性的影响规律及影响权重，结果表明：温度在-55℃~135℃变化时，对整阀静态特性影响权重从强至弱依次为：气隙长度、喷嘴轴向尺寸、挡板轴向尺寸、阀芯与浮动套间隙、阀芯与阀套间隙、喷嘴孔径、油液密度。最后，通过实验验证了AMESim仿真模型的准确性。仿真结果可为压力阀故障定位、结构设计及优化提供依据。

关键词：喷嘴挡板压力伺服阀；浮动套与阀芯间隙；AMESim；温漂

中图分类号：TG156

Research on the Effect of Temperature on Static Characteristics of Nozzle-Flapper Pressure Servo Valves

Chen Ce¹, Zhou Zhenfeng², Zhu Yuchuan^{1,*}

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, Jiangsu 210016; 2. AVIC Nanjing Servo Control System Co. LTD, Nanjing Jiangsu 210032)

Abstract: To investigate the influence of environmental temperature changes on the static characteristics of nozzle baffle electro-hydraulic pressure servo valves under service conditions, based on its structure and working principle, an AMESim simulation model of the whole valve was established considering the initial air gap asymmetry caused by dead zone current and the clearance between the floating sleeve and the valve core. The simulation analyzed the influence of temperature on the static characteristics of the whole valve, including changes in oil density, nozzle component deformation, slide valve component deformation, torque motor air gap length, and baffle thickness. The results showed that when the temperature changed from -55 °C to 135 °C, the influence weights on the static characteristics of the whole valve from strong to weak were: air gap length, nozzle axial size, baffle axial size, valve core and floating sleeve clearance, valve core and valve sleeve clearance, nozzle. Aperture and oil density. Finally, the accuracy of the simulation model was verified through experiments. The simulation results can provide a basis for fault location, structural design, and optimization of pressure valves.

Key words: Nozzle flapper pressure servo valve; sleeve-spool clearance; AMESim; Temperature drift

电液伺服阀是闭环电液伺服控制系统中的核心部件，集高精度与高频响特性于一体，分为压力伺服阀和流量伺服阀，其中电液压力伺服阀是飞机刹车系统的核心控制元件，对安全着陆起着重要的作用^[1]。

电液压力伺服阀可按先导级类型分为：喷嘴挡板压力伺服阀、射流管压力伺服阀和偏转射流压力

伺服阀。其中双喷嘴挡板力反馈两级电液伺服阀具有良好的线性度和动态性能，具有高可靠、压力灵敏度高等优点，被广泛应用于飞机刹车系统^[2-4]。

喷嘴挡板伺服阀的专利授权已过去了六十多年^[5]，经过长期研究积累，各学者在理论建模与物理模型^[6]、力矩马达振动模态^[7]、弹簧管刚度影响^[8]、啸叫^[9]等方面取得较为丰富成果。陕西秦峰液压有

限责任公司的王利宁^[10]研究了温度影响下喷嘴、节流孔以及油液黏度对压力伺服阀输出压力的影响,北京交通大学的延皓^[11]研究了高温下喷嘴挡板伺服阀前置级结构的变化和带来的温漂。西安航空控制科技有限公司的孙静^[12]等研究了喷嘴挡板间隙、喷嘴孔径、回油路阻尼孔孔径等对刹车控制阀输出特性的敏感度,西安建筑科技大学的刘欣^[13]等针对不同喷嘴、节流口直径的压力伺服阀压力特性进行了研究。南京航空航天大学葛声宏和吴河灯^[14]等针对一种非对称喷嘴挡板伺服阀进行了数学建模和仿真研究,南京航空航天大学的王彦文^[15]等建立了多喷嘴挡板伺服阀的整阀数学模型。北京交通大学的秦嘉言^[16]等研究了温度对力矩马达组件的影响。总结以上研究发现:在理论与仿真建模方面,都没有考虑浮动套与阀芯间隙的影响;在温度对伺服阀影响方面,都没有具体给出对伺服阀静态特性的影响大小,现存研究并不全面具体。

基于以上研究的不足,本文建立了考虑浮动套与阀芯间隙的喷嘴挡板压力阀 AMESim 仿真模型,并基于此模型研究了服役高低温工况下,油液密度变化、力矩马达组件、喷嘴组件和滑阀组件热变形对整阀静态特性的影响,最后通过实验验证 AMESim 仿真模型的准确性。

1 结构与工作原理介绍

喷嘴挡板电液压力伺服阀由力矩马达、喷嘴挡板组件和滑阀组件组成,如图 1 所示。该型伺服阀力矩马达初始气隙为非对称结构,满足压力伺服阀 4~5mA 死区电流的设计要求。该喷嘴挡板电液压力伺服阀的工作原理如下:

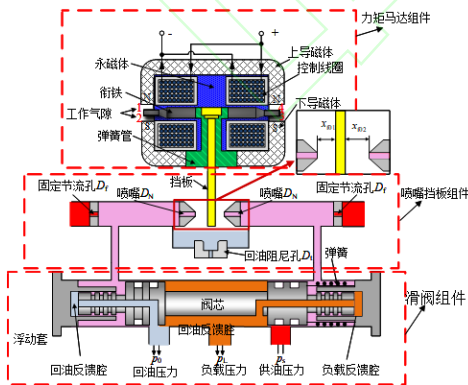


图 1 喷嘴挡板压力阀原理图

Fig.1 Schematic diagram of nozzle flapper pressure valve

当施加正向控制电流时,电磁力矩驱动衔铁组件偏转,使挡板产生左向位移,左喷挡距离减小右喷挡距离增大,根据伯努利效应,左喷嘴腔压力升高、右喷嘴腔压力下降。当压差产生的力大于阀芯

所需启动力时,阀芯右移,进油口打开产生刹车压力,进油口阀芯开度越大,负载压力越大,负载压力即为输出压力,负载腔与负载反馈腔相连通,实现闭环控制,使输出压力与控制电流成线性关系。

2 理论建模与仿真建模

2.1 数学模型

力矩马达组件由永磁体、上下导磁体、控制线圈、衔铁和弹簧管组成。其作用是将输入的电信号转换为电磁力矩 T_d ,在该电磁力矩作用下,衔铁产生偏转,电磁力矩 T_d 为:

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

式中: T_d 为电磁力矩; i 为输入的控制电流; θ 为衔铁组件偏转角度; K_t 为力矩马达的中位电磁力矩系数; K_m 为力矩马达的中位磁弹簧刚度。

衔铁组件在工作过程中受喷嘴液流作用发生平动位移 x_g ,受到电磁力矩产生偏转角度 θ ,作为二自由度系统,其力矩平衡方程为:

$$T_d = J \frac{d^2 \theta}{dt^2} + B_r \frac{d\theta}{dt} + T_{tube} + (m \frac{d^2 x_g}{dt^2} + B_l \frac{dx_g}{dt} + F_{tube}) r \quad (2)$$

式中: J 为衔铁组件的转动惯量; B_r 为衔铁组件的转动阻尼系数; T_{tube} 为弹簧管抵抗变形的弯曲力矩; x_g 为衔铁组件在喷嘴液流作用下发生的平动位移; r 为衔铁组件转动中心到喷嘴中心的距离; m 为衔铁组件的质量; B_l 为衔铁组件的平动阻尼系数; F_{tube} 为弹簧管抵抗变形的弯曲力。

喷嘴挡板组件由固定节流孔、挡板和喷嘴构成。考虑油液的可压缩性,依据流量连续性方程,该组件的动态可由相应的方程描述:

$$\dot{p}_1 = \frac{\beta_e}{V_1} [C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1) - C_{df} \pi D (x_{01} - x_l)} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_0)}] \quad (3)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{\beta_e}{V_2} [C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_2) - C_{df} \pi D (x_{02} - x_l)} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_0)}] \quad (4)$$

式中: ρ 为油液密度; V_1 、 V_2 分别为左、右控制腔容积; C_{df} 、 C_d 分别为喷嘴挡板可变节流孔和固定节流孔的流量系数; p_1 、 p_2 、 p_s 和 p_0 分别为左喷嘴腔压力、右喷嘴腔压力、供油压力和回油压力; β_e 为油液有效体积模量; d 、 D 分别为固定节流孔和喷

嘴的直径； x_f 为挡板位移。

压力由滑阀输出作用在刹车作动筒上，设负载腔为固定容腔，并忽略泄漏，基于流量连续性原理可得其压力流量特性：

$$Q_1 - Q_2 = \frac{V_0}{\beta_e} \frac{dp_A}{dt} \quad (5)$$

式中： Q_1 、 Q_2 分别为进油口流量、回油口流量； p_A 为负载腔压力； V_0 为负载腔容积。

滑阀在工作时主要受到左喷嘴腔压力、右喷嘴腔压力、反馈腔压力、稳态液动力、瞬态液动力、惯性力、阻尼力以及弹簧作用力，其平衡方程为：

$$A_1(p_1 - p_2) - A_2(p_A - p_0) = m_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + c_v \frac{dx_v}{dt} + F_{v1} + F_{v2} + kx_v \quad (6)$$

式中： A_1 为滑阀左、右端端面面积； A_2 为回油反馈腔、负载反馈腔端面面积； F_{v1} 、 F_{v2} 分别为滑阀稳态、瞬态液动力； x_v 为滑阀位移； m_v 滑阀质量； c_v 为滑阀阻尼系数； k 为弹簧刚度。

2.2 AMESim 仿真模型

喷嘴挡板电液压力伺服阀涉及机电液磁多物理场耦合，基于前文结构原理分析与理论建模，利用AMESim软件建立喷嘴挡板电液压力伺服阀的仿真模型，如图2所示，并根据实际进行参数设置，主要参数如表1所示。

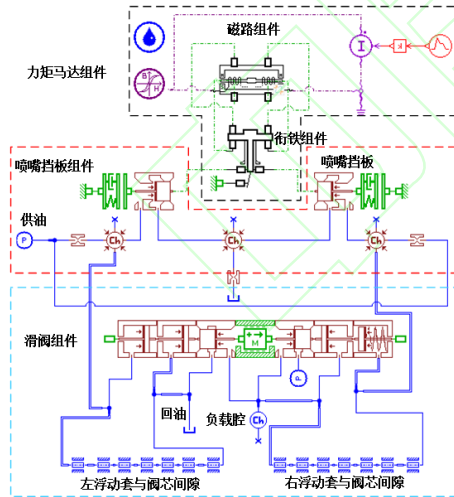


图2 整阀 AMESim 仿真模型

Fig.2 AMESim simulation model of the whole valve

表1 主要参数

Tab.1 Main parameter

参数	数值
左上气隙1长度/(mm)	0.3501
左下气隙2长度/(mm)	0.2677
右下气隙3长度/(mm)	0.3196

右上气隙4长度/(mm)	0.2705
磁钢剩磁/(T)	0.4
铁组件转动惯量/(kg·m ²)	2.2×10 ⁻⁷
衔铁组件转动阻尼系数/(N·m·s/rad)	0.005
衔铁组件平动阻尼系数/(N·s/m)	50
转动中心到喷嘴中心距离/(mm)	10.1
弹簧管弹性模量/(GPa)	128
油液运动粘度/(mm ² /s)	22.482
油液密度/(kg/m ³)	839
进油阀口重叠量/(mm)	0.06
回油阀口重叠量/(mm)	-0.12
阀芯阀套圆角/(μm)	3
滑阀径向间隙/(μm)	2
阀芯与浮动套间隙/(μm)	3

3 仿真分析

死区电流、压力增益和最大输出压力是评价压力伺服阀静态特性的核心指标，本文研究温度变化下以上三个参数的具体变化量。

某飞机刹车系统中的喷嘴挡板电液压力伺服阀工作环境温度范围为-55℃~135℃，为了探究温度在-55℃~135℃范围内变化对整阀静态特性影响，选取油液密度、力矩马达组件、喷嘴组件、滑阀组件等易受温度影响的参数和关键组件进行热仿真与静态特性分析。

3.1 油液密度变化对整阀静态特性的影响

环境温度变化会改变油液的密度，本文研究的压力伺服阀工作时使用液压油是YH-15航空液压油，经查阅相关资料和公式，温度为-55℃、20℃、135℃时，油液密度依次为886.5mm²/s、839.3mm²/s、766.9mm²/s，设置不同油液密度进行仿真分析，仿真结果如图3和表2所示。

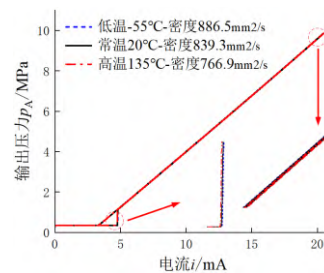


图3 油液密度变化下的压力特性曲线

Fig.3 Pressure characteristic curve of oil density change

表2 油液密度变化下的静态特性

Tab.2 Static characteristics of oil under changes in density

油液密度	死区电流	压力增益	输出压力
------	------	------	------

/kg/m ³	/mA	/(MPa/mA)	/MPa
886.5	4.72	0.55	9.87
839.3	4.71	0.55	9.86
766.9	4.70	0.55	9.86

由仿真结果可知，温度变化导致的油液密度变化对伺服阀死区电流和输出压力有一定影响，但并不大。温度降低至-55℃，死区电流增大 0.21%，压力增益基本不变，输出压力增大 0.1%，温度升高至 135℃，死区电流减小 0.21%，压力增益基本不变，输出压力基本不变。

分析变化原因是油液密度减小，左右控制腔的流量增大，导致左右控制腔压差变大，即阀芯驱动力变大，使得进油阀口更早的开启，死区电流变小，但由于温度变化所导致的密度变化幅度并不大，不会导致左右控制腔压差发生很大的改变。

3.2 喷嘴组件热变形对整阀静态特性的影响

喷嘴组件在高低温时喷嘴会发生变形（分为径向变形和轴向变形），最终会影响整阀的静态特性。考虑到原始喷嘴存在加工尺寸不同的情况，故在仿真中设置了不同的喷嘴尺寸（取 5% 的结构公差）。

3.2.1 相同喷嘴孔径情况温度位移耦合仿真

整个喷嘴组件结构如图 4 所示，主要有两个 0.5mm 孔径喷嘴、两个喷嘴体和一个壳体组成，有限元仿真模型如图 5 所示。

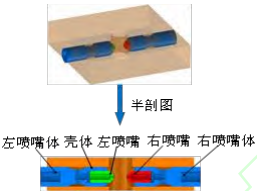


图 4 喷嘴组件结构图
Fig.4 Structure diagram of nozzle component

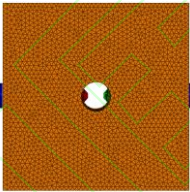


图 5 喷嘴组件仿真模型
Fig.5 Simulation model for nozzle components

基于整阀 AMESim 仿真模型，将不同温度时的喷嘴轴向变化量代入模型中，分析喷嘴孔径相同时喷嘴组件热变形整阀输出特性，仿真结果如图 6、7 和表 3 所示。

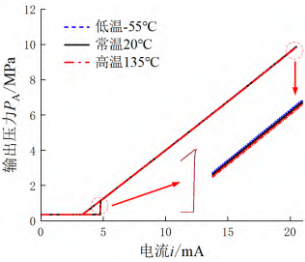


图 6 压力特性曲线（喷嘴径向热变形）
Fig.6 Pressure Characteristic Curve (Nozzle radial thermal deformation)

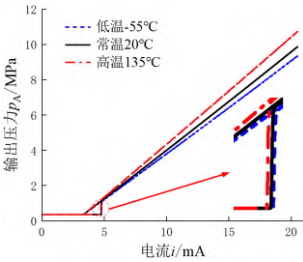


图 7 压力特性曲线（喷嘴轴向热变形）
Fig.7 Pressure Characteristic Curve (Nozzle axial thermal deformation)

表 3 喷嘴组件热变形下的静态特性变化量

Tab.3 Static characteristic changes of nozzle components under thermal deformation

静态特性	-55℃		135℃	
	轴向变形	径向变形	轴向变形	径向变形
死区电流/mA	0.05	0	-0.06	0
压力增益/(MPa/mA)	-0.03	0	0.05	0
最大输出压力/MPa	-0.51	0.02	0.87	-0.01

对比分析可知，温度变化导致左右喷嘴径向变形对整阀静态特性影响很小，而轴向变形对死区电流有一定影响，相较于常温下的静态特性，温度降低至-55℃，死区电流增大 0.85%，温度升高至 135℃，死区电流减小 1.34%。分析原因是输入电流为零时，由于力矩马达工作气隙不对称，导致挡板向右偏转一定距离后保持静止，需要输入一定控制电流使挡板回到中位。初始喷挡距离减小，则需要更小的电磁力矩使挡板回到中位，故需要更小的控制电流，死区电流变小。

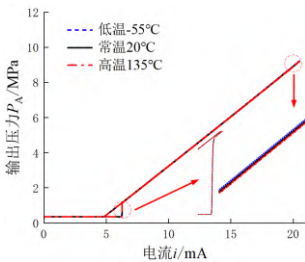
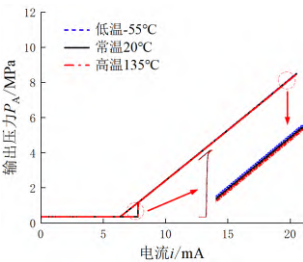
温度降低至-55℃，最大输出压力减小 5.17%，压力增益减小 4.74%；温度升高至 135℃，最大输出压力增大 8.82%，压力增益增大 9.30%。分析原因是在相同的控制电流下，喷挡距离越小，挡板位移不变，前置级输出压差越大，阀芯所受驱动力越大，阀芯响应速度越快，负载腔压力对电流的响应越快，则压力增益越大。阀芯所受驱动力越大，相同输入电流下阀芯位移越大，进油阀口开度越大，则输出压力越大。

3.2.2 不同喷嘴孔径情况温度位移耦合仿真

将 3.2.1 中 Abaqus 仿真模型中左喷嘴孔径保持不变，右喷嘴孔径分别改为 0.475mm、0.4875mm、0.5125mm、0.525mm，再利用 Abaqus 进行仿真，喷嘴热变形仿真结果如表 4 所示并将结果代入 AMESim 仿真模型，压力仿真结果如图 8、9 所示。

表 4 右喷嘴热变形
Tab.4 Thermal deformation of the right nozzle

右喷嘴孔径 /mm	-55℃		135℃	
	轴向变形 /μm	径向变形 /μm	轴向变形 /μm	径向变形 /μm
0.4750	-2.07	-0.20	3.31	0.68
0.4875	-2.08	-0.22	3.36	0.71
0.5000	-2.08	-0.23	3.36	0.75
0.5125	-2.07	-0.24	3.35	0.77
0.5250	-2.09	-0.26	3.31	0.81



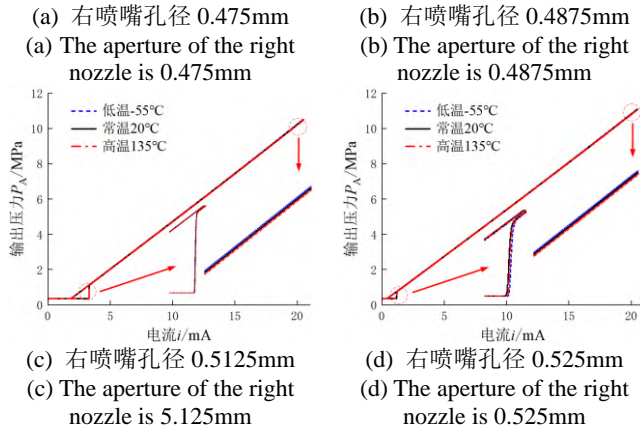


图 8 喷嘴组件热变形下的压力特性曲线 (喷嘴径向热变形)
Fig.8 Pressure characteristic curve of nozzle component under thermal deformation (Nozzle radial thermal deformation)

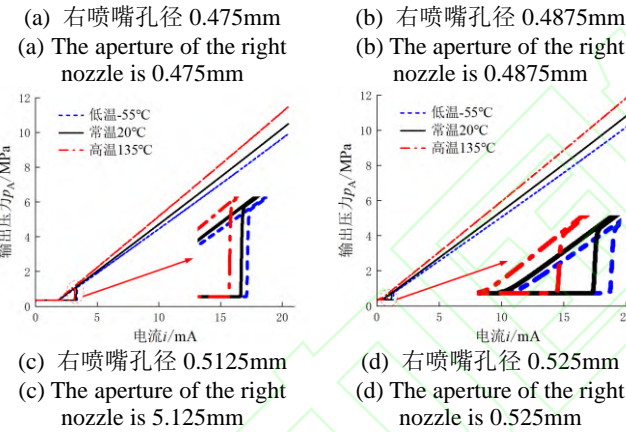
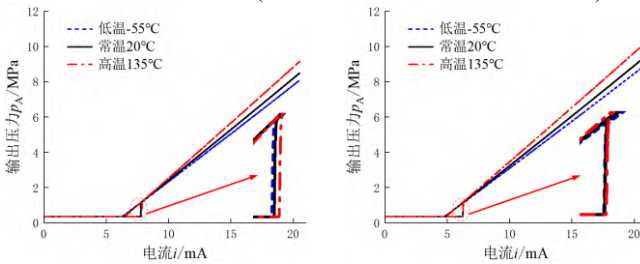


图 10 力矩马达仿真模型

Fig.10 Torque motor simulation model

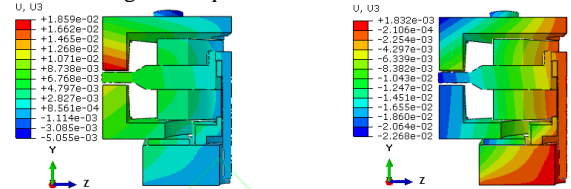


图 11 变形云图 (T=-55°C)
Fig.11 Deformation cloud image (T=-55°C)

图 12 变形云图 (T=135°C)
Fig.12 Deformation cloud image (T=135°C)

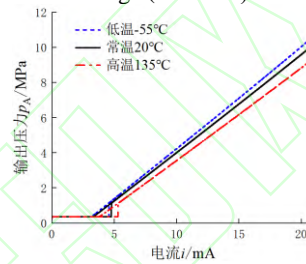


图 13 压力特性曲线 (气隙长度变化)
Fig.13 Pressure Characteristic Curve (Nozzle Orifice Thermal Deformation)

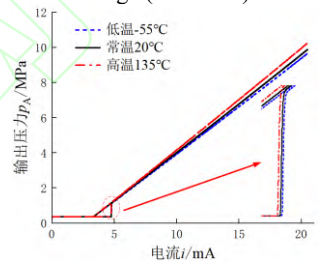


图 14 压力特性曲线 (挡板热变形)
Fig.14 Pressure Characteristic Curve (Nozzle Axial Thermal Deformation)

表 5 气隙长度变化下的静态特性

Tab.5 Static characteristics under varying air gap length

温度/°C	死区电流 /mA	压力增益 /(MPa/mA)	输出压力 /MPa
-55	4.53	0.57	10.33
20	4.71	0.55	9.86
135	5.24	0.52	9.09

表 6 挡板热变形下的静态特性

Tab.6 Static characteristics of baffle under thermal deformation

温度/°C	死区电流 /mA	压力增益 /(MPa/mA)	输出压力 /MPa
-55	4.73	0.53	9.65
20	4.71	0.55	9.86
135	4.69	0.57	10.23

力矩马达热变形仿真结果如图 11、图 12 所示, 挡板厚度为 1.9mm, 通过测量可知, 高温 135°C 时, 挡板厚度增大了 3.55%, 上气隙减小了 18.68 μ m, 下气隙增大了 24.02 μ m; 低温 -55°C 时, 挡板厚度减小了 2.16%, 上气隙增大了 6.40 μ m, 下气隙减小了 9.58 μ m。

基于整阀 AMESim 仿真模型, 将不同温度时的挡板变化量代入模型中, 分析挡板热变形后整阀输出特性, 压力仿真结果如图 13、14 和表 5、6 所示。

对比分析可知, 力矩马达热变形对整阀静态特

由仿真结果可知, 喷嘴轴向变形显著高于径向变形, 轴向变形带来的静态特性影响也显著高于径向变形带来的影响; 5% 结构公差带来对静态特性的影响也显著高于温度带来的影响。

对比分析可知, 喷嘴组件热变形对整阀静态特性影响较大。

3.3 力矩马达组件热变形对整阀静态特性的影响

力矩马达因结构对称且四螺钉预紧力呈对称分布, 建立如图 10 所示力矩马达 1/4 模型。

性有一定影响，其中气隙长度变化影响较大，挡板厚度变化影响一般。

3.4 滑阀组件热变形对整阀静态特性的影响

整个滑阀组件结构如图 15 所示,主要由左右限位块、左右浮动套、阀芯和壳体组成，建立如图 16 所示有限元模型。

实际滑阀阀芯与浮动套之间存在径向间隙，一般为 1~5 μm 。温度变化会引起径向间隙发生变化，进而可能影响到喷嘴挡板电液压力伺服阀的零位特性。本文研究的压力伺服阀阀芯与浮动套径向间隙取单边为 3 μm ，阀芯和阀套的间隙为 2 μm 。

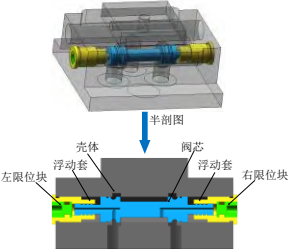


图 15 滑阀组件结构图
Fig.15 Structure diagram of slide valve component

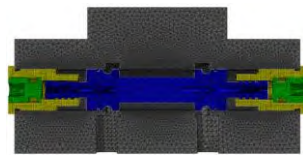


图 16 滑阀组件仿真模型
Fig.16 Simulation model of slide valve components

仿真结果如图 17、18 所示，温度降低至-55 $^{\circ}\text{C}$ 时，在每段环形缝隙流处取 3 个监测点，其中左侧四段浮动套与阀芯间隙（从右往左）的间隙值为：3.19 μm 、3.47 μm 、3.86 μm 、4.11 μm ；右侧四段浮动套与阀芯间隙（从左往右）的间隙值为：3.03 μm 、3.12 μm 、3.38 μm 、3.78 μm ；阀芯与阀套间间隙变化量取最大处为 3.85 μm 。温度升高至 135 $^{\circ}\text{C}$ 时，取平均值计算间隙值左侧浮动套与阀芯间隙（从右往左）的间隙值为：2.31 μm 、1.92 μm 、1.36 μm 、0.97 μm ；右侧四段浮动套与阀芯间隙（从左往右）的间隙值为：2.90 μm 、2.55 μm 、2.06 μm 、1.20 μm ；阀芯与阀套间间隙变化量取最小处为 0.68 μm 。

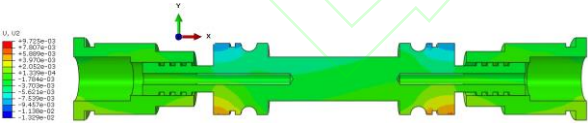


图 17 变形云图 (T=-55 $^{\circ}\text{C}$)
Fig.17 Deformation cloud image (T=-55 $^{\circ}\text{C}$)

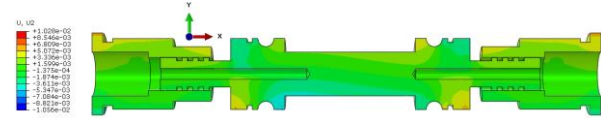


图 18 变形云图 (T=135 $^{\circ}\text{C}$)
Fig.18 Deformation cloud image (T=135 $^{\circ}\text{C}$)

由仿真结果可知,温度降低导致阀芯与浮动套、阀芯与阀套的径向间隙增大，温度升高导致径向间隙减小。因此，基于整阀 AEMSIm 仿真模型，改变阀芯与浮动套的径向间隙进行仿真，仿真结果如图

19、20 和表 7、8 所示。

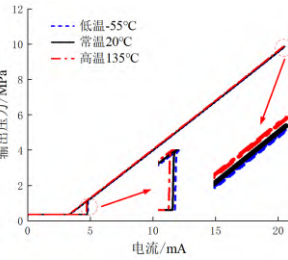


图 19 压力特性曲线（浮动套与阀芯间隙变化）
Fig.19 Pressure characteristic curve (Clearance change of floating bushing and valve spool)

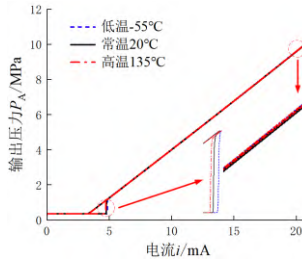


图 20 压力特性曲线（阀芯与阀套间隙变化）
Fig.20 Pressure characteristic curve (Clearance change of valve spool and valve sleeve)

表 7 浮动套与阀芯间隙变化下的静态特性
Tab.7 Static characteristics under variation of clearance between floating bushing and valve spool

温度/ $^{\circ}\text{C}$	死区电流/ mA	压力增益/ (MPa/mA)	输出压力/ MPa
-55	4.77	0.55	9.82
20	4.71	0.55	9.86
135	4.64	0.55	9.90

表 8 阀芯与阀套间隙变化下的静态特性
Tab.8 Static characteristics under variation of clearance between valve spool and valve sleeve

温度/ $^{\circ}\text{C}$	死区电流/ mA	压力增益/ (MPa/mA)	输出压力/ MPa
-55	4.73	0.55	9.88
20	4.71	0.55	9.86
135	4.70	0.55	9.85

对比分析可知，滑阀组件热变形对整阀静态特性有一定影响，其中浮动套与阀芯间隙变化对静态特性的影响略大于阀芯和阀套间隙变化。

3.5 伺服阀整阀热变形对整阀静态特性的影响

为了评价各参数在温度变化下对整阀静态特性的影响大小，分别整理高温和低温下静态特性相比于常温的相对变化量，如表 9、10 所示。

表 9 低温-55 $^{\circ}\text{C}$ 下静态特性相对变化量
Tab.9 Relative variation of static characteristics at low temperature -55 $^{\circ}\text{C}$

参数	死区电流	压力增益	输出压力
油液密度	0.21%	0	0.10%
喷嘴孔径	0	0	0.20%
喷嘴轴向尺寸	1.06%	-5.45%	-5.17%
气隙长度	-3.82%	3.64%	4.77%
挡板厚度	0.42%	-3.64%	-2.12%
浮动套与阀芯间隙	1.27%	0	-0.41%
阀芯与阀套间隙	0.42%	0	0.20%

表 10 高温 135 $^{\circ}\text{C}$ 下静态特性相对变化量
Tab.10 Relative variation of static characteristics at high temperature 135 $^{\circ}\text{C}$

参数	死区电流	压力增益	输出压力
油液密度	-0.21%	0	0
喷嘴孔径	0	0	-0.10%
喷嘴轴向尺寸	-1.27%	9.09%	8.82%
气隙长度	11.25%	-5.45%	-7.81%
挡板厚度	-0.42%	3.64%	3.75%

浮动套与阀芯间隙	-1.49%	0	0.41%
阀芯与阀套间隙	-0.21%	0	-0.10%

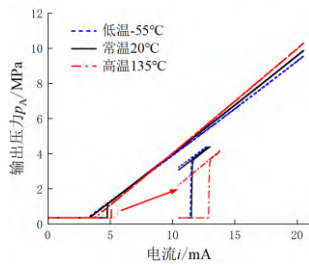


图 21 整阀热变形下的压力特性曲线

Fig.21 Pressure characteristic curve under thermal deformation of the entire valve

将各参数变化量代入 AMESim 仿真模型中, 分析整阀热变形时伺服阀静态特性的变化, 仿真结果如图 21 和表 11 所示。

表 11 整阀热变形下的静态特性

Tab.11 Static characteristics of the entire valve under thermal deformation

温度/°C	死区电流 /mA	压力增益 /(MPa/mA)	输出压力 /MPa
-55	4.63	0.52	9.55
20	4.71	0.55	9.86
135	5.08	0.59	10.28

对比分析可知, 高温下死区电流可能会超过允许范围 (4-5mA), 但输出压力和压力增益会增大, 低温下死区电流会减小, 压力增益和输出压力会增大。

4 实验研究

4.1 实验原理

为了验证喷嘴挡板压力阀 AMESim 仿真模型的准确性, 搭建了实验系统进行整阀静态特性测试, 实验原理图如图 22 所示。实验系统主要由控制平台、电液伺服阀实验台、喷嘴挡板电液压力伺服阀、压力传感器、示波器组成, 所使用的喷嘴挡板伺服阀为 AMESim 仿真模型的搭建对象。

压力伺服阀的静态特性描述了在低频输入电流信号作用下, 负载压力与电流幅值之间的稳态关系。其测试原理如下: 当力矩马达线圈的控制电流为零时, 由于气隙存在初始不对称, 右侧喷嘴腔压力高于左侧, 阀芯在合力作用下向左运动至极限位置。此时, 滑阀进油口关闭, 回油口开启, 负载腔压力降至回油压力。当线圈中通入控制电流后, 衔铁组件发生偏转, 使得左侧喷嘴腔压力高于右侧, 推动阀芯向右移动。随着滑阀进油口逐渐打开、回油口逐渐关闭, 负载腔输出与输入电流成比例的负载压力。

基于上述机理, 在静态特性测试中, 向控制线圈输入低频三角波电流信号, 利用压力传感器实时采集负载压力, 同时采用电流传感器采集电流信号。

通过示波器可实时观察压力与电流的关系曲线, 并保存相应数据以供分析。

实验还原仿真模型中的输入, 通过控制平台给电液伺服阀实验台输入幅值为 20.5mA、频率为 0.02Hz 的三角波电流信号, 阀的进油口与喷嘴腔连接实验台供油口 (供油压力 28MPa), 滑阀回油口连接实验台回油口 (回油压力 0.35MPa), 负载腔接压力传感器以测量整阀输出压力, 其数据由示波器监测显示。实验台实物图如图 23 所示。

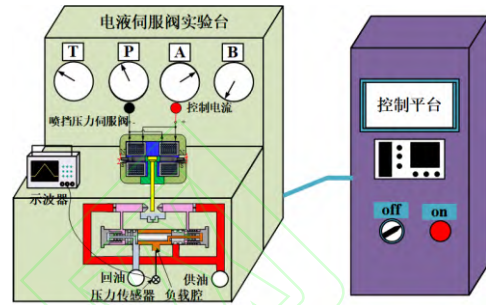


图 22 电液伺服阀实验原理图

Fig.22 Electro-hydraulic servo valve experimental schematic

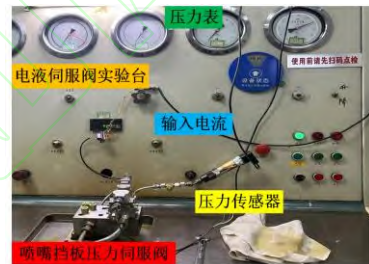


图 23 电液伺服阀实验台

Fig.23 Electro-hydraulic servo valve test bench

4.2 实验结果分析

实验得到的压力特性曲线和仿真结果如图 24 所示。对比分析可知, 考虑浮动套与阀芯间隙时仿真的死区电流为 4.715mA, 实验结果为 4.657mA, 二者相对误差为 1.245%; 不考虑时, 死区电流为 4.338mA, 相对误差为 6.85%, 误差较大, 因此需要考虑浮动套与阀芯间隙。在输出压力开始上升阶段, 仿真与实验结果有一定误差, 最大相对误差不超过 5%, 随着电流的增大, 输出压力基本一致。分析误差来源有: 力矩马达气隙、喷嘴、滑阀阻尼、实际滑阀工作边圆角误差等。

总体来看, 仿真与实验具有良好的一致性, 各项指标的误差均在 5% 以下, 可验证 AMESim 仿真模型的准确性。

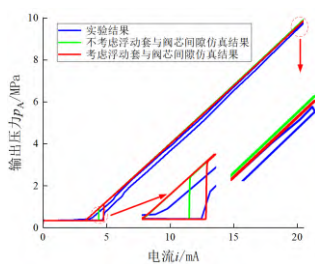


图 24 整阀压力特性曲线对比

Fig.24 Comparison of pressure characteristic curve of whole valve

5 结论

本文基于喷嘴压力阀工作原理及其实际结构,搭建了考虑死区电流导致的初始气隙不对称以及浮动套与阀芯间隙的整阀 AMESim 仿真模型,得到了整阀的静态特性,并通过实验验证了仿真模型的准确性;通过仿真模型研究了温度影响下,油液密度、喷嘴组件、挡板厚度、气隙长度、滑阀组件等易受温度影响的参数和关键组件变化对整阀静态特性的影响规律,为喷嘴压力阀的设计和优化提供参考。当温度从-55℃增大到 135℃时,主要结论如下:

(1) 不同于已有文献研究,在气隙全部相等的情况下,温度导致的气隙变化对静态特性几乎没有影响,但在实际装配中 4 个气隙的微量不一致后,温度变化引起的微量气隙变化,会使伺服阀静态特性发生显著改变。

(2) 对死区电流影响权重从高至低依次为气隙长度、浮动套与阀芯间隙、喷嘴轴向尺寸、挡板厚度、阀芯与阀套间隙、油液密度、喷嘴孔径。

(3) 对压力增益影响影响比较大的三个因素及排序为:喷嘴轴向尺寸、气隙长度、挡板厚度,而浮动套与阀芯间隙、阀芯与阀套间隙、喷嘴孔径、油液密度对压力增益几乎无影响。

(4) 对最大输出压力影响权重从高至低依次为喷嘴轴向尺寸、气隙长度、挡板厚度、浮动套与阀芯间隙、喷嘴孔径、阀芯和阀套间隙、油液密度。

(5) 喷嘴孔径加工误差,会使温度引起的温漂加剧,其中喷嘴轴向尺寸热变形导致的静态特性变化远大于径向热变形。

[参考文献]

[1] 孟令康,朱玉川,王玉文,等.射流管电液伺服阀滑阀冲蚀磨损特性分析[J].液压与气动,2022,46(2):124-130.
Meng L K, Zhu Y C, Wang Y W, et al. Characteristics Analysis of Erosion Wear of Spool Valve for Jet Pipe Servo Valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2022,46(2):124-130. (in Chinese)

[2] 田源道.电液伺服阀技术[M].北京:航空工业出版社,2008.
Tian Y D. Electro-hydraulic Servo Valve Technology[M].

Beijing: Aviation Industry Press, 2008. (in Chinese)

[3] 李跃松,朱玉川.电液伺服阀建模与 Simulink 仿真[M].北京:机械工业出版社,2020.
Li Y S, Zhu Y C. Modeling and Simulink Simulation of Electro-hydraulic Servo Valve[M]. Beijing: China Machine Press, 2020. (in Chinese)

[4] 王春行.液压控制系统[M].北京:机械工业出版社,2009.
Wang C X. Hydraulic Control Systems [M]. Beijing: China Machine Press, 2009. (in Chinese)

[5] Andrew Plummer. Electro-hydraulic servo valves – past, present, and future[C]//10th International Fluid Power Conference, March 8-10, 2016, University of Bath. Dresden, 2016: 405-423

[6] 李跃松.双喷嘴挡板力反馈两级电液伺服阀的物理建模[J].液压与气动,2021,45(4):69-73.
Li Y S. Physical Model of Two-stage Nozzle-flapper Electrohydraulic Servo-valve with Force Feedback[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021, 45(4): 69-73. (in Chinese)

[7] 王昕怡,阎耀保,江金林,等.喷嘴挡板伺服阀力矩马达振动模态分析[J/OL].飞控与探测,1-12[2025-09-17].https://link.cnki.net/urlid/10.1567.TJ.20250724.1359.005.
Wang Xinyi, Yin Yaobao, Jiang Jinlin, et al. Vibration Modal Analysis of Torque Motor in Nozzle-Flapper Servovalve[J/OL]. Flight Control and Detection, 1-12[2025-09-17].https://link.cnki.net/urlid/10.1567.TJ.20250724.1359.005. (in Chinese)

[8] 徐兵,鲍静涵,毛泽兵,等.双喷嘴挡板伺服阀弹簧管刚度对伺服系统的影响分析[J].液压与气动,2017(5):8-12.
Xu B, Bao J H, Mao Z B, et al. Influence Analysis of Flexure Tube Stiffness on Servo System in Dual-Nozzle Flapper Servo Valves [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017(5): 8-12. (in Chinese)

[9] 陈猛.油液黏度及压力脉动扰动下喷嘴挡板阀流致振动特性研究[D].哈尔滨工业大学,2019.
Chen M. Study on Flow-Induced Vibration Characteristics of Nozzle Flapper Valve under Oil Viscosity and Pressure Pulsation Disturbances [D]. Harbin Institute of Technology, 2019. (in Chinese)

[10] 王利宁.电液压力伺服阀的温度零漂分析[J].液压气动与密封,2021,41(03):54-56.
Wang L N. The Temperature Zero Drift Analysis of Electro-hydraulic Pressure Servo Valve[J].Hydraulics Pneumatics & Seals, 2021,41(03):54-56. (in Chinese)

[11] Yan Hao, Liu Yang, Ma Li. Mechanism of Temperature's Acting on Electro-Hydraulic Servo Valve[J]. IEEE Access, 2019,780465-80477.

[12] 孙静,蔡坤,沙一旺,等.双喷嘴挡板刹车控制阀参数敏感度研究[J].液压气动与密封,2024,44(07):75-81.
Sun J, Cai K, Sha Y W, et al. Research on Parameters Sensitivity of Dual Nozzle Baffle Brake Control Valve[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2024,44(07):75-81. (in Chinese)

[13] 刘欣,李祥阳,程冬宏.航空电液压力伺服阀前置级的数值模拟[J].机床与液压,2025,53(3):184-190.
Liu X, Li X Y, Cheng D H. Numerical Simulation of the Pilot Stage in Aviation Electro-Hydraulic Pressure Servo Valves [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2025, 53(3): 184-190. (in Chinese)

[14] 葛声宏,吴河灯,周振锋,等.阀芯参数影响下非对称喷嘴挡板压力伺服阀静态特性分析[J/OL].机械科学与技术,1-7[2025-08-18].https://doi.org/10.13433/j.cnki.1003-8728.20240035.

Ge S H, Wu H D, Zhou Z F, et al. Static Characteristic Analysis of Asymmetric Nozzle-Flapper Pressure Servo Valve Under the Influence of Spool Parameters. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 1-7[2025-08-18].<https://doi.org/10.13433/j.cnki.1003-8728.20240035>. (in Chinese)

- [15] 王彦文,葛声宏,陈志闯,等.多喷嘴挡板单级电液伺服阀数学模型及特性分析[J].液压与气动,2024,48(07):162-170.

Wang Y W, Ge S H, Chen Z C, et al. Mathematical Model and Characteristic Analysis of Single-Stage Electro-Hydraulic Servo Valve with Multi-Nozzle Flapper [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2024, 48(7): 162-170. (in Chinese)

- [16] 秦嘉言,李长春,延皓,等.温度对力矩马达气隙磁阻和极化磁动势的影响[J].机床与液压,2017,45(09):105-109.

Qin J Y, Li C C, Yan H, et al. Effect of Temperature on Torque Motor Air Gap Reluctance and Permanent Magnet Polarization Magnetomotive Force[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2017, 45(09): 105-109. (in Chinese)

