

航空发动机燃油系统定压活门参数优化设计

王 涛¹, 柴文伟², 罗畅敏², 李文强¹, 叶志锋¹

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016; 2. 中国航发贵州红林航空动力控制科技有限公司, 贵阳 550009)

摘要: 定压活门在燃油系统中为多个伺服机构供油, 针对其稳定性、稳态精度、鲁棒性等设计要求, 以及多个设计参数相互竞争又相互矛盾的选择, 提出了一种基于优化算法的参数设计方法。建立了定压活门数学模型, 基于稳态模型进行了参数设计分析。结果表明: 定压活门存在流量稳态工作区, 在流量稳态工作区内, 阀芯截面积增大, 流量敏感度增大, 但阀芯截面积过大会增大定压活门的体积。根据定压活门压力范围计算了稳态参数, 以调节时间和超调量为目标, 取 3 组不同定压腔容积, 将弹簧腔容积、阻尼孔径、运动阻尼、阀芯质量作为参数, 基于非支配排序遗传算法(NSGA-II)进行了动态优化。Pareto 解集表明调节时间和超调量相互矛盾。选取 1 组解经 AMESim 仿真验证, 优化后的结构参数能够使调节时间缩短 20% 以上, 超调量降低 15% 以上, 定压活门动态性能得到改善。

关键词: 定压活门; 状态空间模型; 多目标优化; 非支配排序遗传算法; 燃油系统; 航空发动机

中图分类号: V235.1

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.02.018

Optimization Design of Constant Pressure Valve Parameters of Aeroengine Fuel System

WANG Tao¹, CHAI Wen-wei², LUO Chang-min², LI Wen-qiang¹, YE Zhi-feng¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. AECC Guizhou Honglin Aviation Power Control Technology Co., Ltd, Guiyang 550009, China)

Abstract: The constant pressure valve supplies fuel to several servo mechanisms in the fuel system. Aiming at its design requirements of stability, steady-state accuracy, robustness, and the competing and contradictory selection of multiple design parameters, a parameter design method based on optimization algorithms was proposed. The mathematical model of the constant pressure valve was established, and parameter design analysis was conducted based on the steady-state model. The results show that there is a steady flow operating range in the constant pressure valve, within this range, as the cross-sectional area of the spool increases, the flow rate sensitivity increases, but excessive cross-sectional area of the spool will increase the volume of the constant pressure valve. The steady-state parameters were calculated based on the pressure range of the constant pressure valve. With the adjusting time and overshoot as the goal, three groups of different constant-pressure chamber volumes were taken for conducting dynamic optimization based on the non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA-II) with the spring chamber volume, the diameter of damping aperture, the motion damping, and the spool mass as parameters. The Pareto solution set indicates that the adjusting time and the overshoot amount are contradictory. A set of solutions was selected and verified by the AMESim simulation. The optimized structural parameters can shorten the adjusting time by more than 20%, reduce the overshoot by more than 15%, and improve the dynamic performance of the constant pressure valve.

Key words: constant pressure valve; state space model; multi-objective optimization; non-dominated sorting genetic algorithm; fuel system; aeroengine

0 引言

定压活门是航空发动机燃油调节器的重要部件, 用来为燃油调节器各伺服机构提供稳定压力。定压活门结构简单、可靠性高, 但是随着发动机上的伺服

机构越来越多, 定压活门需要提供的流量范围越来越宽, 且各伺服机构供油相互耦合, 因此对定压活门的稳定性、快速性和鲁棒性提出了更高的要求^[1]。特别是随着定压活门到伺服机构的管路容积增大, 定压活门输出压力的自振频率降低^[2], 可能引发出压力的

收稿日期: 2022-11-28

作者简介: 王涛(1997), 男, 硕士。

引用格式: 王涛, 柴文伟, 罗畅敏, 等. 航空发动机燃油系统定压活门参数优化设计[J]. 航空发动机, 2024, 50(2): 134-138. WANG Tao, CHAI Wenwei, LUO Changmin, et al. Optimization design of constant pressure valve parameters of aeroengine fuel system[J]. Aeroengine, 2024, 50(2): 134-138.

振荡,进而引起伺服机构输出波动,严重时会影响发动机转速的稳定,影响飞行安全^[3-4]。

研究人员早期对定压活门的研究主要集中在稳态、动态特性的分析上。Ma^[5]对同类活门进行了稳态和动态分析,其分析方法可以用于其他压力控制活门;魏艳艳等^[6]建立了压差活门的数学模型,通过对等压差活门系统的稳定性进行分析,计算了单位阶跃输入时的稳态误差,证明了数学模型以流量方程和力平衡方程为基础,采用线性化的处理方法建立等压差活门数学模型的可行性,并对可行性进行了验证,表明燃油调节器类似元件均可按照其方法建立数学模型;王华威等^[7]通过 Simulink 和 AMESim 建立仿真模型,分别进行了稳态和动态仿真,得到了影响定压活门性能的主要参数;李洪胜等^[8]研究发现降低弹簧刚度、增加阀芯直径能提升压差活门的性能,对于影响动态性能的参数存在最优组合,但是并没有提出具体的优化设计方法。Osterland 等^[9]针对带有电磁系统的定压活门展开研究,得到输出压力和流量之间关系的解析解,并得到一个关于定压活门稳定性的判断准则,即当系统的黏性摩擦系数大于临界阻尼时该定压活门才可以稳定工作。

新型发动机的定压活门通常需要同时为多个伺服机构供油,工况复杂多变,除了满足稳定性要求外,还需具备供油量变化范围宽、稳态精度高、动态响应稳而快、鲁棒性强^[10-12]等优点。面对这些设计要求,多个设计参数面临某些约束下的相互竞争又相互矛盾的选择。本文在定压活门稳定性分析的基础上进行了稳态参数计算,利用优化算法对结构参数进行优化,并利用 AMESim 仿真进行验证。

1 定压活门数学模型

发动机燃油调节器的定压活门结构如图1所示。

从图中可见,定压活门主要由活门阀芯1、调整垫圈2、弹簧3、活门衬套4、回油阻尼孔5组成。图中 p_j 为进口压力, p_d 为定压压力, p_s 为弹簧腔压力, p_h 为回油压力。

定压活门是一个带反馈的闭环自动控制元件,

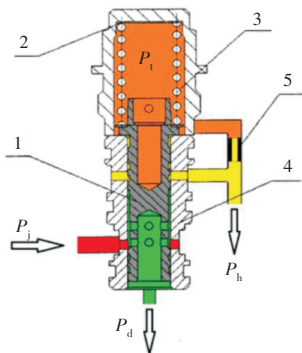


图1 定压活门结构

当进口压力和出口流量发生变化时,定压活门会通过阀芯位移调整阀口面积 A_1 ,进而保持出口压力的稳定。定压活门阀口面积是由活门衬套上的圆孔和阀芯台肩配合形成的,设阀芯位移为 X ,当 $X=0$ mm时,由于弹簧存在初始预紧力,会将阀芯顶到底,此时阀口面积为最大。设圆孔孔径为 r ,数量为 n ,遮盖量为 r_0 ,则 A_1 与 X 的关系为

$$A_1 = n \cdot (\pi r^2 - (\arccos(\frac{r-X-r_0}{r}) \cdot r^2 - (r-X-r_0) \cdot \sqrt{r^2 - (r-X-r_0)^2})) \quad (1)$$

1.1 稳态数学模型

定压活门存在流入式液动力,根据动量定理可得其液动力为

$$F_s = 2C_v C_1 A_1 \cos \theta \Delta p = K_s A_1 \Delta p \quad (2)$$

式中: C_v 为速度系数,是阀口射流最小断面处液体流速的修正系数,一般取0.95~0.98,本文取0.98; C_1 为进口流量系数,本文取0.65; θ 为射流角,可认为在定压活门工作范围内均为 69° ; K_s 为稳态液动力系数。

阀芯力平衡方程为

$$p_d A + K_s A_1 \Delta p = p_s A + KX + F_0 \quad (3)$$

式中: K 为弹簧刚度系数; F_0 为弹簧初始预紧力; A 为阀芯横截面积。

提供给多个伺服机构的流量,等效为定压活门出口面积 A_2 ,进出口流量平衡方程为

$$C_1 A_1 \sqrt{\frac{2(p_j - p_d)}{\rho}} = C_2 A_2 \sqrt{\frac{2(p_d - p_h)}{\rho}} \quad (4)$$

式中: C_2 为出口流量系数,本文取0.72; ρ 为燃油密度。

式中 A_1 未到达最大值,当 A_1 到达最大值后,流量为

$$Q = C_1 A_{1 \max} \sqrt{\frac{2(p_j - p_d)}{\rho}} \quad (5)$$

1.2 动态数学模型

(1)力平衡方程。忽略瞬态液动力,列出阀芯的动力学方程为

$$m\ddot{X} = p_d A + F_s - p_s A - B\dot{X} - F_0 - KX \quad (6)$$

式中: B 为运动阻尼即黏性摩擦系数,由摩擦力、配合间隙、燃油黏度等因素决定; m 为阀芯质量。

(2)弹簧腔压力方程。回油腔后接有细长节流孔,则弹簧腔压力的动态方程为

$$A\dot{X} = \frac{\pi d^4}{128\mu l} (p_s - p_h) + \frac{V_1}{\beta} \dot{p}_s \quad (7)$$

式中： d 为阻尼孔径； l 为阻尼孔长度，本文取1mm； μ 为动力黏度； V_1 为弹簧腔总容积； β 为燃油弹性模量。

(3)定压腔压力方程。定压活门出口至各伺服机构的管路称为定压腔，其总容积为 V_d ，压力动态方程为

$$\dot{p}_d = \frac{\beta}{V_d + AX} (Q_1 - Q_2 - AX\dot{X}) \quad (8)$$

式中： Q_1 为进入定压活门的燃油流量； Q_2 为流出定压活门的燃油流量。

设状态变量为 $x_1 = X, x_2 = \dot{X}, x_3 = p_1, x_4 = p_d$ 。输入为 $u_1 = p_j, u_2 = A_2$ ；输出为 $y = p_d = x_4$ ，经过线性化可得增量式状态空间方程^[12]为

$$\begin{aligned} \Delta\dot{x} &= A\Delta x + B\Delta u \\ \Delta y &= C\Delta x + D\Delta u \end{aligned} \quad (9)$$

2 定压活门优化设计

2.1 稳态参数设计

定压活门首先要保证好的稳态特性，由稳态方程可知，影响稳态性能的参数主要有 K, A ，定压活门存在稳态工作区，在稳态工作区内，阀芯位移自动调节，流量压力特性即定压压力敏感度曲线近似于一条直线。当流量较大时，阀芯运动到最小位移，阀口面积保持最大，超出稳态工作区，定压活门的定压效果会变差。因此，在稳态工作区内，定压压力的敏感度随流量变化取决于这条直线斜率，直线斜率越小，表明定压压力敏感度越低，定压活门稳态性能越好。绘制出阀芯截面积 A 取不同值时的流量压力曲线，如图2所示。

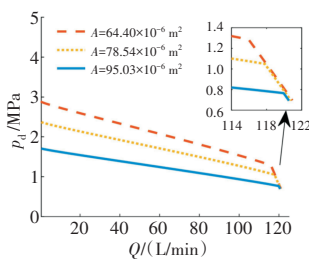


图2 不同阀芯截面积 A 下流量压力曲线

从图中可见， A 越大稳态工作区越大，但 A 不能过大，否则会造成定压活门体积过大。联立式(3)、(4)、(5)可知，在其他参数确定时， K 不能太小，要根据实际压力进行计算。

2.2 动态优化

NSGA-II算法广泛应用于工程中多目标优化，在遗传算法的基础上引进了快速非支配排序，大大缩短了计算时间；采用了精英策略，保证了优秀个体存留率；采用了拥挤度作为同级个体中选择优秀个体的标准，保证了种群的多样性，有利于选择、交叉、变异^[14]。

NSGA-II对于每一代种群进行遗传操作得到子代种群，将子代种群与父代种群合并，进行非支配排序、拥挤度计算形成新的种群，然后进行反复计算，直至得到Pareto最优解^[15-17]。

定压活门性能要求之一是能快速响应流量需求且定压压力不会出现大的超调，因此其动态性能主要是调节时间 t_s 和超调量 σ 足够小。在定压活门进口压力大范围变化的同时，定压压力变化幅度较小；在出口面积大范围变化的同时，定压压力变化幅度较大。因此本文以出口面积为输入，定压压力为输出的线性化模型进行优化。在动态分析中发现，影响定压活门动态性能的主要参数有定压腔的 V_d, d, V_1, B, m 。此外，经过仿真对比发现 A 不仅影响稳态性能，也会影响动态性能， A 越小调节时间和超调越大。鉴于本文的优化是在稳态参数确定的线性化点展开的，因此，对 A 的优化暂不作为本文考虑内容。 V_d 取决于管路长短，无法作为被优化参数，因此可分别取3组不同 V_d ，在进口压力和流量的某一稳态点，再将 d, V_1, B, m 作为参数进行优化，动态优化的目标函数为

$$\min \begin{cases} t_s(d, V_1, B, m) \\ \sigma(d, V_1, B, m) \end{cases} \quad (10)$$

对于 t_s 和 σ 权重可根据需求进行设置。

定压活门本质上是弹簧质量阻尼系统，存在稳定性问题。由于根轨迹分析只能确定单个参数的范围，而参数之间又相互影响从而影响其稳定性，因此可先判断状态空间矩阵特征值是否具有负实部，如果不具有负实部，直接令 $t_s = \infty, \sigma = \infty$ ，在迭代过程中，其会作为较差个体被排除，如果具有负实部则会进行单位阶跃计算，得到单位阶跃响应下的 t_s, σ ，再进行非支配排序、拥挤度计算等操作，目标函数的计算流程如图3所示。

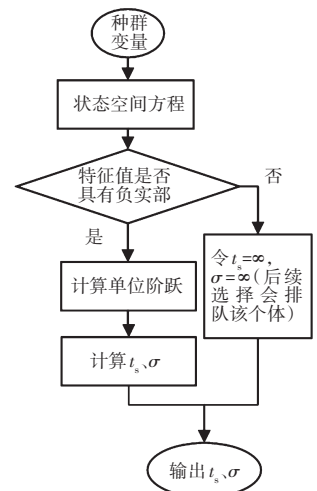


图3 目标函数的计算流程

本文在根轨迹分析的基础上确定参数的取值范围，各变量取值范围见表1。

表 1 各变量取值范围

| 变量 | 下限 | 上限 | 步长 |
|------------------------------------------|-----------------------|-----------------------|---------------------|
| d/mm | 0.1 | 5.0 | 0.1 |
| V_d/m^3 | 2.78×10^{-6} | 2.78×10^{-5} | 1×10^{-10} |
| $B/((\text{N} \cdot \text{m})/\text{s})$ | 1×10^{-2} | 1.0×10^3 | 1×10^{-2} |
| m/g | 1 | 50 | 0.1 |

3 结果分析

为了验证优化的合理性,在 AMESim 模型中建立定压活门仿真模型,如图 4 所示。

3.1 稳态参数计算

定压活门(图 1)在稳态工作区内定压压力要求最大为 2.36 MPa,最小为 1.05 MPa。取 $A=78.54 \text{ mm}^2$,考虑到定压活门不在微小流量工况下工作,取 $p_j=8 \text{ MPa}$,取 $Q_{\min}=0.1 \text{ L/min}$,将 $p_{\text{dmin}}=1.05 \text{ MPa}$ 代入式 (5) 得 $Q_{\max}=117.53 \text{ L/min}$ 。将 $p_{\text{dmin}}=1.05 \text{ MPa}$ 代入式 (3) 计算出 $F_0=139.77 \text{ N}$,将 $p_{\text{dmax}}=2.38 \text{ MPa}$ 代入式 (3),可计算出 $K=15000 \text{ N/m}$ 。

3.2 动态仿真

取 $p_j=8 \text{ MPa}$ 工作点线性化后的数学模型,选取 3 组不同的 V_d ,分别为 1.78×10^{-6} 、 2.69×10^{-6} 、 $4.65 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 进行动态优化。设置种群数量为 50 个,迭代次数为 200 次,NSGA-II 计算的 Pareto 解集如图 5 所示,解集中点的个数并不相同,这是因为当迭代到达一定次数后,部分解取值重叠。采用其他的种群数量和迭代次数后得出的优化后动态参数解集都高度重复, t_s 都在 $1 \times 10^{-3} \text{ s}$ 以内, σ 都在 7% 以内,可见本文采用的 NSGA-II 算法具有良好的鲁棒性。

无论 V_d 取何值,当 t_s 较小时, σ 则较高,因此, t_s 和 σ 是 2 个矛盾的目标,可根据实际工程需要选择不同的解。

分别在不同 V_d 的 Pareto 解集中取 1 组最优解, V_d 取不同值时优化后的各参数取值见表 2。根据表中的参数, A_2 由 $2.08 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ 先阶跃到 $2.18 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ 再阶

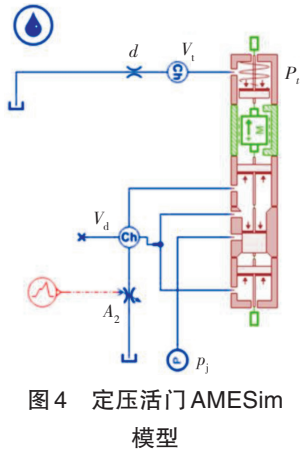


图 4 定压活门 AMESim 模型

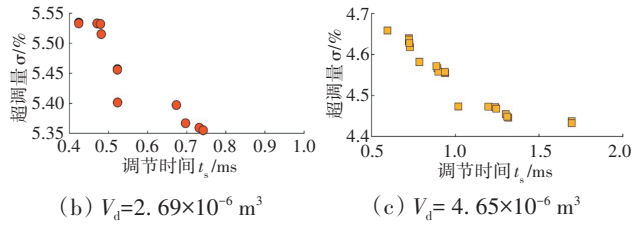
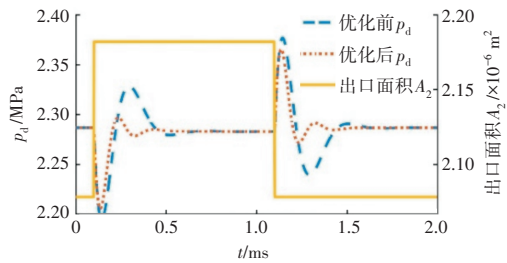


图 5 多目标优化 Pareto 解集

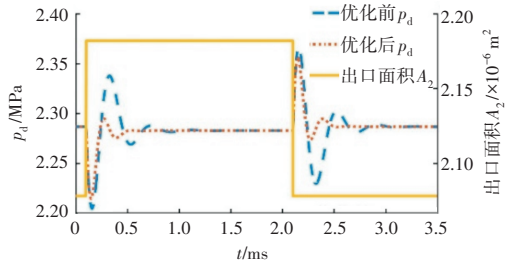
跃到 $2.08 \times 10^{-6} \text{ m}^2$,观察其阶跃的动态响应过程,动态优化前后对比如图 6 所示。

表 2 V_d 取不同值时优化后的各参数取值

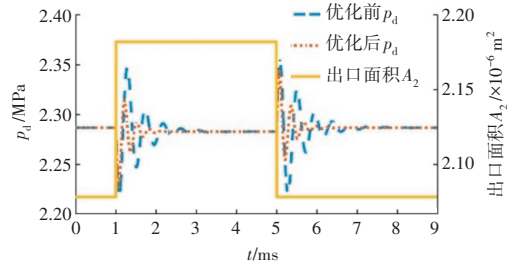
| 参数 | V_d/m^3 | | |
|------------------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | 1.78×10^{-6} | 2.69×10^{-6} | 4.65×10^{-6} |
| d/mm | 1.01 | 1.02 | 0.9 |
| V_d/m^3 | 4.63×10^{-6} | 24.3×10^{-6} | 17.8×10^{-6} |
| $B/((\text{N} \cdot \text{m})/\text{s})$ | 24.24 | 44.60 | 18.85 |
| m/g | 5.10 | 5.07 | 5.13 |



(a) $V_d=1.78 \times 10^{-6} \text{ m}^3$



(b) $V_d=2.69 \times 10^{-6} \text{ m}^3$



(c) $V_d=4.65 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

图 6 动态优化前后对比

从图中可见,在 V_d 的 3 组取值下,无论定压活门出口面积(表征了定压活门流量需求)向上还是向下突变(正负阶跃输入),定压活门动态性能都得到了有效改善。经计算可知,当 $V_d=1.78 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 时, σ 降低约

15.47%, t_s 降低约 28%。在 $V_d=2.69 \times 10^{-6} \text{m}^3$ 和 $4.65 \times 10^{-6} \text{m}^3$ 时,定压活门的压力输入系统响应特性也得到了显著优化。这表明当燃油系统中的 1 个或多个伺服机构动作时,定压活门对其它伺服机构供油的耦合影响减小了。此外,当进口压力不同时,定压活门处于不同的工作点,动态响应略有不同。对于不同进口压力阶跃突变,优化后的参数也有效缩短了调节时间并降低了超调量。

定压活门流量范围广,需要对流量大范围变化时的动态过程进行对比,取不同 A_2 进行了仿真验证。当流量突变较小时,定压活门调节时间过长且存在压力振荡,经过优化后,有效缩短了调节时间并消除了震荡;当流量突变较大时,调节时间过长、超调量较大,经过优化后,调节时间明显缩短,超调量明显降低。

4 结论

(1) 阀芯截面积不仅影响定压活门的稳态性能,还影响其动态性能。增大阀芯截面积能够降低定压活门输出压力对流量敏感度、缩短动态过程的调节时间、降低超调量,但这样会增大定压活门体积,只能视情而为。

(2) 以调节时间和超调量为目标函数,采用 NSGA-II 算法得到了最优解集,根据解集可知调节时间和超调量是相互矛盾的,在实际工程应用中可根据需求不同选择合理的参数。

(3) 定压腔容积对定压活门动态特性有重要影响,其大小主要取决于定压活门后的管路。在 3 组不同值定压腔容积中,选择 1 组动态优化的解作为结构参数,在出口面积发生阶跃突变后,优化后的定压活门动态性能都有明显提升。

参考文献:

- [1] 葛树宏,樊丁,彭凯.某型航空发动机燃油调节器改型设计研究[J].计算机仿真,2012,29(8):81-84.
GE Shuhong, FAN Ding, PENG Kai. Study on remodel design of aero-engine fuel controller[J]. Computer Simulation, 2012, 29(8): 81-84. (in Chinese)
- [2] 吴榕,唐雯,林文祥.减压阀动态性能仿真分析与测试[J].厦门大学学报(自然科学版),2011,50(5):847-851.
WU Rong, TANG Wen, LIN Wenxiang. Dynamic performance simulation of pressure relief valve and test[J]. Journal of Xiamen University (Natural Science), 2011, 50(5): 847-851. (in Chinese)
- [3] 崔颖,周振华,吴忠敏.航空发动机加力燃油调节器出口压力波动研究[J].燃气涡轮试验与研究,2019,32(2):56-62.
CUI Ying, ZHOU Zhenhua, WU Zhongmin. Research on outlet pressure fluctuation problem of afterburner regulator of aero-engine[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2019, 32(2): 56-62. (in Chinese)
- [4] 王珂.航空发动机燃油调节器建模与故障诊断[D].辽宁大连:大连理工大学,2018.
WANG Ke. Modeling and fault diagnosis of aero-engine fuel regulator[D]. DaLian Liaoning: Dalian University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [5] Ma C Y. The analysis and design of hydraulic pressure reducing valves [J]. Journal of Engineering for Industry, 1967, 89(2): 301-308.
- [6] 魏艳艳,王宏宇,缪万波.某型涡轴发动机等压差活门建模分析[J].航空发动机,2014,40(4):75-78.
WEI Yanyan, WANG Hongyu, MIAO Wanbo. Analysis on modeling of constant pressure difference valve for a turboshaft engine[J]. Aeroengine, 2014, 40(4): 75-78. (in Chinese)
- [7] 王华威,王曦,李志鹏,等.定压活门稳定性定量分析[J].航空动力学报,2015,30(3):754-761.
WANG Huawei, WANG Xi, LI Zhipeng, et al. Quantitative analysis on constant pressure valve stability[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(3): 754-761. (in Chinese)
- [8] 李洪胜,王曦,王华威,等.压差控制器的稳定性分析和设计参数的研究[J].航空发动机,2016,42(3):12-16.
LI Hongsheng, WANG Xi, WANG Huawei, et al. Differential pressure controller stability analysis and research of design parameters[J]. Aeroengine, 2016, 42(3): 12-16. (in Chinese)
- [9] Osterland S, Weber J. Analytical description of the static and dynamic behaviour of a pressure relief valve[R]. FPMC2018-8859.
- [10] 吴靖,胡国才,刘湘一.带定压活门的液压阻尼器建模因素分析[J].工程科学与技术,2017,49(6):184-188.
WU Jing, HU Guocai, LIU Xiangyi. Analysis on modeling factors of hydraulic damper with pressure relief valve[J]. Advanced Engineering Sciences, 2017, 49(6): 184-188. (in Chinese)
- [11] 吴靖,胡国才.带定压活门的液压阻尼器力学性能研究[J].华中科技大学学报(自然科学版),2017,45(2):44-49.
WU Jing, HU Guocai. On mechanical features of hydraulic damper with pressure relief valve[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2017, 45(2): 44-49. (in Chinese)
- [12] 杨峰,王曦,程涛,等.某型压差活门的动态特性分析[J].航空发动机,2015,41(3):44-50.
YANG Feng, WANG Xi, CHENG Tao, et al. Dynamic characteristics analysis of a pressure differential valve[J]. Aeroengine, 2015, 41(3): 44-50. (in Chinese)
- [13] Chen C T. Linear system theory and design[M]. Oxford: Oxford University Press, 2013: 21-26.
- [14] Deb K, Pratap A, Agarwal S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182-197.
- [15] 徐培原,刘伟.发动机外部管路系统的卡箍布局多目标优化[J].航空发动机,2020,46(6):46-52.
XU Peiyuan, LIU Wei. Multi-objective optimization of clamps layout for engine external pipeline system[J]. Aeroengine, 2020, 46(6): 46-52. (in Chinese)
- [16] Gui S, Zhang S, Fu B, et al. Fluid-dynamic analysis and multi-objective design optimization of piezoelectric servo valves[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2022, 85: 102157.
- [17] 桂肃尧,张轩,张仕双,等.液伺伺服阀阀芯的动态特性分析与多目标优化[J].西安交通大学学报,2022(12):1-14.
GUI Suyao, ZHANG Xuan, ZHANG Shishuang, et al. Dynamic characteristic analysis and multi-objective optimization of hydraulic servo valve spool[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022(12): 1-14. (in Chinese)

(编辑:刘静)