

定压活门稳定性定量分析

王华威^{1,2}, 王 曦^{1,2}, 李志鹏^{1,2}, 党 伟^{1,2}, 李洪胜^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 提出了一种定压活门稳定性的定量分析方法. 首先通过稳态分析, 得到影响定压活门稳态性能的主要参数. 通过小偏差动态分析, 获得定压活门根轨迹图. 提出临界进口压力概念, 得到 5 个主要结构参数对定压活门稳定裕度的定量影响: 弹簧刚度对稳定裕度影响很小; 而增大阀芯直径, 提高阻尼系数, 增加负载, 减小定压腔容积都分别能够明显提高定压活门的稳定裕度, 计算结果与实际工程经验及 AMESim 仿真结果基本一致. 最终, 得出增强定压活门稳定裕度的改进措施和设计方法: ①定压活门改进问题, 最有效的方法为改动出口流通面积; ②定压活门设计时, 首先应根据其工作进口压力要求及最小负载, 确定临界进口压力数值, 然后通过动态分析, 以阀芯截面积和定压腔容积作为主要的设计参数.

关 键 词: 定压活门; 稳定裕度; 小偏差线性化方法; 临界进口压力; Simulink 模型; AMESim 模型
中图分类号: V233.7 **文献标志码:** A

Quantitative analysis on constant pressure valve stability

WANG Hua-wei^{1,2}, WANG Xi^{1,2}, LI Zhi-peng^{1,2},

DANG Wei^{1,2}, LI Hong-sheng^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: A quantitative methodology on constant pressure valve (CPV) stability analysis was presented. Firstly, the main parameters affecting its static property of CPV were got by static analysis. The root-locus diagrams were achieved through small deviation dynamic analysis. By defining the concept of critical inlet pressure, the quantitative results of five main structural parameters' effect on the CPV stability margin was got: the spring stiffness has a little effect on stability margin; meanwhile spool diameter, damping coefficient, load, and constant pressure chamber volume could significantly influence the stability margin. The result of AMESim nonlinear model has an excellent consistence with engineering experience. Finally, two conclusions were presented for enhancing the stability margin: (1) for improving problem of CPV, the most effective method is to change the export area; (2) for CPV design problem, based on the inlet pressure requirement and the minimum load, the critical inlet pressure is determined firstly, and then the spool area and constant pressure chamber volume are taken as main design parameters by dynamic analysis.

Key words: constant pressure valve (CPV); stability margin;
small deviation linearization method; critical inlet pressure;
Simulink model; AMESim model

目前,机械液压控制系统广泛应用于我国航空发动机研制之中.机械液压控制系统据有可靠性高,抗电磁干扰性强等特点,在今后很长一段时间内仍不会退出历史舞台.因此,深入研究其性能对我国航空事业的发展具有重要意义^[1].然而,目前国内对航空发动机机械液压控制系统的研究主要集中在数字仿真及功能的实现方面,对于其更为重要的控制品质(控制精度及稳定性)却鲜有研究.

定压活门是液压机械控制系统中最为基础也是最为重要的元件之一.它自身是一个完整的闭环系统,且为机械液压控制系统提供了一个稳定的压力标准^[2].当定压活门处于不稳定状态时,输出的定压油压力将会出现高频振荡,进而使整个机械液压控制系统的输出波动,最终导致航空发动机异常.在某型航空发动机测试时,曾出现定压油压力高频振荡,导致航空发动机转速 n_1 也出现较大摆动的现象.因此深入研究定压活门的稳定性问题,特别是进行定量研究具有重要意义.

航空发动机机械液压控制系统中广泛使用的定压活门类似于直动式减压阀.国内外学者对直动式减压阀已经进行了一些研究.刘庆和等^[3-4]在研究先导式减压阀线性和非线性性能时,提出了一种建立线性动态模型的方法,并用劳斯判据分析了其稳定性.吴榕等^[5]使用自动控制理论建立了减压阀的动态数学模型,用 Simulink 工具箱仿真减压阀的动态性能,并通过试验台测试结果与仿真进行对比,得出弹簧刚度对减压阀性能的影响.张怀亮等^[6]研究了基础振动频率和幅值对直动式减压阀波动性能影响规律.雷军波等^[7]将键合图运用到定压活门建模仿真中,提出了一种用于定压阀动态设计和动态分析的方法. Merritt^[8]对减压阀的稳定性进行了一些研究,主要分析了敏感油路上有无节流器对减压阀稳定性造成的巨大影响.然而,上述研究仅仅对减压阀在定性分析和部分定量分析方面做了一些工作,并没有形成一个完整的研究过程.另外,结构上的差异也使对减压阀的研究结果无法直接应用于航空发动机机械液压控制系统中的定压活门.本文针对某型定压活门的稳定性问题进行了完整的定量研究.首先使用小偏差线性化方法^[9]建立定压活门在各个稳定状态处的小偏差线性动态方程,将定压活门进口压力 p_{in} 作为干扰输入变量,得到定压活门闭环极点的变化轨迹.然后以此闭环根轨迹为判定标准,提出临界进口压力 $p_{in,cr}$ 概念来定义定压活门稳

定裕度的大小,用于其稳定裕度的定量分析.随后,定量分析了5个主要结构参数对定压活门动态性能的影响,通过与 AMESim 搭建的定压活门非线性模型比较,仿真结果基本一致.最后,根据仿真结果,分析得出了提高定压活门临界进口压力 $p_{in,cr}$ 的相关措施.

1 定压活门数学模型的建立

本文研究的定压活门结构如图1.其本质为一个进出口均可变化的分压器.当负载和进口油压变化时,定压活门通过调节进口节流孔的大小来保证定压油的压力稳定.

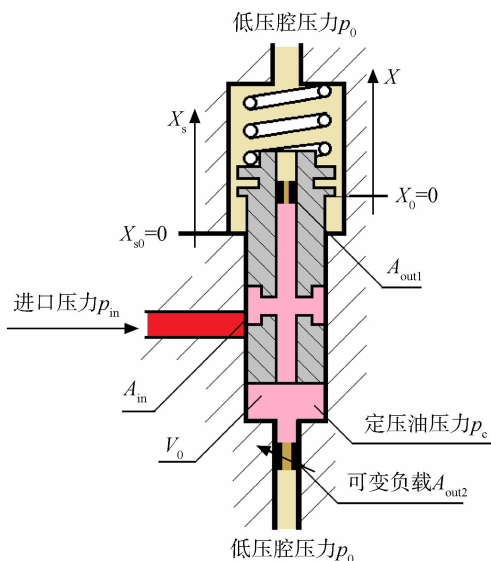


图1 定压活门结构图

Fig. 1 Structural diagram of CPV

1.1 流量系数及液动力的计算

1.1.1 确定进、出口流量系数

定压活门的油液进口为阀芯凸台边和衬套上型孔配合形成的阀孔.在航空发动机机械液压控制系统定压活门的设计和加工中,要求阀芯凸台为光洁锐边.根据 Blackburn 等^[10]的理论,锐边滑阀口的流量系数常取为 0.65.

定压活门的油液出口一般为节流孔.航空发动机机械液压控制系统中节流孔的孔径一般都比较小,并且由于加工可实现性,其节流孔一般均属于厚壁孔.盛敬超等^[11-12]给出了基于试验数据的厚壁孔的流量系数的计算方法.运用其中的流数概念,根据流数与流量系数之间的对应曲线插值得到定压活门出口流量系数约为 0.7~0.75.为了计算方便下述计算中选用 0.72.

1.1.2 稳态及瞬态液动力

液体流经阀口时,由于流动方向和流速的变化造成液体动量的改变,因此阀芯上会受到附加的作用力,称为液动力.在阀口开度一定的稳态流动情况下,液动力为稳态液动力.稳态液动力的方向总是使阀芯趋于关闭.当阀口开度发生变化时,还会有瞬态液动力的作用,瞬态液动力方向与阀芯环腔内油液的加速度方向相反.

定压活门阀芯与衬套间配合间隙的设计要求约为 $10\text{ }\mu\text{m}$,其在主要工作状态中,阀口的开度约为 $250\text{ }\mu\text{m}$.根据阀口射流角随阀口开度的变化关系^[13],可认为定压活门在主要工作范围内的射流角 θ 均为 69° .

根据流体力学^[14],稳态液动力可以写成

$$F_s = K'_s \cdot A_{in} \cdot \Delta p_{in} \quad (1)$$

其中 K'_s 为定压活门的稳态液动力系数; A_{in} 为阀口开度面积; Δp_{in} 为进口压差;瞬态液动力为

$$F_t = K'_t \cdot \dot{X} \quad (2)$$

其中 K'_t 为瞬态液动力系数; X 为阀芯在局部坐标系中的位移.

1.2 定压活门稳态性能分析

1.2.1 定压活门阀芯运动的一维绝对坐标系

为了便于进行稳态分析及书写,首先建立定压活门阀芯运动的一维绝对坐标系.如图 1 所示,原点 O 定义在阀芯的初始安装位置,向上移动为正,阀芯的绝对位移记为 X_s .

1.2.2 稳态力平衡和流量平衡分析

定压活门的稳态力平衡方程为

$$p_c \cdot A + F_s = p_0 \cdot A + K \cdot X_s + F_0 \quad (3)$$

其中 X_s 为阀芯的绝对位移; A 为定压活门阀芯面积; F_0 为机械弹簧的装配预紧力; p_c 为定压油压力; p_0 为低压腔压力; K 为弹簧刚度.

定压活门的稳态流量平衡方程为

$$\begin{aligned} C_{Qin} \cdot A_{in} \cdot \sqrt{\frac{2(p_{in} - p_c)}{\rho}} = \\ C_{Qout} \cdot A_{out} \cdot \sqrt{\frac{2(p_c - p_0)}{\rho}} \end{aligned} \quad (4)$$

其中 C_{Qin} 为进口流量系数; C_{Qout} 为出口流量系数; A_{in} 为活门开度; A_{out} 为出口流通面积,即负载; p_{in} 为进口压力.

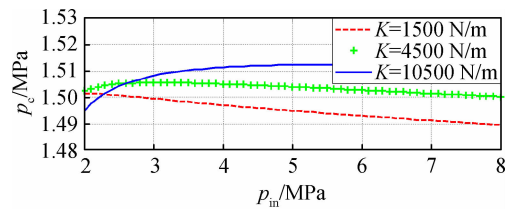
由阀芯工作的稳态力平衡方程(式(3))和稳态流量平衡方程(式(4))可得

$$\begin{aligned} p_c = p_0 + \frac{K}{A - K'_s \cdot A_{in}} \cdot X_s + \\ \frac{F_0}{A - K'_s \cdot A_{in}} - \frac{p_{in} - p_0}{\frac{A}{K'_s \cdot A_{in}} - 1} \end{aligned} \quad (5)$$

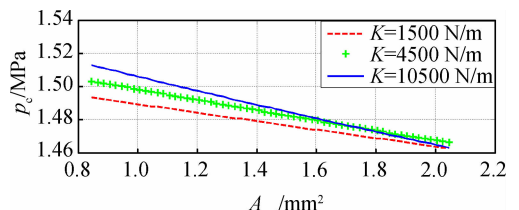
$$p_c = \frac{(C_{Qin} A_{in})^2 \cdot p_{in} + (C_{Qout} A_{out})^2 \cdot p_0}{(C_{Qin} A_{in})^2 + (C_{Qout} A_{out})^2} \quad (6)$$

联立式(5)、式(6)及活门开度 A_{in} 与阀芯绝对位移 X_s 的对应关系可得到定压油压力 p_c 随进口压力 p_{in} 及负载 A_{out} 变化时的偏移量,分别如图 2、图 3 所示.

图 2(a)表明安装不同刚度弹簧的定压活门在进口压力 p_{in} 变化时,定压油压力的偏移变化.图 2(b)表明安装不同刚度弹簧的定压活门在负载 A_{out} 变化时,定压油压力的偏移变化.图 3(a)表明安装不同阀芯直径 D 的定压活门在进口压力 p_{in} 变化时,定压油压力的偏移变化.图 3(b)表明安装不同阀芯直径的定压活门在负载 A_{out} 变化时,定压油压力的偏移变化.综合来看,由于稳态液动力的存在,在进口压力 p_{in} 不断增加的情况下,弹簧刚度较大时,定压油压力向上偏移的趋势较高;当 A 较大时,定压油压力向上偏移的趋势减弱.而在负载 A_{out} 不断增加的情况下,定压油压力 p_c 均是向下偏移,且弹簧刚度越大,偏移量越大; A 越大,偏移量越小.分析可知,为了使定压油压力具有较小的稳态偏移,弹簧刚度应选择一个合适的中间值,如 $4\,500\text{ N/m}$, A 应尽可能大.



(a) p_c 随 p_{in} 的偏移变化



(b) p_c 随 A_{out} 的偏移变化

图 2 弹簧刚度 K 对定压油压力偏移影响

Fig. 2 Effects on constant pressure by different spring stiffness K

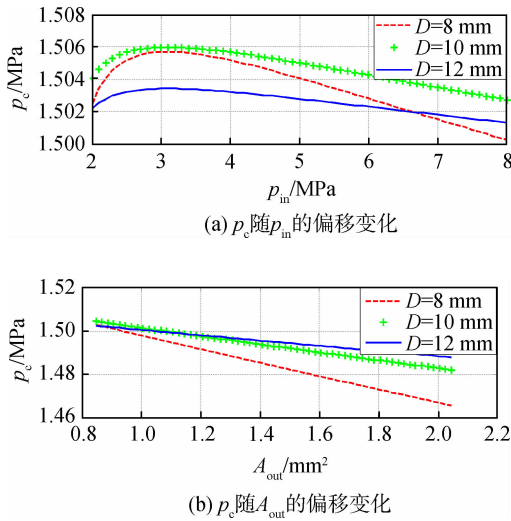


图 3 A 对定压油压力偏移影响

Fig. 3 Effects on constant pressure by different A

图 4 说明低压腔压力出现变化时,定压油压力的变化增量与低压腔压力的变化增量基本相同.为保证定压油压力稳定,必须保证低压腔压力的基本稳定.在低压腔与定压活门弹簧腔之间加入一个阻尼孔可以减弱低压腔压力波动对定压活门的影响,以提高定压活门的稳定性.

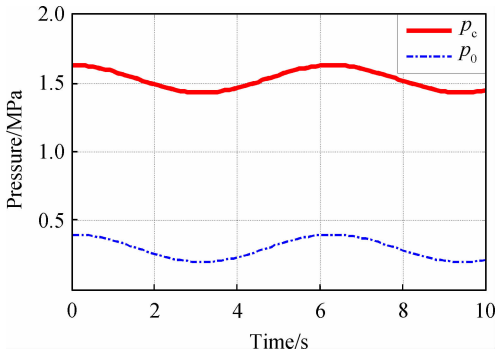


图 4 p_0 变化引起 p_c 变化

Fig. 4 Effects on p_c by variable p_0

1.3 定压活门动态性能分析

1.3.1 定压活门阀芯运动一维局部坐标系

定压活门的动态分析是在某一个进口压力下的小偏差动态分析,因此要建立阀芯运动的局部坐标系.如图 1 所示,局部坐标系以某一个稳定状态为基准,设该稳定状态时, $X_0 = 0$, 阀芯的小增量位移记为 X , 向上运动为正.

1.3.2 定压活门非线性动态数学模型

在局部坐标系中,首先以阀芯为研究对象,由牛顿第二定律,可得阀芯动力学方程

$$M \cdot \ddot{X} = p_c \cdot A + F_s - p_0 \cdot A - C \cdot \dot{X} - F_t - K \cdot X - F_{0X} \quad (7)$$

其中 M 为阀芯的等效质量; F_{0X} 为阀芯在某一个稳定工作点处的弹簧力; C 为阀芯运动时的阻尼系数.

另外,以定压活门输出压力腔作为研究对象,建立其定压油压力动态微分方程

$$\dot{p}_c = \frac{\beta}{V_0 + A \cdot X} (Q_{in} - Q_{out} - A \cdot \dot{X}) \quad (8)$$

其中 β 为油液的弹性模量; V_0 为压力输出腔的初始体积; Q_{in} 为进入定压活门的油液流量; Q_{out} 为流出定压活门的油液流量.

1.3.3 定压活门线性动态数学模型

当定压活门处于稳定状态时,设 $X_0 = 0$, $Q_{in0} = Q_{out0} = Q_0$, $p_{c0} \cdot A + F_{s0} = p_0 \cdot A + F_{0X}$, 则对式(7)、式(8)两式进行线性化得

$$M \cdot \ddot{X} = p_c \cdot (A - K'_{s0} \cdot A_{in0}) + p_{in} \cdot K'_{s0} \cdot A_{in0} - p_0 \cdot A - K \cdot X - (C + K'_{t0}) \cdot \dot{X} - F_{0X} \quad (9)$$

$$\dot{p}_c = \frac{\beta}{V_0} (Q_{in} - Q_{out} - A \cdot \dot{X}) \quad (10)$$

其中 Q_{in} , Q_{out} 在稳态位置 $X_0 = 0$ 处小偏差线性化为

$$Q_{in} = \frac{1}{2} Q_0 + K_{Qin} \cdot X + K_{cin} \cdot \Delta p_{in} \quad (11)$$

$$Q_{out} = \frac{1}{2} Q_0 + K_{cout} \cdot \Delta p_c \quad (12)$$

其中 $K_{Qin} = \left(C_{Qin} \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta p_{in}}{\rho}} \cdot \frac{\partial A_{in}}{\partial X} \right)_0$ 为进口流量增益; $K_{cin} = \left(C_{Qin} \cdot A_{in} \cdot \sqrt{\frac{1}{2 \rho \cdot \Delta p_{in}}} \right)_0$ 为进口流量-压力系数; $K_{cout} = \left(C_{Qout} \cdot A_{out} \cdot \sqrt{\frac{1}{2 \rho \cdot \Delta p_c}} \right)_0$ 为出口流量-压力系数.

联立式(9)~式(12)可得阀芯一维动态微分方程:

$$a_3 \cdot \ddot{X} + a_2 \cdot \dot{X} + a_1 \cdot X + X = b_{in} \cdot p_{in} + b_0 \cdot p_0 + b_{F0} \cdot F_{0X} \quad (13)$$

其中

$$a_3 = \frac{V_0 \cdot M}{\beta \cdot [(K_{cin} + K_{cout}) \cdot K - K_{Qin} \cdot (A - K'_{s0} \cdot A_{in0})]}$$

$$a_2 = \frac{V_0 \cdot (C + K'_{to}) + \beta \cdot (K_{cin} + K_{cout}) \cdot M}{\beta [(K_{cin} + K_{cout}) \cdot K - K_{Qin} \cdot (A - K'_{s0} \cdot A_{in0})]}$$
$$a_1 = \frac{V_0 \cdot K + \beta \cdot (K_{cin} + K_{cout}) \cdot (C + K'_{to}) + \beta \cdot (A - K'_{s0} \cdot A_{in0}) \cdot A}{\beta [(K_{cin} + K_{cout}) \cdot K - K_{Qin} \cdot (A - K'_{s0} \cdot A_{in0})]}$$
$$b_{in} = \frac{K_{cin} \cdot (A - K'_{s0} \cdot A_{in0}) + (K_{cin} + K_{cout}) \cdot K'_{s0} \cdot A_{in0}}{(K_{cin} + K_{cout}) \cdot K - K_{Qin} \cdot (A - K'_{s0} \cdot A_{in0})}$$
$$b_0 = -\frac{K'_{s0} \cdot A_{in0} \cdot K_{cout} + K_{cin} \cdot A}{(K_{cin} + K_{cout}) \cdot K - K_{Qin} \cdot (A - K'_{s0} \cdot A_{in0})}$$
$$b_{F0} = -\frac{K_{cin} + K_{cout}}{(K_{cin} + K_{cout}) \cdot K - K_{Qin} \cdot (A - K'_{s0} \cdot A_{in0})}$$

2 稳定性分析

系统稳定裕度的分析,经典控制理论中有很多方法,如时域分析法、根轨迹法、频域方法等^[15-16].然而这些方法都是通过开环传递函数来判定闭环传递函数的稳定性及稳定裕度.微分方程式(13)的 Laplace 变换即是定压活门的闭环传递函数.在闭环传递函数的稳定裕度分析中,闭环极点是最能反映闭环稳定性的参数之一.定压活门在不同进口压力时,其阀芯工作在不同的稳态位置,而不同的工作位置对应不同闭环极点.因此,以定压活门进口压力 p_{in} 作为变化增益,引起闭环极点的变化即为定压活门闭环根轨迹.

现选取某型燃油调节器中定压活门为研究对象,使用上述方法分析其稳定裕度.表 1 是其主要结构数据.为了方便进行上述分析,我们建立了定压活门的 Simulink 模型(见图 5).同时,为了对比验证其分析的正确性及精度,我们使用相同数据建立了 AMESim^[17]模型(见图 6).

图 7、图 8 分别是通过 Simulink 和 AMESim 软件得到的仿真结果.图 7 说明了随着 p_{in} 增加,

表 1 某型定压活门结构及性能参数表
Table 1 Structure parameters of a CPV

参数	数值
$V_0/10^{-5} \text{ m}^3$	1
M/kg	0.0115
p_{in}/MPa	2~8
p_c/MPa	1.5
p_0/MPa	0.3
β/MPa	1700
$K/(\text{N/m})$	4500
F_0/N	54
$A/10^{-5} \text{ m}^2$	5.03
$C/((\text{N} \cdot \text{m})/\text{s})$	10
C_{Qin}	0.65
C_{Qout}	0.72
$\theta/(^{\circ})$	69
$A_{out}/10^{-7} \text{ m}^2$	8.46
$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	800

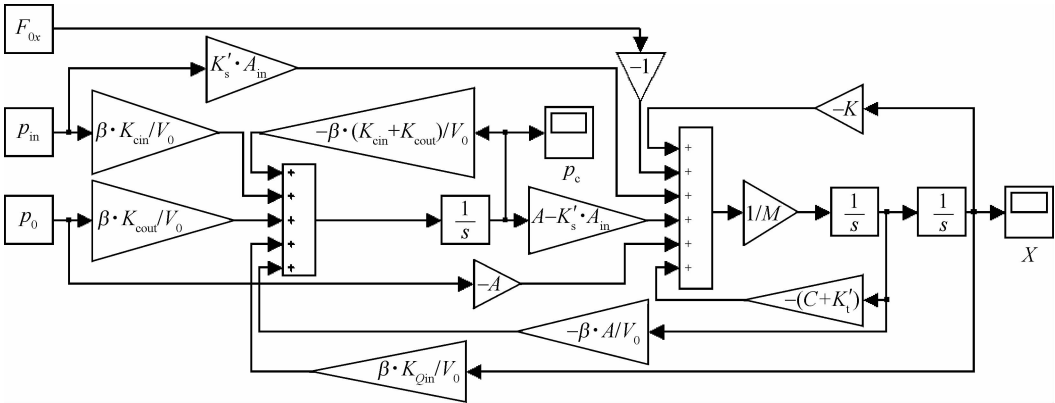


图 5 定压活门的 Simulink 仿真框图
Fig. 5 Simulation diagram of CPV by Simulink

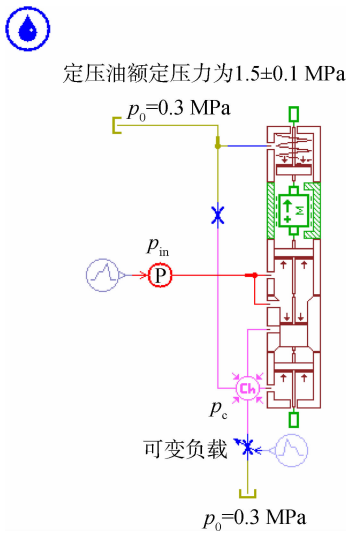


图 6 定压活门的 AMESim 结构图

Fig. 6 Structural diagram of CPV by AMESim

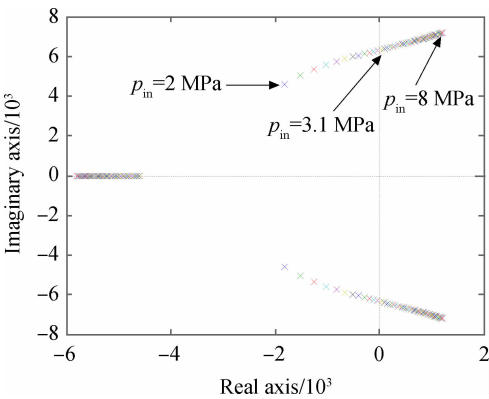


图 7 定压活门闭环极点随进口压力变化趋势图
Fig. 7 Root locus plot of closed-loop poles of CPV by variable inlet pressure

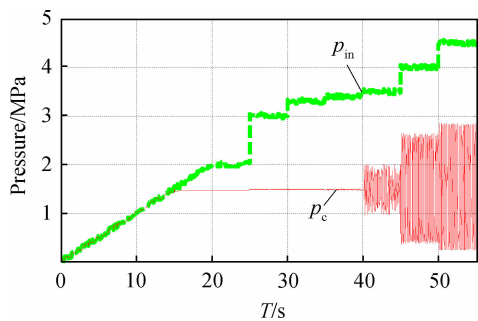


图 8 定压活门的 AMESim 模型仿真结果
Fig. 8 Simulated results of CPV by AMESim model

定压活门的闭环极点变化情况。 p_{in} 从 2 MPa 的不断升高到 8 MPa, 定压活门 3 个闭环极点中的两个逐渐向右半平面偏移, 另外一个则向远离虚轴

的左半平面移动。当进口压力 $p_{in} = 3.1$ MPa 时, 定压活门开始进入不稳定状态。图 8 中, 虚线代表了进口压力 p_{in} 的变化, 实线代表了定压油压力出 p_c 。当 $p_{in} \leq 3.3$ MPa 时, 定压油压力保持稳定; 当 $p_{in} \geq 3.4$ MPa 时, 定压油压力出现了高频振荡。虽然这个振荡并不发散, 但是由于定压活门 AMESim 模型为非线性, 此振荡仍然可以说明定压活门进入了不稳定状态。值得说明的是, 由于 Simulink 模型中进、出口流量系数为定值, 而 AMESim 模型中是变流量系数计算, 因此, 两者分析结果之间存在 0.2 MPa 的差异, 这种差异是可以接受的。由于 AMESim 模型对稳定性分析不够直观和方便, 下面统一使用闭环极点趋势图来判定定压活门闭环系统稳定裕度。

为了量化描述定压活门的稳定裕度, 现定义恰好使定压活门闭环极点进入右半平面时的进口压力 p_{in} 为临界进口压力 $p_{in,cr}$, 临界进口压力表征了该定压活门能够稳定承受的最高进口压力, 当进口压力高于临界进口压力时, 则定压活门处于不稳定状态。

3 主要结构尺寸对临界进口压力的影响分析

由表 1 可知, 影响定压活门稳定性及动态性能的结构参数共有 17 个。然而考虑到工程应用及可实现性, 最终选择 V_0, A, K, C, A_{out} 等 5 个作为可调整参数。通过上述 Simulink 模型来分析这些参数变化对定压活门稳定裕度的影响。

图 9~图 13 是 V_0, A, K, C, A_{out} 这 5 个参数分别单独变化时, 定压活门闭环极点随进口油压 p_{in} 的变化趋势图, 参数变化量见表 2。

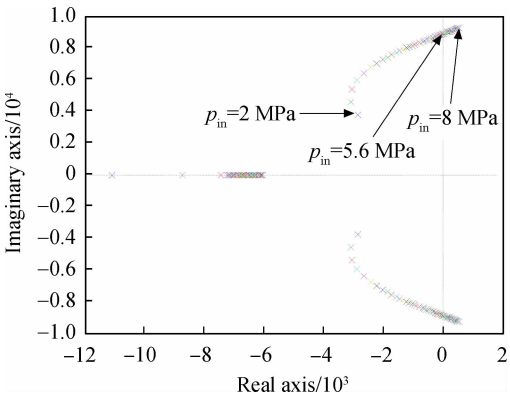


图 9 V_0 改变时, 闭环极点随进口压力变化趋势图
Fig. 9 Root locus plot of closed-loop poles by variable inlet pressure at different V_0

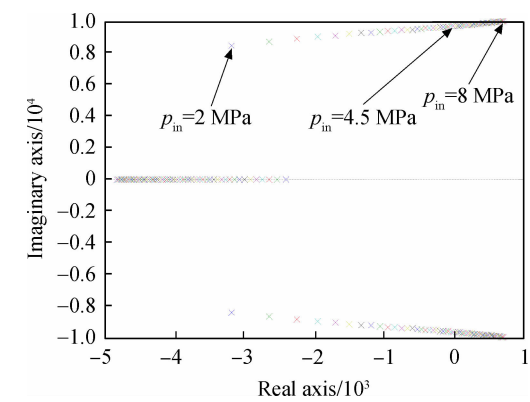


图 10 A 改变时,闭环极点随进口压力变化趋势
Fig. 10 Root locus plot of closed-loop poles by variable inlet pressure at different A

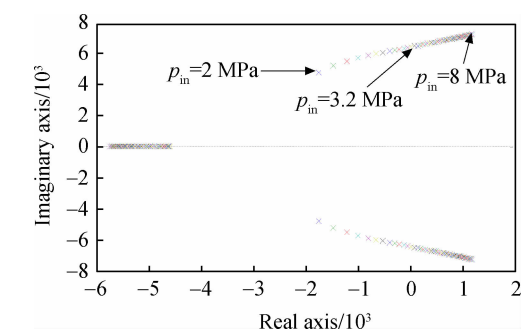


图 11 K 改变时,闭环极点随进口压力变化趋势
Fig. 11 Root locus plot of closed-loop poles by variable inlet pressure at different K

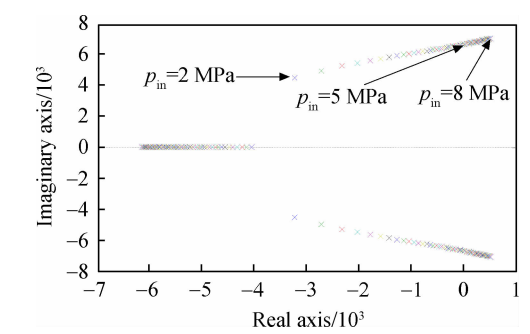


图 12 C 改变时,闭环极点随进口压力变化趋势
Fig. 12 Root locus plot of closed-loop poles by variable inlet pressure at different C

表 3 是通过图 9~图 13 与图 7 对比得到的上述 5 个参数的改变对临界进口压力 $p_{in,cr}$ 产生的量化影响。分析表 3 及上述稳态特征可得如下结果。

1) 机械弹簧刚度 K 既影响定压活门的稳态性能又影响动态性能。然而,其对动态性能的影响非常微小,因此选取弹簧刚度时只需考虑其对稳态性能的影响。

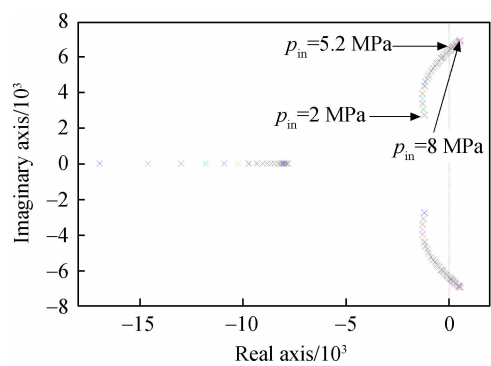


图 13 A_{out} 变化时,闭环极点随进口压力变化趋势
Fig. 13 Root locus plot of closed-loop poles by variable inlet pressure at different A_{out}

表 2 参数变化数值与对应图号			
Table 2 Parameters variation and the correspondent plots			
参数	初始值	变化值	图号
$V_0/10^{-5} \text{ m}^3$	1	0.5	9
$A/10^{-5} \text{ m}^2$	5.03	7.85	10
$K/10^3 (\text{N/m})$	4.5	22.5	11
$C/((\text{N} \cdot \text{m})/\text{s})$	10	30	12
$A_{out}/10^{-6} \text{ m}^2$	0.846	1.96	13

表 3 参数相对变化量与临界进口油压变化量		
Table 3 Relative variation of parameters and absolute variation of critical inlet pressure		
参数	变化量/%	$\Delta p_{in,cr}/\text{MPa}$
V_0	↓ 50	↑ 2.5
A	↑ 68.4	↑ 1.4
K	↑ 400	↑ 0.1
C	↑ 200	↑ 1.9
A_{out}	↑ 131	↑ 2.1

2) 定压活门阀芯截面积 A 同时影响稳态和动态性能。增大 A 能够使定压油压力稳态偏移量减小且能使临界进口压力增大,对稳态和动态性能均会产生有利的影响。

3) V_0 仅对定压活门的动态性能有影响。较大的 V_0 会导致油液的液压刚度降低,临界进口压力也随着降低。液压刚度^[18]的定义为

$$K_{\text{hyd}} = \frac{\beta \cdot A^2}{V_0}$$

(14)

当 V_0 增加和 A 减小,都会减小其液压刚度,而减小液压刚度会使定压活门稳定裕度减小。机械弹簧刚度 K 远小于液压弹簧的刚度,因此增加

机械弹簧的刚度并不会引起临界进口压力发生太大的改变。

4) 阀芯运动的阻尼系数 C 仅仅影响定压活门的动态过程。 C 越大,则临界进口压力越大,定压活门稳定裕度越高。根据液压系统中的经验^[10],定压活门的阻尼系数在 $10\sim 20\text{ (N}\cdot\text{s)/m}$ 之间。 C 过大会增加活门的磨损,增强摩擦力引起的非线性程度,因此不能主要依靠增加阻尼系数提高定压活门的稳定裕度。

5) 出口流通面积 A_{out} 的增大仅对定压活门动静态性能产生影响。负载越大,定压活门的临界进口压力就越大。尽管会增加定压活门出口流量,使定压油压力偏移量增大,功率损失增加;但是,改动出口流通面积 A_{out} 不会影响其他构件,在实际工程应用中是增加定压活门稳定裕度中最为方便可行的方法。

4 结 论

本文主要从稳态和动态两方面推导了定压活门的工作方程。为了分析稳定裕度问题,建立了 Simulink 和 AMESim 模型,并通过闭环极点的轨迹图提出临界进口压力概念,将定压活门稳定裕度问题量化。最后,分析了 5 个主要结构参数对临界进口压力的定量影响。通过上述分析可以得到如下结论:①对于定压活门改进问题,为提高其稳定裕度,应首先考虑改动出口流通面积 A_{out} ;②定压活门设计时,首先应根据其工作进口压力要求及最小负载,确定临界进口压力数值,然后通过动态分析,以定压活门阀芯截面积 A 和定压腔容积 V_0 作为主要的设计参数,设计出具有高稳定裕度的定压活门。

参考文献:

[1] 樊思齐,李华聪,樊丁. 航空发动机控制:下册[M]. 西安:西北工业大学出版社,2008.

[2] McCloy D, Martin H R. Control of fluid power[M]. 2nd edition. New York: Ellis Horwood Limited, 1980.

[3] 刘庆和,贾铭新. 先导式减压阀线性与非线性特性的研究:

上[J]. 组合机床与自动化加工技术, 1985(9): 17-21.

[4] 刘庆和,贾铭新. 先导式减压阀线性与非线性特性的研究:下[J]. 组合机床与自动化加工技术, 1985(10): 15-27.

[5] 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)

[6] 张怀亮,袁坚,邹伟. 基础振动下直动式减压阀动态特性分析[J]. 工程设计学报, 2013, 20(4): 298-302.

ZHANG Huailiang, YUAN Jian, ZOU Wei. The dynamic characteristics analysis of direct operated pressure reducing valve on fundamental vibration[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2013, 20(4): 298-302. (in Chinese)

[7] 雷军波,童昕. 基于键合图和 SIMULINK 的定压阀的建模仿真[J]. 机床与液压, 2006(1): 153-154.

LEI Junbo, TONG Xin. The modeling and simulation of constant pressure valve based on Bond graphs & SIMULINK[J]. Maching Tools and Hydraulics, 2006(1): 153-154. (in Chinese)

[8] Merritt H E. Hydraulic control systems[M]. New York: John Wiley, 1976.

[9] Manring N D. Hydraulic control systems[M]. New York: John Wiley and Sons, 2005.

[10] Blackburn J F, Reethof G, Shearer J L. Fluid power control [M]. London: MIT Press, 1960.

[11] 盛敬超. 工程流体力学:机械类[M]. 北京:机械工业出版社, 1988.

[12] Sheng J C, Huang Y J. Flow characteristics of cylindrical-tube orifice[J]. Proceeding of National Conference on Fluid Power, 1983, 37: 198-203.

[13] 中国石油化工股份有限公司石油化工科学研究院. GB6537-2006 3 号喷气燃料[S]. 北京:中国标准出版社, 2006: 7-8.

[14] 林建亚,何存兴. 液压元件[M]. 北京:机械工业出版社, 1988.

[15] Kuo B C. Automatic control systems[M]. 3rd edition. New Jersey: Prentice-Hall, 1975.

[16] 胡寿松. 自动控制原理[M]. 北京:国防工业出版社, 1984.

[17] 付永领,祁小野. LMS Imagine Lab AMESim 系统建模与仿真参考手册[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2011.

[18] Sullivan J A. Fluid power: theory and applications[M]. 4th edition. New Jersey: Prentice-Hall, 1998.