

过载对流量调节器静态特性的影响研究

许志宇, 李小明

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 建立考虑过载的流量调节器静态数学模型, 研究过载影响调节器静态特性的规律, 为预估过载对发动机性能的影响提供参考。研究表明: 纵向过载单一因素引起的流量偏差、启调压降偏差与过载系数近似呈线性关系, 过载不改变流量特性的线性度和负载特性差率。

关键词: 液氧/煤油发动机; 流量调节器; 过载; 静态特性

中图分类号: V434-34 文献标识码: A 文章编号: 1672-9374 (2016) 03-0063-05

Effects of overload on static characteristics of liquid-flow regulator

XU Zhiyu, LI Xiaoming

(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Static mathematics models taking overload into account for liquid-flow regulator were constructed to study the effects of overload on static characteristic of the liquid-flow regulator, and to provide a reference for estimating the effects of overload on the engine performance in advance. The research shows, both the mass flow rate deviation and the lowest operating pressure-drop deviation caused by longitudinal overload are approximately linear with the overload coefficient, and the overload does not affect the linearity of the flow characteristics or the error rate of load characteristics.

Keywords: LOX/kerosene rocket engine; liquid-flow regulator; overload; static characteristic

0 引言

1 200 kN 推力级液氧/煤油发动机是我国新一代运载火箭的动力装置, 采用流量调节器实现推力调节和稳定。调节器设置在发生器的燃料流路上, 用于精确控制进入发生器的燃料流量, 调节和稳定发生器的组元比, 控制涡轮燃气参数,

实现发动机推力调节和稳定^[1]。

流量调节器的静动特性和稳定性等方面均有较系统的研究^[1-3], 但飞行过载条件下调节器的特性尚未系统研究。火箭飞行过程伴随过载, 调节器内的流体和滑阀将增加过载惯性力的作用, 对流体流动和滑阀运动产生影响。流体流动状态的改变将使滑阀所受的流体作用力等发生变化; 滑

收稿日期: 2015-09-07; 修回日期: 2015-12-15

基金项目: 航天支撑技术项目(617010423)

作者简介: 许志宇 (1989—), 男, 博士生, 研究领域为发动机控制与调节技术

阀运动方向上的惯性力将改变滑阀平衡位置；滑阀在垂直运动方向上受过载作用时，将会产生偏心，摩擦力作用增强。

过载对调节阀性能的影响方面，理论研究文献较少。对于刚体，一般以惯性力的形式考虑过载的作用；对于流体，一般建立过载加速度场中流体的伯努利方程。文献 [6] 根据加速度场中的伯努利方程分析了喷嘴流动状态与离心加速度的关系，另外定性分析了不同方向的离心力对阀芯平衡位置和摩擦力的影响。文献 [7] 采用包含离心力的动力学方程和以离心势能的形式考虑流体离心加速度作用的流体能量守恒方程，获得了与试验结果一致的零偏值和离心加速度的关系。

我国新一代运载火箭纵向最大过载约 5~6.5 g，横向约 1~2 g，1 200 kN 推力级液氧/煤油发动机流量调节器滑阀运动方向与火箭纵向一致，因此纵向过载的影响显著大于横向过载。本文针对纵向过载的情形，以刚体惯性力和流体势能的形式引入过载，建立考虑过载的数学模型，研究过载对流量调节器静态特性的影响，为预估过载对发动机性能的影响提供参考。

1 流量调节器工作原理

流量调节器在结构上由流量调节装置、流量稳定装置和转级装置三部分组成（如图 1 所示）：流量调节装置由齿轮 2、调节齿条 3 和阀芯 4 构成，调节齿条和阀芯形成流量调节窗口 5，驱动装置通过齿轮的转动控制调节齿条的运动改变流量调节窗口的开度；转级装置由阀芯 4、转级活塞 6 和转级弹簧 7 等部件构成，转级活塞的运动由转级控制腔的压力控制；流量稳定装置由滑阀 9、压力调节弹簧 10 以及稳流窗口 11 等构成，滑阀由流量调节窗口的压差力和调节弹簧力等合力驱动，调节稳流窗口的开度。阻尼孔 8 用于调整滑阀的响应速度。

流量调节器的稳流功能是依靠自身反馈调节实现的^[1-2]。调节器在额定工况工作时，流量调节窗口的开度保持不变。入口与出口压差在一定范围变化时，流量调节器自动调节滑阀的位置，改变稳流窗口的开度和中间腔的压力，维持流量调

节窗口前后的压差在一定范围，从而起到稳定流量的作用。

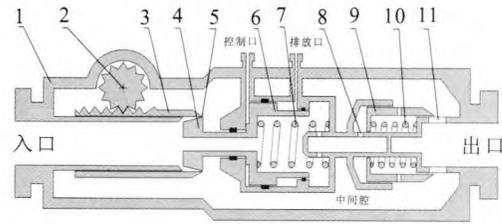


图 1 流量调节器结构简图

Fig. 1 Structure of liquid-flow regulator

2 数学模型及求解方法

纵向过载时，假设调节器内任一横截面的流体参数是均匀的。选择调节器出口作为流体势能零点，并且取调节器入口指向出口的轴向方向为正向，建立调节器过载条件下两级节流窗口流体流量方程、质量守恒方程和滑阀的力平衡方程。调节器入口总压包含过载产生的流体势能，滑阀所受的作用力包含过载产生的惯性力。

经过两级节流窗口的流体流量

$$q_{m1} = c_{d1} A_1 \sqrt{2\rho(p_{a1} - p_{b1})} \quad (1)$$

$$q_{m2} = c_{d2} A_2 \sqrt{2\rho(p_{a2} - p_{b2})} \quad (2)$$

式中： q_{m1} ， q_{m2} 为经过流量调节窗口和流量稳定窗口的流体流量，kg/s； c_{d1} ， c_{d2} 为流量调节窗口和流量稳定窗口的流量系数； A_1 ， A_2 为流量调节窗口和流量稳定窗口的通流面积， m^2 ； ρ 为流体密度， kg/m^3 ； p_{a1} ， p_{b1} ， p_{a2} ， p_{b2} 为流量调节窗口和流量稳定窗口前后压力，Pa。

根据质量守恒，流量调节窗口和流量稳定窗口的流量相等，即

$$q_{m1} = q_{m2} \quad (3)$$

节流窗口的流阻系数与流量系数的关系为 $\xi = 1/2 (c_d A)^2$ 。

考虑过载加速度 a 的作用，以调节器出口作为势能零点，调节器入口压力 p_{a1} 由式 (4) 确定，调节器其他位置的压强由流体流量方程和质量守恒方程共同确定。

$$p_{a1} = p_{in} + \rho a L \quad (4)$$

式中: a 为过载加速度, m/s^2 ; L 为流量调节器入口至出口的轴向长度, m 。

稳流窗口的节流面积是滑阀位移 x 的函数, 由形如式 (5) 的分段函数表示, 关系曲线如图 2 所示。

$$A_2 = \begin{cases} f(x) & 0 \leq x \leq x_{max} \\ 0 & x \leq x_{max} \end{cases} \quad (5)$$

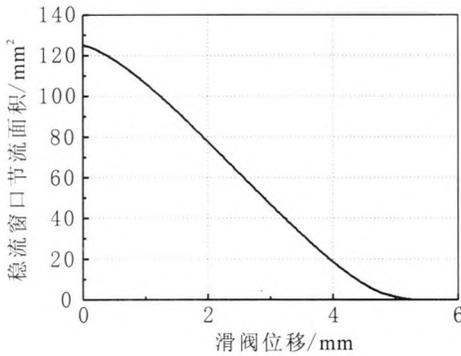


图 2 稳流窗口节流面积与滑阀位移的关系

Fig. 2 Area of flow-stabilized window versus slide valve displacement

滑阀的力的平衡关系式为

$$A_p (p_{a1} - p_{b1}) + F_y = F_{s0} + kx + ma \quad (6)$$

式 (6) 中, 滑阀液动力 F_y 的作用机理和计算比较复杂, 取决于稳流窗口周围流体流速、滑阀边缘作用面积等, 用式 (7) 估算。

$$F_y = l_{cr} \delta_{cr} (p_{a2} - p_{b2}) \quad (7)$$

静态数学模型可采用迭代的方法获得数值解。本文采用基于 Jacobi 迭代的 Gauss-Seidel 迭代格式, 如式 (8), 直到 $|x_i^{(k+1)} - x_i^k| \leq 1 \times 10^{-6}$ 时迭代结束。

$$x_i^{(k+1)} = \frac{1}{a_{ii}} \left(b_i - \sum_{j=1}^{i-1} a_{ij} x_j^{(k+1)} - \sum_{j=i+1}^n a_{ij} x_j^k \right) \quad (8)$$

$(i=1, 2, \dots, n; k=0, 1, 2, \dots)$

3 计算结果和分析

3.1 过载对流量特性的影响

流量特性是指流量和开度指示值之间的关系, 表征流量调节器完成控制系统指令的能力。为了火箭控制系统调节方便, 通常将流量特性设计为线性特性^[1]。不同过载条件下调节器的流量特性曲线如图 3 所示。结果表明, 过载使流量特性曲线产生一定偏移, 并使特性曲线的斜率发生改变。相同过载条件下, 额定流量越大, 过载产生的流量偏差越大。

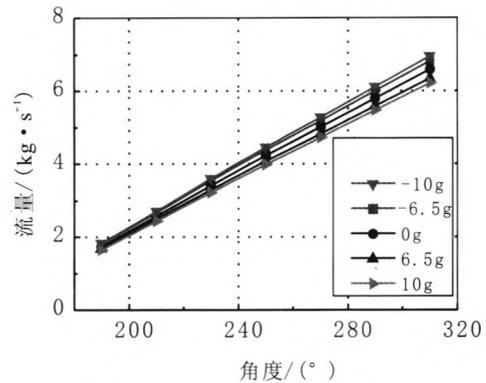


图 3 过载条件下的流量特性

Fig.3 Flow characteristics under overload

采用最小二乘法拟合出不同过载条件下流量与开度的线性关系式: $q_m = a_0 + a_1 \alpha$, 其中 a_1 为流量特性曲线的斜率。针对不同的过载量, 线性关系式中的系数 a_0 、 a_1 及线性相关系数列于表 1 中, 参数 R 为线性相关系数。仿真结果显示: 1) 在一定过载范围内, 正向过载使特性曲线斜率约以 $2.6 \times 10^{-4}/g$ 减小, 负向过载使特性曲线斜率约

表 1 流量特性线性关系式系数

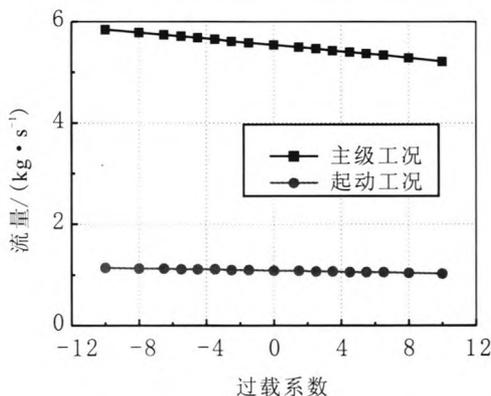
Tab. 1 Coefficients of linear expressions of flow characteristics

n	-10.0	-6.5	-3.0	0	3.0	6.5	10.0
a_0	-6.407 3	-6.190 0	-6.014 4	-5.968 0	-5.944 5	-5.718 2	-5.585 0
a_1	0.043 4	0.042 3	0.041 2	0.040 7	0.040 3	0.039 1	0.038 2
R	0.999 5	0.999 5	0.999 5	0.999 5	0.999 5	0.999 5	0.999 5

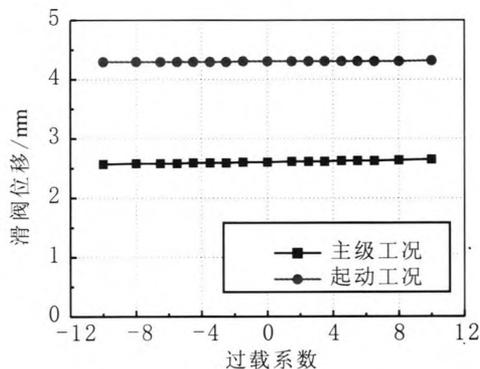
以 $2.6 \times 10^{-4} g$ 增大; 2) 不同过载条件下, 调节器流量特性的线性相关系数均为 0.999 5, 表明过载对流量特性的线性度无影响。

3.2 过载对起动和主级工况流量的影响

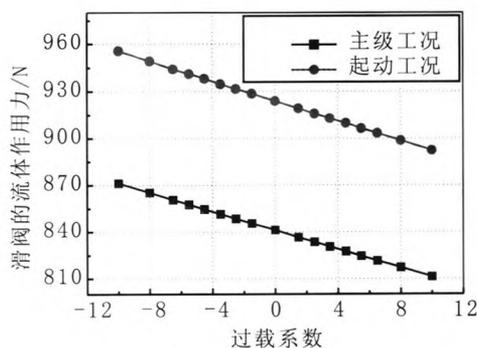
流量调节器包含起动和主级两个工况, 主级工况为调节器的额定工况, 起动工况的流量约为主级工况的 20%。下面针对过载对这两个工况静态特性的影响进行研究。



(a) 流量



(b) 滑阀位移



(c) 滑阀的流体作用力

图 4 静态参数与过载系数的关系

Fig. 4 Static parameters versus overload coefficients

调节器起动工况和主级工况的流量、滑阀位移、滑阀所受的流体作用力与过载系数的关系如图 4 所示。图中显示调节器的流量、滑阀位移和流体作用力均与过载系数近似呈线性关系。

将调节器的流量与过载系数按线性关系 $q_m = a_0 + a_1 n$ 拟合, 关系式的系数列于表 2 中。拟合关系式中 a_0 代表无过载时的稳态流量, 过载产生的流量偏差 $\Delta q_m = a_1 n$ 。在两种流量工况下, 纵向过载引起的流量偏差与过载系数的线性相关系数 R 均为 $-0.999 5$ 。当过载为 $6.5 g$ 时, 根据流量偏差的拟合关系式计算得到起动工况和主级工况产生的相对流量偏差分别为 1.0% 和 1.2% 。

表 2 调节器流量与过载量线性关系式的系数

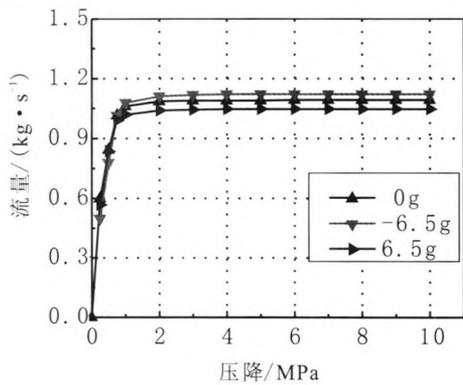
Tab. 2 Coefficients of linear expressions of regulator mass-flow and overload

	a_0	a_1	R
起动工况	1.088	-0.001 7	-0.999 5
主级工况	5.539	-0.010	-0.999 5

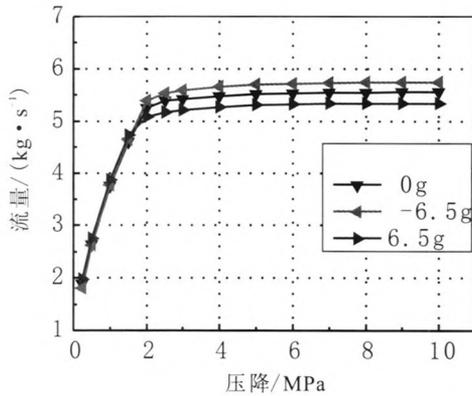
3.3 过载对负载特性的影响

负载特性是指调节器流量和压降的静态关系^[4]。高压补燃液氧/煤油发动机要求流量调节器能够在一定压力范围内稳定流量。图 5 给出了不同过载条件下的负载特性。

过载使调节器的负载特性曲线产生偏移, 但曲线形状基本一致。在高于启调压降的一定压差范围内, 调节器的负载特性曲线近似为直线, 其斜率是表征调节器负载特性的特征参数, 称作调节器负载特性的差率。过载在一定范围内, 调节器起动工况的差率保持约 8×10^{-4} 不变, 主级工况约为 1.8×10^{-2} , 表明调节器的负载特性差率不受过载影响。由于弹簧预装力和滑阀摩擦力, 流量调节器正常工作时存在一个最小压降, 称作启调压降。负载特性曲线 (图 5) 显示, 在过载状态下, 调节器的启调压降略有偏移, 正向过载使启调压降增大, 负向过载使启调压降减小。为了定量分析过载对启调压降的影响, 下面根据静态方程, 推导二者数学关系。



(a) 启动工况



(b) 主级工况

图 5 过载条件下的负载特性

Fig. 5 Load characteristics under overload

流量调节器不启调时, 滑阀位移 $x=0$ 。由于入口和出口流量相等, 因此可得

$$q_m^2 = \frac{\Delta p_1 \rho}{\xi_1} = \frac{\Delta p_2 \rho}{\xi_2} \quad (9)$$

流量调节器两级节流窗口压降的分配取决于节流窗口的流阻系数, 并且 $\Delta p_1 + \Delta p_2 = \Delta p$, 因此流量调节窗口压降为

$$\Delta p_1 = \frac{1}{1 + \frac{\xi_2}{\xi_1}} \Delta p \quad (10)$$

启调压降的表达式为

$$\Delta p_0 = \left(1 + \frac{\xi_2}{\xi_1}\right) \frac{F_s - F_Y - ma}{A_p} \quad (11)$$

过载引起的启调压降偏差为 $\left(1 + \frac{\xi_2}{\xi_1}\right) \frac{ma}{A_p}$ 。

对于同一工况, 在一定过载范围内, 过载引起的

启调压降偏差与过载加速度近似呈线性关系; 对于相同过载, 启调压降与流量工况有关, 流量越大, 启调压降偏差越大。

启动和主级工况的启调压降相对偏差与过载系数的关系如图 6 所示。过载引起的启调压降相对偏差与工况无关。当过载为 6.5 g 时, 启动和主级工况的启调压降相对偏差均约为 2.7%。过载较大时, 需要考虑过载对启调压降的影响, 保证调节器足够的压降。

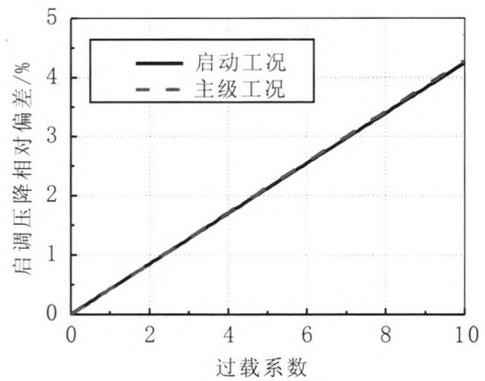


图 6 启调压降偏差与过载系数关系

Fig. 6 Lowest pressure-drop deviation versus overload coefficient

4 结论

针对 1 200 kN 推力级液氧/煤油发动机流量调节器, 建立考虑纵向过载的静态数学模型, 分析了过载对流量特性、负载特性和启调压降等静态特性的影响, 得出以下结论:

1) 调节器额定工况的流量偏差与过载系数呈线性关系。由 6.5 g 纵向过载单一因素引起的主级工况流量偏差为 1.2%;

2) 过载使静态特性曲线产生一定偏移, 但不改变流量调节器流量特性的线性度和负载特性的差率;

3) 过载引起的启调压降偏差与过载系数近似呈线性关系。6.5 g 的纵向过载引起的主级工况启调压降相对偏差约为 2.7%。当过载较大时, 需要考虑过载对启调压降的影响, 保证调节器足够的压降。

(下转第 75 页)

参考文献:

- [1] 哈杰 D T, 里尔登 F H. 液体推进剂火箭发动机不稳定燃烧 [M]. 朱宁昌, 张宝炯 译. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- [2] KIRNER E, OECHSLEIN W. Development status of the Vulcain(HM60) thrust chamber: AIAA 90-2255[R]. USA: AIAA, 1990.
- [3] LIEUWEN T C, YANG Vigor. Combustion instabilities in gas turbine engines[M]. USA: AIAA, 2005.
- [4] 聂万胜, 庄逢辰. 声腔应用于液体火箭发动机不稳定燃烧抑制中的特性研究[J]. 国防科技大学学报, 1998, 20(2): 12-16.
- [5] 刘克, 焦风雷, 唐旭东. 具有 Helmholtz 共振器的驻波管系统声场的研究[C]// 中国声学学会. 2002 年全国声学学术会议论文集. 上海: 声学技术编辑部, 2002, 65-66.
- [6] 焦风雷, 刘克, 郭庆. 具有流动和侧向 Helmholtz 共振器的驻波管内声场实验研究[C]// 中国声学学会. 2003 年青年学术会议论文集. 上海: 声学技术编辑部, 2003, 44-46.
- [7] 刘克, 蒋剑, 彭锋. 强非线性条件下 Helmholtz 共振器喉部声学特性研究[J]. 声学技术, 2004, 23: 3-4.
- [8] 杨 V, 安德松 W E. 液体火箭发动机燃烧不稳定[M]. 张宝炯 译. 北京: 科学出版社, 2001.
- [9] PBILLIPS B, HANNUM N P, RUSSELL L M. On the design of acoustic liners for rocket engine: Helmholtz resonators evaluated with a rocket combustor: NASA TN D-5171[R]. USA: NASA, 1969.
- [10] 李晓东. 声学阻抗管中吸声系数和声阻抗的测量 第 2 部分: 传递函数法: GB/T 18696.2-2002[S]. 中华人民共和国国家标准 (国家质量监督检验检疫总局 发布), 2002.
- [11] 张琪. L 形声学谐振器的吸声特性试验[J]. 强度与环境, 2011, 38(5): 31-35.
- [12] MCGOUGH C B. Acoustic liner feasibility program: NASA CR 111405[R]. USA: NASA, 1970.

(编辑: 马 杰)

(上接第 67 页)

参考文献:

- [1] 张贵田. 高压补燃液氧 / 煤油发动机[M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- [2] B · Φ · 格列克曼. 液体火箭发动机自动调节[M]. 顾名初, 译, 北京: 宇航出版社, 1995.
- [3] 冯军华. 流量调节器静特性分析[D]. 西安: 中国航天科技集团公司第十一研究所, 2001.
- [4] 王昕. 流量调节器动态特性研究[J]. 火箭推进, 2004, 30(3): 19-24.
WANG Xin. Research on dynamic characteristics of flowrate regulator[J]. Journal of rocket propulsion, 2004, 30(3): 19-24.
- [5] 陈维宇, 程亚威, 李小明, 等. 高压小流量稳流型调节器特性研究[J]. 火箭推进, 2011, 37(4): 40-44.
CHEN Weiyu, CHENG Yawei, LI Xiaoming, et al. Characteristics of low-output flow-stabilized regulator under high working pressure[J]. Journal of rocket propulsion, 2011, 37(4): 40-44.
- [6] 贺云波. 离心力作用下的电液伺服阀[J]. 西安交通大学学报, 1999, 33(5): 93-95.
- [7] 耀保. 一维离心环境下电液伺服阀零偏值分析[J]. 中国机械工程, 2012, 23(10): 1142-1145.

(编辑: 王建喜)