

流量调节器动态特性研究

王 昕

中国航天科技集团公司第六研究院十一所

摘 要: 针对一种用于液体火箭发动机的液体流量调节器, 建立了描述该流量调节器稳流工作过程的非线性动态数学模型, 并利用该模型对流量调节器的动态响应特性进行了仿真研究, 探讨了结构参数变化对流量调节器动态特性的影响。

关键词: 液体火箭发动机; 流量调节器; 动态特性; 仿真; 非线性

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2004)03-0019-06

1 引言

流量调节器是现代高压补燃液体火箭发动机推力调节系统中经常采用的一种自动调节装置。一般装在燃气发生器或推力室的推进剂供应管路中, 用于满足发生器或推力室在发动机的整个工作过程中对燃料流量稳定和调节的要求。因此流量调节器是调节和稳定发动机推力的关键部件, 其静、动态性能的好坏直接影响发动机的工作性能, 对其静、动态性能进行全面、深入的研究就显得尤为重要。由于单纯依靠试验的研究方法成本高、周期长, 而且不利于参数调整。因此需要建立一种可靠、合理的仿真模型对其动态特性进行全面的^{[1][2]}研究。

2 动态数学模型的建立

2.1 基本结构和工作原理

本文研究的流量调节器是一种直接作用式流量调节器, 位于发动机燃料二级泵和发生器之间, 用于调节和稳定进入发动机发生器的燃料流量, 从而实现调节和稳定发生器内组元混合比, 控制涡轮的燃气参数, 达到稳定和调整发动机推

力的作用, 其基本结构如图 1 所示。

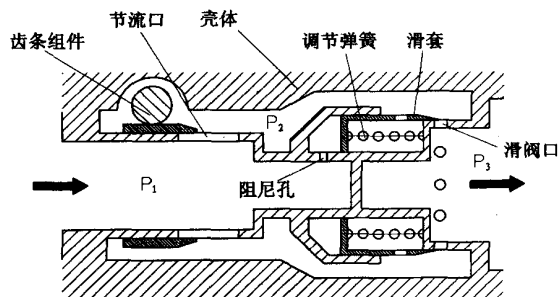


图 1 流量调节器结构示意图

流量调节器主要由流量调节和流量稳定两个部分组成。流量调节部分由齿条组件、节流口构成; 稳流部分则由滑套、调节弹簧、阻尼孔、滑阀口等组成。调节器工作时, 液体介质从调节器入口流入, 经过节流口、中间腔和滑阀口流到调节器出口腔。通过齿条组件可以调节节流口的流通面积, 改变调节器输出的稳态流量。滑套在调节弹簧和节流口前后压差的作用下, 可以往复运动, 从而在调节器工作压降发生变化时, 改变滑阀口的流通面积, 维持第一道节流装置——节流口上的压差基本恒定, 从而保证稳定的输出流量。

收稿日期: 2003-09-04; 修回日期: 2003-09-29。

作者简介: 王昕 (1973—), 男, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机自动器设计。

根据调节器的实际工况条件, 在建立数学模型之前可作出下列假设:

- (1) 管路与腔道内的流动为一维流动;
- (2) 液体与管壁之间没有热交换;
- (3) 所有管壁与腔道内壁都为刚性壁面;
- (4) 液体的容积弹性模数为常数;
- (5) 液体流动状态为紊流。

2.2 数学模型

液体火箭发动机中关于调节系统的动态特性的问题属于低频 (<50Hz) 动力学范畴, 可以借助于带分散或集中参数的方程组求解, 因此根据流量调节器工作的低频动力学特点和集中参数的原则, 建立描述流量调节器动态工作过程的数学模型如下:

$$\frac{dq_J}{dt} = \frac{p_1 - p_2 - \frac{\zeta_J}{2\rho A_J^2} q_J^2}{\frac{L_J}{A_J}} \quad (1)$$

$$\frac{dq_H}{dt} = \frac{p_2 - p_3 - (\frac{\zeta_H}{2\rho A_H^2} + R_{JH}) q_H^2}{(\frac{L_H}{A_H} + \frac{L_{JH}}{A_{JH}})} \quad (2)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{q_J + \rho A_P v - q_H}{\frac{V}{a^2}} \quad (3)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{A_P(p_1 - p_2) + F_Y - F_{T0} - B_v v - Kx_H}{m} \quad (4)$$

$$\frac{dx_H}{dt} = v \quad (5)$$

式中 q_J — 流过节流口的质量流量, kg/s;

q_H — 流过滑阀口的质量流量, kg/s;

p_1 — 流量调节器入口压力, Pa;

p_2 — 流量调节器中间腔压力, Pa;

p_3 — 流量调节器出口压力, Pa;

ζ_J — 节流口的流阻系数;

ζ_H — 滑阀口的流阻系数;

L_J, A_J — 节流口的节流长度和流通面积,

m 和 m^2 ;

L_H, A_H — 滑阀口的节流长度和流通面积, m 和 m^2 ;

L_{JH}, A_{JH} — 中间腔的平均节流长度和平均流通面积, m 和 m^2 ;

R_{JH} — 中间腔的流阻;

V — 流量调节器中间腔容积, m^3 ;

A_P — 滑套的压力作用敏感面积, m^2 ;

ρ — 液体介质的密度, kg/m^3 ;

a — 液体介质中的声速, m/s;

v — 滑阀运动速度, m/s;

x_H — 滑阀位移, m;

F_{T0} — 调节弹簧的初装力, N;

K — 调节弹簧的刚度, N/m;

m — 流量调节器中运动件的折算质量, kg;

B_v — 折算摩擦;

F_Y — 滑套所受的流体动力, N。

折算质量 m 和折算摩擦系数 B_v 的表达式为:

$$m = m_H + \rho L_Z A_Z \left(\frac{A_P}{A_Z} \right)^2 \quad (6)$$

$$B_v = B_f + 8\pi\mu L_Z \left(\frac{A_P}{A_Z} \right)^2 \quad (7)$$

式中 m_H — 滑阀质量, kg;

L_Z, A_Z — 阻尼孔长度和流通面积, m 和 m^2 ;

B_f — 粘性摩擦系数;

μ — 液体介质的动力粘度, $Pa \cdot s$ 。

2.3 流体动力的计算

液体通过滑套的滑阀口时, 流速的大小和方向均要发生变化, 因而对滑套产生一个反作用力, 这就是作用在滑套上的流体动力, 方向始终指向滑阀口的关闭方向。滑阀口处流动介质的动态压力损失是形成液动力的主要原因, 此压差作用在滑套边缘, 因此:

$$F_Y = A_\delta \cdot \Delta p_H \quad (8)$$

式中 A_δ — 滑套边缘的压力作用面积, m^2 ;

Δp_H — 流动介质的动态压力损失, Pa。

$$\Delta p_H = \frac{L_H}{A_H} \frac{dq_H}{dt} + \frac{\zeta_H}{2\rho A_H^2} q_H^2 \quad (9)$$

方程(1)~(9)构成了描述流量调节器稳流工作过程的非线性动态数学模型,按工作情况给定初始条件和边界条件后,求解该方程组,就可以用来研究流量调节器的动态特性。

2.4 动态仿真的计算方法

流量调节器的动态数学模型由一组非线性微分方程组成,根据欧拉法编写的计算程序框图如图2所示。

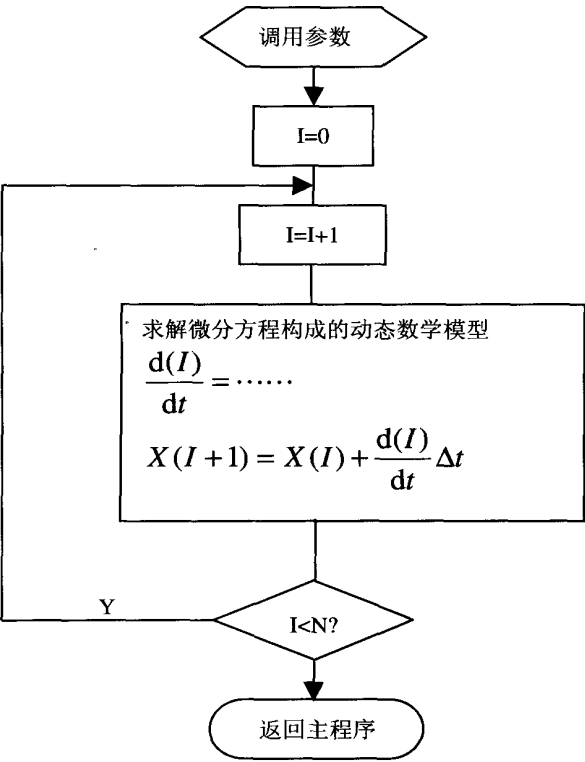


图2 计算程序框图

本文的计算方法采用欧拉法,该方法简单易行,当时间步长 $\Delta t \leq 1 \times 10^{-5} \text{s}$ 时,求解过程稳定,精度达到要求(解的相对误差小于 1×10^{-3})。图3为计算的流量调节器三种工况下的压降—流量特性曲线。计算结果与实验数据基本一致,因此从静态观点分析,本文所建立的流量调节器的动态数学模型是合理的。

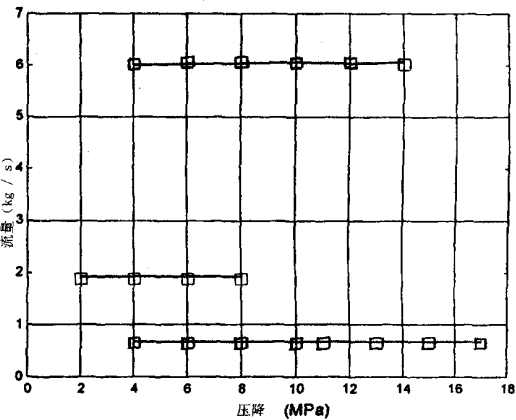


图3 流量调节器的压降—流量特性曲线

3 动态特性分析

流量调节器在工作过程中受到的干扰主要来自入口或出口的压力扰动,扰动的形式主要有两种,一种是压力突然变化的阶跃扰动,另一种是压力波动。在动态模型方程中加入模拟压力扰动的阶跃形式或以一定频率和振幅波动的正弦形式的压力扰动,得到调节器的阶跃响应特性和频率响应特性,通过分析动态特性指标的变化,来评价调节器的动态性能。

3.1 流量调节器的阶跃响应特性

阶跃响应特性表征调节器在入口或出口压力突然变化下的特性,一般用峰值时间 t_p 、调节时间 t_s 、超量 $\delta\%$ 等动态指标来评定流量调节器的阶跃响应特性。

流量调节器流量稳定后, t_0 时刻在流量调节器进口管路的入口加入阶跃压力扰动,即流量调节器的入口压力满足方程:

$$\begin{cases} p_i = p_{i0} & (t < t_0) \\ p_i = p_{i0} + \Delta p & (t \geq t_0) \end{cases} \quad (10)$$

式中 p_{i0} ——流量稳定时调节器的入口压力, MPa;

Δp ——阶跃干扰压力, MPa;

t_0 ——加入干扰压降的时刻。

当 $\Delta p = -7、-5、+5、+10 \text{MPa}$ 时,流量和滑套位移阶跃响应特性如图4所示。可以看出,扰动压力若使流量调节器压降变小,则响应时间 t_p 和

调节时间 t_s 将变长, 滑套位移增大, 稳定后的流量略有减小; 若其使流量调节器压降升高, 则 t_p 和 t_s 变短, 滑套位移减小, 稳定后流量略有增加。超调量 $\delta\%$ 的变化与扰动压力的幅值有关, 扰动幅值越大, $\delta\%$ 越大。以上分析说明, 流量调节器响应和抑制外界正向压力干扰 (即使调节器压降增大的压力干扰) 的能力要强于负向压力干扰。

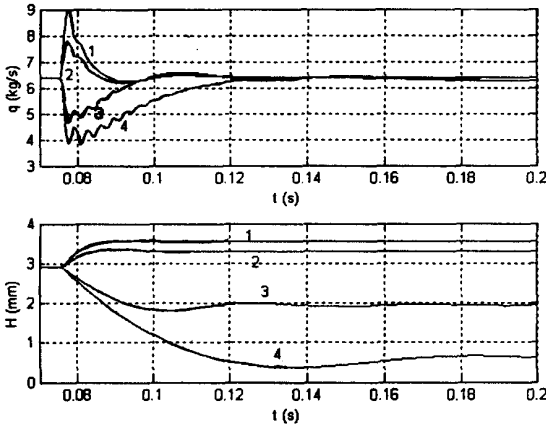


图 4 流量调节器大流量工况的阶跃响应

1- $\Delta p = +10\text{MPa}$ 的流量和滑套位移响应; 2- $\Delta p = +5\text{MPa}$ 的流量和滑套位移响应; 3- $\Delta p = -5\text{MPa}$ 的流量和滑套位移响应; 4- $\Delta p = -7\text{MPa}$ 的流量和滑套位移响应

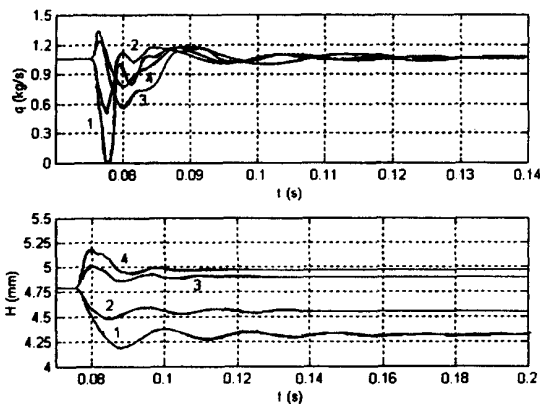


图 5 流量调节器小流量工况的阶跃响应

1- $\Delta p = 7\text{MPa}$ 的流量和滑套位移响应; 2- $\Delta p = 5\text{MPa}$ 的流量和滑套位移响应; 3- $\Delta p = +5\text{MPa}$ 的流量和滑套位移响应; 4- $\Delta p = +10\text{MPa}$ 的流量和滑套位移响应

图 5 表示小流量工况下的阶跃响应。比较图 4 和 5 可以看出: 对于流量调节器压降的正向干扰, 在小流量工况, 流量调节器的响应能力较强, 而抗干扰能力相对较弱, 大流量工况则恰好与之相反; 而当流量调节器受到负向压力扰动时, 小流量工况则表现出较好的抗干扰能力, 这一点可以从调节时间 t_s 的变化看出。

流量调节器的上述特性与调节器各工况下的工作范围有关。当压力干扰使调节器的压降超出该工况下的工作范围时, 它将失去稳流作用, 即不能抑制外界产生的压力扰动。而调节器的工作范围是由调节弹簧刚度、敏感压力作用面积、滑阀口的结构等多种因素共同决定的, 其最终体现为滑套的位移量。同等压降变化范围内, 流量越小, 滑套位移的正向变化的范围越小, 而负向变化的范围越大。因此, 调节器在小流量下抗负向压力扰动的能力要优于大流量工况, 抗正向压力扰动能力低于大流量工况。

3.2 流量调节器的频率响应特性

频率响应特性表征在强迫振荡的条件下调节器的特性, 包括相频特性和幅频特性。

流量调节器流量稳定后, t_0 时刻在流量调节器进口管路的入口加入周期性的压力扰动, 即流量调节器的入口压力满足方程:

$$\begin{cases} p_i = p_{i0} & (t < t_0) \\ p_i = p_{i0} + \Delta p \sin(2\pi f t) & (t \geq t_0) \end{cases} \quad (11)$$

式中 f 为干扰压力的振动频率, Hz。

图 6 所示为某一流量工况下, $\Delta p = 5\text{MPa}$, $f = 20\text{Hz}$ 时的幅频特性曲线。当流量调节器压降按周期变化时, 调节器输出流量和滑套位移都以同周期发生变化, 其中流量超前压降变化, 而滑套位移滞后于压降变化。

根据发动机的实际工作条件, 在泵压试验台上对流量调节器的幅频相位特性进行了研究。采用谱分析法确定流量相对压降的放大系数 $K_1 = A_q / A_{\Delta p}$ 和相位差 $\Delta\phi_1 = \phi_{\Delta p} - \phi_q$ 以及滑套位移相对压降的放大系数 $K_2 = A_H / A_{\Delta p}$ 和相位差 $\Delta\phi_2 = \phi_{\Delta p} - \phi_H$, 并绘制 K_1 、 $\Delta\phi_1$ 、 K_2 和 $\Delta\phi_2$ 幅频相位特性曲线。仿真结果和计算结果绘于图 7 中。

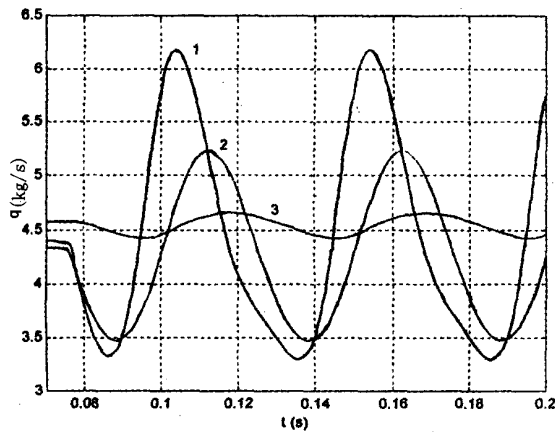


图 6 流量调节器的幅频相位特性曲线

1-流量变化; 2-压降变化; 3-滑套位移变化

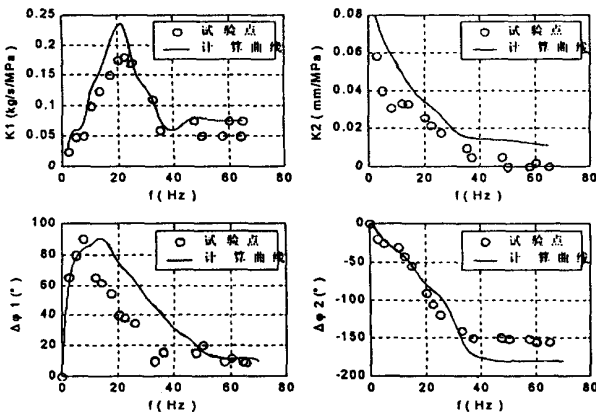


图 7 流量调节器的幅、相频特性变化曲线

试验和计算得到的幅频相位特性曲线基本吻合。从相位来看, 流量超前于压降, 最大超前量达到 $60^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 。滑套位移相对压降的放大系数 K_2 随频率增加而单调减小, 其与压降之间的相位滞后随频率增加而增大。当频率大于 50Hz 时, 滑套位移相对压降的放大系数 K_2 接近于 0, 滞后于压降的相位差 $\Delta \phi_2$ 和流量超前于压降变化的相位差 $\Delta \phi_1$ 都不再变化, 说明滑套几乎终止了对压降变化的响应, 流量的相位开始随压降变化而变化, 其与压降之间的相位差基本保持恒定, 调节器此时的工作状态相当于一个单纯的节流装置。此时对应的扰动压力的频率, 便是流量调节器所能响应谐波压力干扰的最大频率, 这个值越大, 说明

流量调节器响应谐波扰动的频率范围就会越宽。

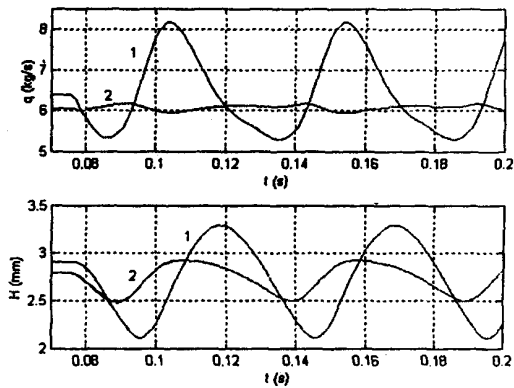


图 8 不同流量工况下的频率响应曲线

1-大流量工况; 2-小流量工况

图 8 为不同流量工况下流量调节器流量和滑套位移的频率响应曲线。在相同的压力扰动下, 小流量工况下流量和滑套位移幅值的波动范围小于大流量工况, 说明小流量工况下的流量调节器抗低频扰动的能力要优于大流量工况。给流量调节器输入某一频率下不同幅值的压力扰动, 得到了压力波动振幅对幅频相位特性的影响。分析表明, 在低频波动压降干扰下, 流量相对压降的放大系数 K_1 和滑套位移相对压降的放大系数 K_2 几乎不随波动压降振幅变化, 由此可见调节器输出流量对压力幅值产生的扰动并不敏感, 这与流量调节器具有的稳流特性是相符的。

3.3 结构参数变化对动态性能的影响

调节器与所处的液路系统管路 (试验台或发动机系统) 形成一个封闭的自动调节系统, 当流量调节器或相关的液路系统中某一个或几个主要结构参数改变时, 对调节器的动态性能都会造成影响, 因此, 仔细分析调节器及相关系统的结构参数变化对其动态特性的影响是非常必要的。

3.3.1 进口和出口管路结构参数的影响

管路结构参数发生变化时, 会影响管路的流阻系数和惯性系数 (管路长度与过流截面面积的比值)。由于调节器进、出口管路的流阻系数比调节器内部两处节流装置的流阻要小得多, 因此, 由管路长度或直径变化引起的流阻系数的变化对调节器动态特性的影响可以忽略。经过仿真计算,

进、出口管路的惯性系数增大,可以提高流量的阻尼特性,但会降低其响应特性。

3.3.2 阻尼孔直径的影响

阻尼孔是流量调节器实现流量控制的重要环节,其结构参数的变化对调节器的动态性能有着不可忽视的影响。图 9 和 10 分别示出了不同阻尼孔直径下,仿真计算的流量调节器的阶跃响应曲线和频率响应曲线。阻尼孔直径变小,滑套移动速度变慢(图中滑套位移阶跃响应曲线的斜率逐渐变小),调节器阶跃响应的调节时间变长;阻尼孔直径变大,调节时间变短。

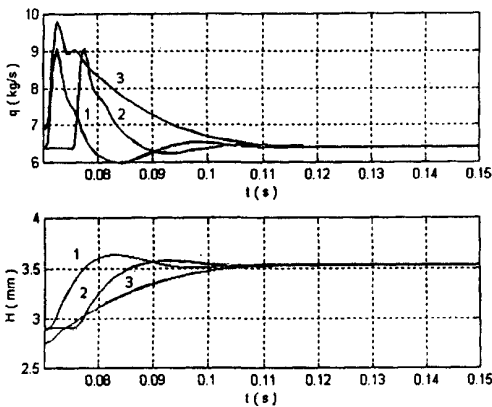


图 9 不同阻尼孔直径对应的阶跃响应曲线

1-阻尼孔直径 $D = 3.5\text{mm}$; 2-阻尼孔直径 $D = 2.5\text{mm}$;
3-阻尼孔直径 $D = 1.5\text{mm}$

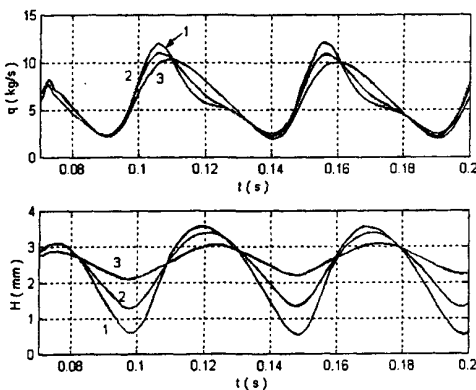


图 10 不同阻尼孔直径对应的频率响应曲线

1-阻尼孔直径 $D = 3.5\text{mm}$; 2-阻尼孔直径 $D = 2.5\text{mm}$;
3-阻尼孔直径 $D = 1.5\text{mm}$

对于频率响应,阻尼孔直径变小,减小了流量变化对压降变化的超前量,增加了滑套位移变化对压降变化的滞后量,流量的波动幅值增加,而滑套位移的波动幅值降低。因此,阻尼孔直径增大,可以提高调节器抗低频扰动的能力。但当阻尼孔直径超过 2mm 后,流量和滑套位移波动幅值的变化不大,因此通过改变阻尼孔直径的办法提高调节器抗低频谐波压力扰动能力是有限的。

4 结 论

本文根据流量调节器工作的低频动力学特点和集中参数原则,建立了描述流量调节器稳流工作的非线性动态数学模型,并详细讨论了流量调节器流量稳定工况下的阶跃响应特性和幅频响应特性,研究了调节器结构参数变化对其动态性能的影响,可以得出以下结论:

(1) 较宽的阶跃输入压降范围内,调节器具有优良的阶跃响应特性;对于低频的谐波压力干扰,调节器具有很好的抑制作用;

(2) 流量调节器在小流量下抗负向压降变化能力优于大流量工况,而抗正向压降变化能力则弱于大流量工况;小流量工况下的流量调节器抗低频扰动的能力要优于大流量工况;

(3) 通过改变流量调节器的某些结构参数,可以改善流量调节器的动态性能,提高调节器的抗干扰能力。

参考文献:

- [1] 王昕. 流量调节器动态特性研究: [学位论文]. 西安: 中国航天科技集团公司第十一研究所, 2002.
- [2] 格列克曼 Б. Ф. 液体火箭发动机自动调节. 顾明初, 郁明桂, 邱明煜译. 第 1 版, 北京: 宇航出版社, 1992.