

文章编号: 1000-8055(2004)06-0866-07

液体喷嘴动态特性数值模拟

杨立军, 张向阳, 高 芳, 张振鹏
(北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100083)

摘要: 对直流、离心喷嘴进行了理论分析, 采用“频率法”对直流和离心喷嘴的动态特性进行了数值模拟, 所得结果表明: 增加振荡频率会导致直流和离心喷嘴流量的振幅降低和相移增大, 而增大压降则结果相反; 在相同工况下, 当直流喷嘴增大长径比或离心喷嘴增大几何特性时均会导致振幅降低和相移增大, 离心喷嘴喷口长度增大导致相移增大, 而对振幅无明显影响。此结果与国外研究结果符合较好, 并为进一步开展喷嘴动力学研究奠定了基础。

关键词: 航空、航天推进系统; 直流喷嘴; 离心喷嘴; 动态特性; 数值模拟

中图分类号: V 434

文献标识码: A

Numerical Simulation of Liquid Injector Dynamics

YANG Li-jun, ZHANG Xiang-yang,
GAO Fang, ZHANG Zhen-peng

(1. School of Astronautics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100083, China)

Abstract: In order to study the dynamic characteristics of liquid rocket engine injectors, theoretical analysis has been carried out for the plane orifice and centrifugal injectors. "Frequency Method" was used for the numerical simulation of the injector dynamics. The results show that with the increase of pulse frequency, the flux swing of the plane orifice and centrifugal injectors decreases and the phase shift increases. With the increase of pressure, the flux swing increases and the phase shift decreases. Under the same condition, with the increase of the plane orifice injector's length or the geometric characteristics of centrifugal injectors, the swing decreases and the phase shift increases. With the increase of the spout length of centrifugal injectors, the phase shift increases while the swing is not affected remarkably. These results agree well with foreign investigations and establish the basis for further study.

Key words: aerospace propulsion system; plane orifice injector; centrifugal injector; dynamics; numerical simulation

液体喷嘴是液体火箭发动机燃烧室和其它动力装置的关键部件之一。喷嘴除了完成喷雾和掺混的任务外, 同时还起到了敏感元件、放大器、相

位调节器、激励器甚至振荡器的作用, 可以通过改变喷嘴动态特性抑制不稳定燃烧的发生^[1]。近年来俄罗斯学者发表了一些关于液体喷嘴动力学理

收稿日期: 2003- 11- 13; 修订日期: 2004- 02- 26

基金项目: 863基金资助项目(2002AA 726022)

作者简介: 杨立军(1970-), 男, 黑龙江大庆人, 北京航空航天大学宇航学院副教授, 主要从事液体火箭发动机喷雾燃烧研究

论和实验研究结果, 其理论分析的实质是采用一维简化的方法^[1~3]。

由于喷嘴动态特性试验研究的难度较大, 费用较高, 因此本文采用数值模拟方法对喷嘴的动态特性进行研究。目前求解流动动态特性问题的主要方法有: 能量法、特征线法、波动法、频率法。频率法是在线性分析和自动调节原理的基础上发展起来的, 考虑了流体的压缩性和粘性, 实践证明, 此方法针对压力脉动情况较为合适^[4]。

陈佐一等人采用振荡流体力学方法分析了气液喷嘴内流体振荡的传播规律, 但计算工作量较大^[5]。实际上, 在求解喷嘴动态特性时, 用频域处理方法要比用时域处理方法简单, 即在实频域求频率响应比解微分方程简便。当某频率的正弦波状的输入加于喷嘴时, 其输出量和输入量的振幅比和相移, 称为频率特性或频率响应。这一特性即是喷嘴动态特性在实频域的表现形式, 而通过拉普拉斯变换就可把流体力学方程转变成频率特性方程。根据喷嘴实际情况采用简化处理方法, 可得出粘性流体动力学模型方程。

1 理论分析

对于直流喷嘴, 在其通道中液体内压力(即压强, 本文仍采用习惯称法)波的波长远大于通道长

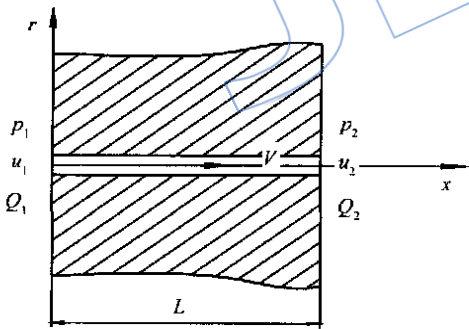


图1 液体直流喷嘴结构示意图
Fig 1 Liquid orifice injectors

度, 即 $\lambda \gg L$, 可以不考虑流动参数沿喷嘴长度的分布情况, 而按集中参数处理^[1], 如图1。由此得出液体速度振荡量与压降振荡量之间的传递函数 Π_L 和相位角 Φ_L :

$$\Pi_L = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - i\omega L/u}{1 + (\omega L/u)^2} \quad (1)$$

$$\Phi_L = \arctan \frac{\text{Im} \Pi_L}{\text{Re} \Pi_L} = - \arctan sh_z \quad (2)$$

对于各种形式的离心喷嘴, 其结构都可归结

为由下列3个部分组成: 促使液体产生旋转的部分(切向进口或涡流器); 使液体形成旋涡流的部分(旋流腔); 使液流加速并形成锥形液膜的部分(喷口)。现代大推力氢氧火箭发动机采用的同轴

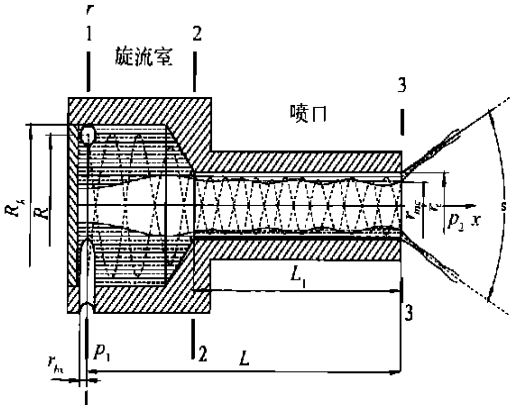


图2 离心喷嘴示意图
Fig 2 Centrifugal injectors

喷嘴, 有一种液氧喷嘴采用的结构为长喷口离心喷嘴, 其典型结构如图2所示。其喷嘴各部分的传递函数分别为:

切向通道: $\Pi_{bx} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - i\omega L_{bx}/u_{bx}}{1 + (\omega L_{bx}/u_{bx})^2} \quad (3)$

旋流腔: $\Pi_{kcII} = \frac{\Omega}{r_{mk}} (Re \bar{\Omega}_{kc} + iIm \bar{\Omega}_{kc})$

$\Pi_{kdII} = \frac{\Omega}{r_{mk}} (Re \bar{\Omega}_{kd} + iIm \bar{\Omega}_{kd}) \quad (4)$

喷口: $\Pi_c = (1 - \Pi) e^{-i\omega L_c/u_c} \quad (5)$

式中: Π 为喷口对波的反射系数。

由此可得出喷嘴整体的传递函数:

$$\Pi_\Phi = \left(\frac{Q}{Q} \right) / \left(\frac{\Delta P}{\Delta P} \right) = \frac{R_k^2}{a} \cdot \frac{\Pi_c \cdot \Pi_{kcII} \cdot \Pi_{bx}}{2\Pi_{bx} (\Pi_{kcII} + \Pi_{kdII}) + 1} \quad (6)$$

2 数学模型

2.1 直流喷嘴动力学数学模型

假设流体为轴对称的粘性无旋流, 管横断面等压, 略去重力影响, 其支配方程为 N-S 方程和连续方程。采用如下的简化方法: 运动方程中不考虑液体可压缩性对流速的影响, 在连续方程中考虑液体可压缩性, 并使用圆柱坐标系且略去微小项, 可得出以下二维粘性流方程作为基本方程:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) \\ \frac{1}{K_e} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} + \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中: u, v 为轴向、径向速度分量; p 为压力; x, r 为轴向、径向坐标; ν 为流体运动粘性系数; ρ 为流体密度; K_e 为体积弹性模量, 且 $K_e = \Delta p \cdot V / \Delta V = \Delta p \cdot \frac{\rho}{\Delta \rho}$, 其中 V 为体积。

将直流喷嘴系统按分布参数处理, 对方程(7)分别进行拉氏变换, 并将速度表示为体积流量, 设直流喷嘴输入端和输出端压力 p 和平均体积流量 Q 的拉普拉斯变换量分别为 $P_1(s), Q_1(s), P_2(s)$ 和 $Q_2(s)$, 则可导出以下用传递矩阵表示的特性基本方程:

$$\begin{bmatrix} P_1(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh \Gamma(s)L & Z_0 \sinh \Gamma(s)L \\ (1/Z_0) \sinh \Gamma(s)L & \cosh \Gamma(s)L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2(s) \\ Q_2(s) \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中: $\Gamma(s) = \frac{s \sqrt{I_0(Z)}}{a \sqrt{I_2(Z)}}$ 为传递系数, 其中 $s = j\omega$, a 为音速, I_0 和 I_2 为零阶和二阶的第一种变形

贝塞尔函数, Z_0 为特性阻抗, $Z_0 = \frac{\rho a \sqrt{I_0(Z)}}{\pi R^2 \sqrt{I_2(Z)}}$,

其中 R 为管半径, Z 为复变函数且 $Z = \frac{R \sqrt{s}}{\sqrt{\nu}}$ 。最后根据具体的边界条件即可求出频率传递函数 $G(s)$ 和相位角 $\varphi(s)$ 。

2.2 离心喷嘴动力学数学模型

离心喷嘴按切向进口、旋流腔、喷口三部分依次处理。对于切向进口, 采用上述直流喷嘴推导结果。下面主要讨论旋流腔和喷口内的扰动传播情况。

图2中1-1、2-2和3-3截面之间分别为旋流腔和喷口。忽略径向速度, 采用圆柱坐标二维粘性不可压缩、旋转液体的流体力学方程组:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{u}_\varphi}{\partial t} + u_x \frac{\partial \bar{u}_\varphi}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_\varphi}{\partial x^2} \\ \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_x}{\partial x^2} \\ \frac{\partial \bar{r}_m}{\partial t} + u_x \frac{\partial \bar{r}_m}{\partial x} = \frac{1}{r_m} \int_{r_m}^{r_3} \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} r dr \end{cases} \quad (9)$$

经适当变换和整理, 可得出求解诸相对扰动量的下列方程组:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{\delta u}_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial \bar{\delta u}_x}{\partial x} = k_1 \frac{\partial \bar{\delta r}_m}{\partial x} - k_2 \frac{\partial \bar{\delta u}_\varphi}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 \bar{\delta u}_x}{\partial x^2} \\ \frac{\partial \bar{\delta r}_m}{\partial t} + u_x \frac{\partial \bar{\delta r}_m}{\partial x} = k_3 \frac{\partial \bar{\delta u}_x}{\partial x} \\ \frac{\partial \bar{\delta u}_\varphi}{\partial t} + u_x \frac{\partial \bar{\delta u}_\varphi}{\partial x} = \nu \frac{\partial^2 \bar{\delta u}_\varphi}{\partial x^2} \end{cases} \quad (10)$$

$$\text{式中: } k_1 = \frac{\bar{u}_\varphi}{u_x} \cdot \frac{R_{kd}^2}{r_m^2}; \quad k_3 = \frac{R_{kd}^2 - r_m^2}{r_m^2 u_x}$$

$$k_2 = \frac{u_\varphi^2 R_{kd}^2}{u_x (R_{kd}^2 - r_m^2)} \left[\frac{R_{kd}^2 - r_m^2}{r_m^2} - \ln \frac{R_{kd}}{r_m} \right]$$

在边界条件为 $\bar{\delta r}_m(t, 0) = \bar{\delta r}_1$; $\bar{\delta u}_x(t, 0) = \bar{\delta u}_{x1}$; $\bar{\delta u}_\varphi(t, 0) = \bar{\delta u}_{\varphi 0}$, 初始值为零的条件下求解方程组(10), 其中最后一个方程可以单独解出(与其他方程无关), 其解为:

$$\bar{\delta u}_\varphi(s, x) = \bar{\delta u}_\varphi(s, 0) \exp \left[-\frac{\omega^2}{u_x^3} x \right] \exp \left[-\frac{s x}{u_x} \right] \quad (11)$$

为求出方程组(10)的完全解, 先对其按 t 和 x 进行拉氏变换, 接着在考虑初始条件和边界条件的情况下, 对变换后得出的方程组相对于 $\bar{\delta u}_x(s, y)$ 和 $\bar{\delta r}_m(s, y)$ 求解。完成按 y 进行的拉氏反变换, 再经过适当的整理, 最后得到下列方程组:

$$\begin{aligned} \bar{\delta u}_x(s, x) &= \bar{\delta u}_x(s, 0)/2 \{ \exp [s/(a - u_x)x] + \exp [-s/(a + u_x)x] \} + k_1/a \bar{\delta r}_m(s, 0)/2 \times \\ &\quad \{ \exp [s/(a - u_x)x] - \exp [-s/(a + u_x)x] \} + k_2/a \bar{\delta u}_\varphi(s, 0)/2 \times \{ 1/(M a - K - 1) \times \\ &\quad \exp [s/(a - u_x)x + 1/(M a - K - 1) \times \exp [-s/(a + u_x)x] - \\ &\quad (M a - K)/(M a - K)^2 - 1] \exp (-k_4 x) \} \\ \bar{\delta r}_m(s, x) &= \bar{\delta r}_m(s, 0)/2 \{ \exp [s/(a - u_x)x] + \exp [-s/(a + u_x)x] \} + k_3/a \bar{\delta u}_x(s, 0)/2 \times \\ &\quad \{ \exp [s/(a - u_x)x] - \exp [-s/(a + u_x)x] \} + k_2 k_3/a \bar{\delta u}_\varphi(s, 0)/2 \times \\ &\quad \{ 1/(M a - K - 1) \times \exp [s/(a - u_x)x] - 1/(M a - K - 1) \times \\ &\quad \exp [-s/(a + u_x)x] - 2/[(M a - K)^2 - 1] \exp (-k_4 x) \} \end{aligned} \quad (12)$$

式中: $M a = u_x/a$, $K = s/(a k_4)$, $k_4 = s/u_x + \omega^2/u_x^3$

方程组(12)表明,在旋转液体边界上产生的扰动量 $\delta r_m(s, 0)$ 和 $\delta u_x(s, 0)$, $\delta u_{\varphi}(s, 0)$ 是以声波的传播速度 a 和介质的运动速度 u_x 沿边界传播的。

方程 (11)、方程组(12)可描述旋流腔的动态特性,也可用下列特性矩阵表示:

$$\begin{bmatrix} \delta r_{m2} \\ \delta u_{x2} \\ \delta u_{\varphi2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \gamma_{11} & \gamma_{12} & \gamma_{13} \\ \gamma_{21} & \gamma_{22} & \gamma_{23} \\ 0 & 0 & \gamma_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta r_{m1} \\ \delta u_{x1} \\ \delta u_{\varphi1} \end{bmatrix}$$

(13)

式中: $\gamma_{11} = \gamma_{22} = 1/2[\exp[s/(a - u_x)x] + \exp[-s/(a + u_x)x]]$

$$\gamma_{12} = k_1/2a[\exp[s/(a - u_x)x] - \exp[-s/(a + u_x)x]]$$

$$\gamma_{13} = k_2k_3/2a^2[\exp[s/(a - u_x)x]/(Ma - K - 1) - \exp[-s/(a + u_x)x]/(Ma - K + 1) - \exp\{(-k_4x)2/[(Ma - k)^2 - 1]\}]$$

$$\gamma_{23} = k_2/2a\{\exp[s/(a - u_x)x]/(Ma - K - 1) + \exp[-s/(a + u_x)x]/(Ma - K + 1) - \exp[(-k_4x)2(Ma - k)/(Ma - k)^2 - 1]\}$$

$$\gamma_{31} = k_2\gamma_{12}/k_1, \quad \gamma_{31} = \gamma_{32} = 0$$

$$\gamma_{33} = \exp[(-s/u_x - \omega^2/u_x^3)x]$$

当扰动波沿喷口传播时,方程组(10)第一式中考虑粘性的那一项就成为主要成分。因为在这种情况下,反向波的传播速度为 $a - u_x$,即波长接近于零,故反向波会以很大的速度衰减下来。在周向扰动幅度很小(小于初始值的5%)而忽略其速度分量变化时,可得下列方程组:

$$\begin{cases} \delta u_x(s, x) = A \exp(-1/16\omega^2v/a^3 - s/2ax) \\ \delta r_m(s, x) = B \exp(-1/16\omega^2v/a^3 - s/2ax) \end{cases}$$

(14)

考虑到边界条件并将正向波的衰减忽略不计,最后得出:

$$\begin{cases} \delta u_x(s, x) = \delta u_x(s, 0) \exp(-s/2ax) \\ \delta r_m(s, x) = \delta r_m(s, 0) \exp(-s/2ax) \end{cases}$$

(15)

此方程组表明,在喷口内声扰动波仅沿正向传播。在表述其动态特性时,(13)式中的特性矩阵就变为对角矩阵:

$$\begin{bmatrix} \delta r_{m2} \\ \delta u_{x2} \\ \delta u_{\varphi2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \gamma_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \gamma_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \gamma_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta r_{m1} \\ \delta u_{x1} \\ \delta u_{\varphi1} \end{bmatrix}$$

(16)

式中: $\gamma_{11} = \gamma_{22} = \exp(-sx/2a)$

$$\gamma_{33} = \exp[-s/a - \omega^2/a^3)x]$$

针对离心喷嘴,首先采用直流喷嘴动态特性模型计算切向通道出口的动态参数。考虑到本文主要研究离心喷嘴的中、高频动态特性,因此切向通道与旋流腔相互作用采用文献[1]提出的第二种相互作用模型,即假设液体旋涡的惯性相当大,其压降的变化仅能引起 r_{mk} 产生变化。根据以上的理论分析结果编制了直流和离心喷嘴动态特性的数值模拟程序。

3 算例及结果分析

选择液体直流喷嘴和离心喷嘴作为算例,喷嘴结构尺寸和液体有关性质见表1。

表1 算例喷嘴有关参数

Table 1 Parameters of example injectors

流 体 参 数					
温度/℃	密度/kg/m ³	运动粘性系数/m ² s			弹性模量/Pa
20	998.2	1.003×10 ⁻⁶			2.18×10 ⁹
直 流 喷 嘴					
喷嘴长度 <i>L</i> /mm	4	6	8	10	12
喷嘴半径 <i>R</i> /mm	1	1	1	1	1
离 心 喷 嘴					
喷口直径 Φ/mm			2		
切向进口直径 Φ/mm			2		
切向进口长度 Φ/mm			6		
旋流腔直径/mm	6		10	14	
旋流腔长度/mm			18.4		
喷口长度/mm	0.6	19.5	20.7	23.7	25.2

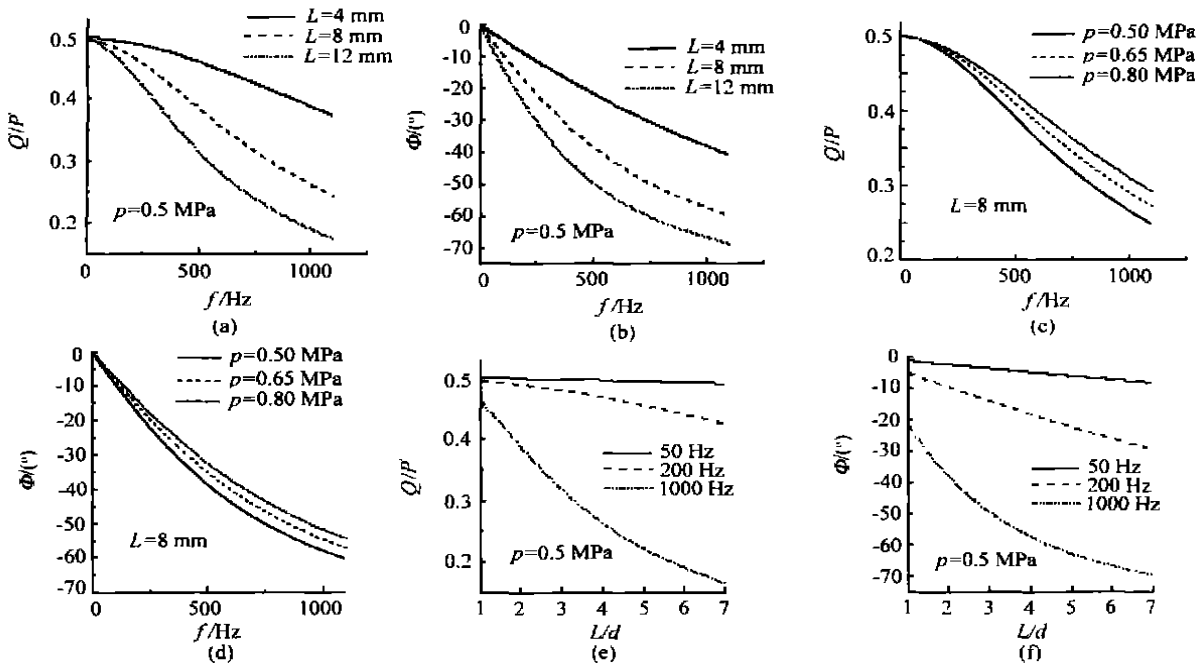


图3 直流喷嘴计算曲线图

(a), (c) 幅频曲线; (b), (d) 相频曲线; (e) 振幅随喷嘴长径比变化; (f) 相移随喷嘴长径比变化

Fig 3 Calculated result of orifice injectors

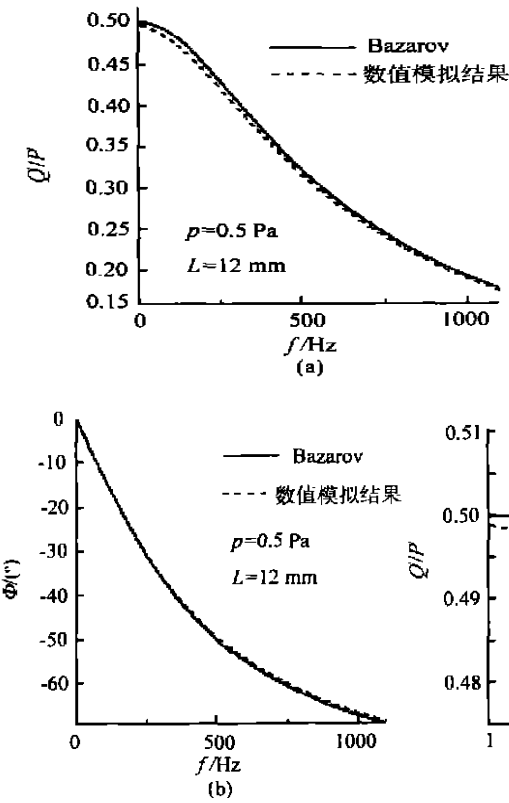


图4 直流喷嘴的计算与Bazarov 研究对比曲线图

(a) 幅频曲线; (b) 相频曲线; (c) 振幅随喷嘴长径比变化; (d) 相移随喷嘴长径比变化

Fig 4 Calculated result of orifice injectors vs investigation of Bazarov

图3为直流喷嘴幅值比/相移与角频率及长径比变化曲线图。由图中可以看出,直流喷嘴内液体流速振荡的振幅会随供应系统压力振荡频率 f 的增大而单调下降,滞后相位角 Φ 随供应系统压力振荡频率 f 的增大而单调增加。直流喷嘴内液体流速振荡的振幅会随喷嘴长度的增大而单调下降,滞后相位角 Φ 随喷嘴长度的增大而单调增加。直流喷嘴内液体流速振荡的振幅会随喷嘴压降的增大而增大,滞后相位角 Φ 随喷嘴压降的增大而减小。

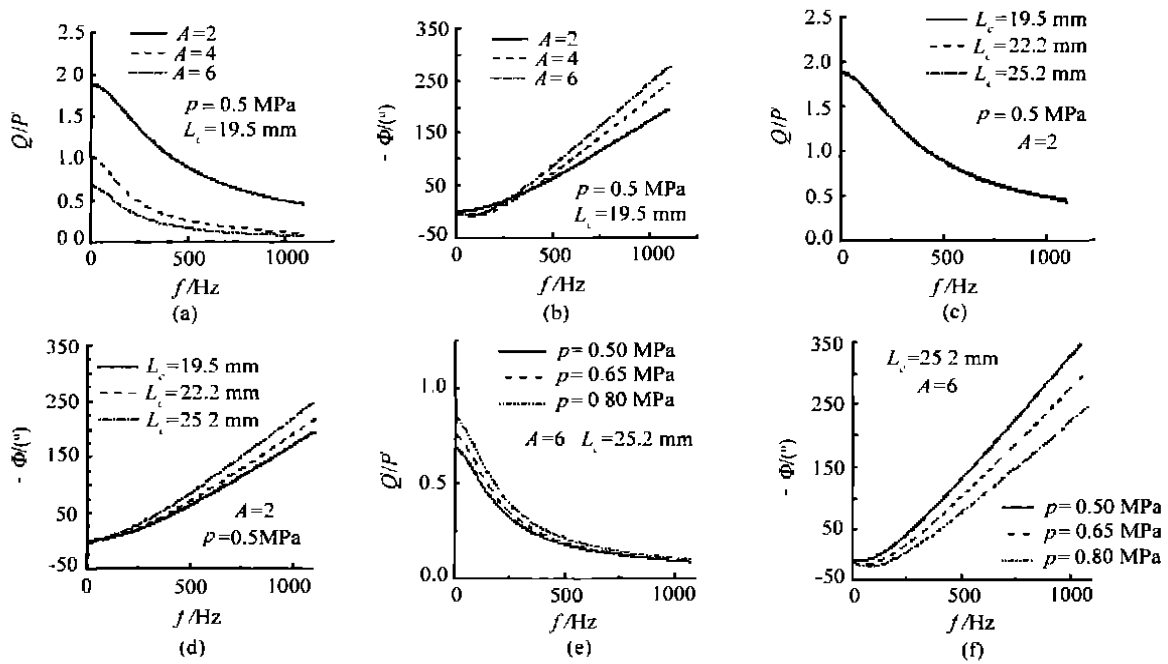


图5 离心喷嘴的幅频和相频计算曲线图

(a), (c), (e) 幅频曲线; (b), (d), (f) 相频曲线; (L_c 为离心喷嘴喷口长度)

Fig 5 Calculated result of swing vs frequency and phase vs frequency

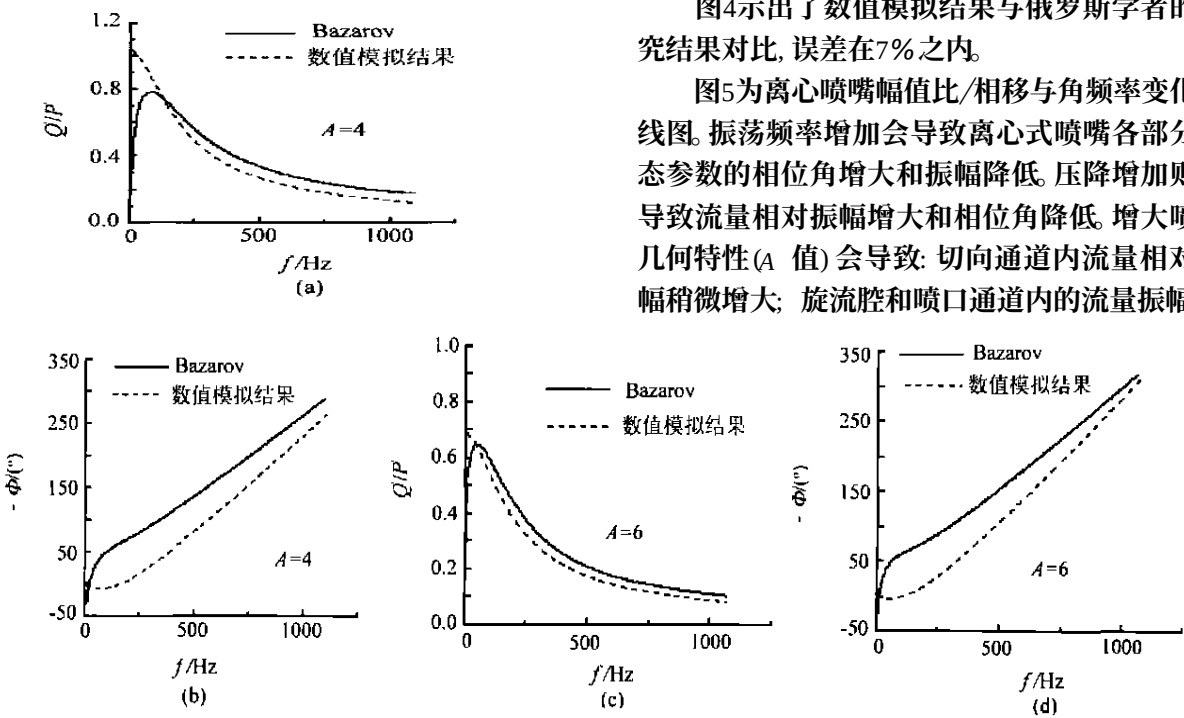


图6 离心喷嘴的计算与Bazarov 研究对比曲线图 ($P = 0.5 \text{ MPa}$, $L_c = 22.2 \text{ mm}$)

(a), (c) 幅频曲线; (b), (d) 相频曲线

Fig 6 Calculated result of centrifugal injectors vs investigation of Bazarov

减小; 切向通道的相位角稍微增大; 增加喷口长度会导致在压降振荡和流量振荡之间的相位角增

大, 而对振幅参数则不会产生明显的影响。

图6为数值模拟结果与俄罗斯学者 Базаров В

Γ的研究结果对比曲线。在低频段误差较大,原因是切向通道与旋流室相互作用模型采用了理论研究中的第二个相互作用模型^[1]。此时假设液体旋涡的惯性相当大,其压降的变化仅能引起 r_{mk} 产生变化。在物理上这就意味着:当旋流腔入口处的瞬时流量增加时,液体质点受到挤压致使旋涡半径变小,而其周向速度则增大,总的变化情况符合关系式 $\overline{u_{\theta}r}=\text{常数}$,液体旋涡的动量矩保持不变。这个模型对于收口系数很大且振荡频率很高的喷嘴而言是正确的,此时液体在旋涡内的停留时间明显大于振荡的周期。从计算曲线上看在 A 值较大,频率较高时,误差较小。

4 结 论

- (1) 增加压力振荡频率会导致直流和离心式喷嘴流量等参数的振幅降低和相移增大,而增大压降则导致振幅增大和相移降低。
- (2) 相同工况下,增大直流喷嘴长径比或增大离心喷嘴几何特性均会导致振幅降低和相移增

大;增大离心喷嘴喷口长度只会导致相移增大,而对振幅无明显影响。

本论文所采用频率法的思路 and 所进行的数值模拟程序为国内进一步开展喷嘴动力学研究奠定了一定的基础,其中某些结论为喷嘴设计提供了参考。

参考文献

- [1] Базаров В Г Динамические функции [М]. Машиностроение Москва Россия 1979
- [2] Bazarov V G. Influence of Propellant Injectors Stationary and Dynamic Parameters on High Frequency Combustion Stability [R]. AIAA 96- 3119
- [3] Bazarov V G. Non-Linear Interactions in Liquid-Propellant Rocket Engine Injectors[R]. AIAA 98- 4039
- [4] 何永森, 刘邵英. 机械管内流体数值预测[M]. 北京: 国防工业出版社, 1999
- [5] 陈佐一, 王鹏飞, 王珏. 用振荡流体力学方法分析气液喷嘴内流体振荡的传播规律[J]. 导弹与航天运载技术, 1998, (4): 21- 26