

reasonably by measuring the flow rate of each orifice of flow passages at various pressure difference.

Subject terms: Liquid propellant rocket engine, Injector, Flow rate

1 引言

喷注器流道及喷孔的设置与发动机推力室混合和燃烧性能、稳定性密切相关。由于传统喷注器是在锻件或铸件上实施钻孔等机加工及螺栓连接制作的, 喷注器的流道形状规则性不强或较为复杂, 难于直接定量分析得出等静压降喷孔, 往往凭经验和试验相结合设计。而且, 传统喷注器集液腔的容积较大, 推进剂流速相对较低, 各喷孔入口处的静压差值相对较小。70年代研制的层板式喷注器^[1], 应用了光刻工艺在金属薄片上加工通孔流道, 再经真空扩散焊连接制作, 其集液腔容积小, 喷孔上游流动系统的径向和横向流道截面形状为矩形, 且矩形的高度很小, 推进剂流动速度和流动摩擦阻力较大, 沿流道静压差值较大。本文针对变矩形截面流道获得等静压降喷孔进行了有关分析计算及实验验证, 结果可用于设计层板式喷注器流道及喷孔, 也可供设计常规喷注器流道参考。

2 理论分析

对图1所示长度 L 、喷孔间距均匀且喷孔尺寸相同的矩形截面流道, 设矩形截面高度 h 不变, 宽度 w 改变, 流体在 $x=L$ 处由初速 u_0 、静压 p_0 流入。设为不可压流体, 则沿流动方向压力的变化由主流速度因喷孔分流引起的静压增加和壁面摩擦引起的压力减小两部分组成, 即:

$$dp = -\rho du^2/2 + f\rho u^2 dx/D \quad (1)$$

式中 ρ 为流体密度, f 为Darcy摩擦因子, 水力直径

$$D = 2wh/(w+h) \quad (2)$$

为使流道任何位置的喷孔静压相等, 必须 $dp=0$, 因此由方程(1)得:

$$du = fudx/D \quad (3)$$

层板式喷注器喷孔密度较大(微孔层板式喷注器喷孔密度已超过120个/cm²^[2]), 不妨设单位长度流道的喷孔分流流量之和相等, 则流道的流量由入口处的 $u_0 w_0 h$ 线性减小到终端的零, 故有

$$u = \frac{u_0 w_0}{w} \frac{x}{L} \quad (4)$$

$$du = \frac{u_0 w_0}{L} (dx/w - x/w^2 dw) \quad (5)$$

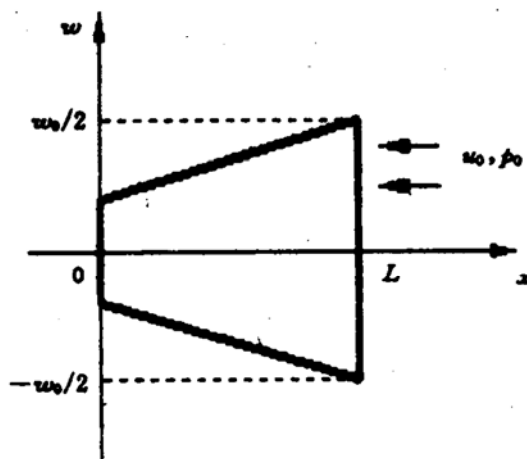


Fig. 1 Flow passage of rectangle cross section with varying width

由 (2) ~ (5):

$$dw/dx + (0.5f/h - 1/x)w = -f/2 \quad (6)$$

边值条件: $x=L$ 时, $w=w_0$

假设摩擦因子为常数, 则方程 (6) 是可用参数变易法求解的一阶线性常微分方程, 解析解为:

$$w = xe^{-ax} \left[C - 0.5f \left(\ln x + ax + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(ax)^n}{nn!} \right) \right] \quad (7)$$

$$\text{其中 } a = 0.5f/h, \quad C = w_0/(Le^{-aL}) + 0.5f \left[\ln L + aL + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(ax)^n}{nn!} \right]$$

层板式喷注器内通道流动的摩擦因子以雷诺数及水力直径为自变量, 其值变化较大, 应按不同流态分别计算。不考虑入口段的影响, 则层流流动矩形截面流道的摩擦因子^[3]

$$f = \frac{64/Re}{2/3 + \frac{11}{24}hw(2 - h/w)} \quad (8)$$

对于湍流流动, 雷诺数 $Re < 10^5$ 时应用 Blasius 公式

$$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (9)$$

式 (8)、(9) 中的雷诺数定义为 $Re = uD/\gamma$, D 、 u 由式 (2)、(4) 给出。因此

$$Re = Re_0 \frac{x(w_0 + h)}{L(w + h)} \quad (10)$$

其中 Re_0 为流道入口处 $x=L$ 时的雷诺数。式 (10) 代入 (8)、(9), 再分别代入方程 (6) 后, 令 $W=w/w_0$, $X=x/L$, $R=h/w_0$, $H=h/L$, 对方程无量纲化得到:

$$dW/dX - W/X = - \frac{32}{XRe_0H(1+R)} \times \frac{(W+R)^2}{\frac{2}{3} + \frac{11}{24} \frac{R}{W(2-R/W)}} \quad (11)$$

$$dW/dX - W/X = - \frac{0.316}{Re_0^{0.25}} \times \frac{(W+R)^{1.25}}{2H[(1+R)X]^{0.25}} \quad (12)$$

方程 (11)、(12) 均可用四阶 Runge-Kutta 法数值求解。

3 计算结果及讨论

图 2~6 为湍流流动状态时应用方程 (12) 数值求解所得的算例结果及假设摩擦因子为常数应用方程 (6) 解析解的算例结果, 以无量纲流道宽度与无量纲长度关系表示。图 2 选取入口处 $Re_0=10000$, 由式 (9) 计算得到对应的 $f_0=0.0316$, 图 3 选取 $f=0.0316$, 两图皆以流道高度与流道长度之比 h/L 为参量, 高度与入口处宽度比 $h/w_0=0.5$ 。随着 h/L 比值减小, 等静压喷孔流道宽度变化幅度增大, h/L 约小于 0.015 时, 流道中央宽度超出入口宽度, 这是由于该处喷孔分流引起的静压增加与壁面摩擦引起的静压减小综合作用的结果。比较图 2 和图 3 可知, 假设摩擦系数不变导致宽度计算结果变小, 但差值不是很大。这是由于湍流摩擦因子

与速度的 $1/4$ 成反比, 因而对速度变化不敏感。上述规律同样表现在图 4 和图 5 所示 $h/w_0 = 0.1$ 的流道计算结果中。比较图 2 和图 4 或图 3 和图 5 可知, 随着 h/w_0 增加即 w_0 减小, 相同 h/L 对应的无量纲宽度值增大, 这一结果在层流时同样存在 (图 9)。图 6 为 $f=0.01$ 、 $h/w_0 = 0.1$ 时由方程 (6) 算得的结果。 $h/L < 0.005$ 时, 流道中央宽度大于入口处宽度值, 可见较小的摩擦系数值, 对应宽度变化平缓的等静压喷孔流道的相对长度较大。

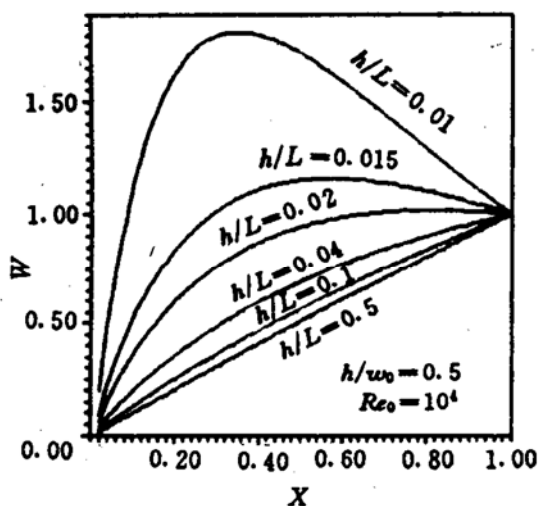


Fig. 2 Numerical solutions of eq. (12)
with $Re_0 = 10^4$, $h/w_0 = 0.5$

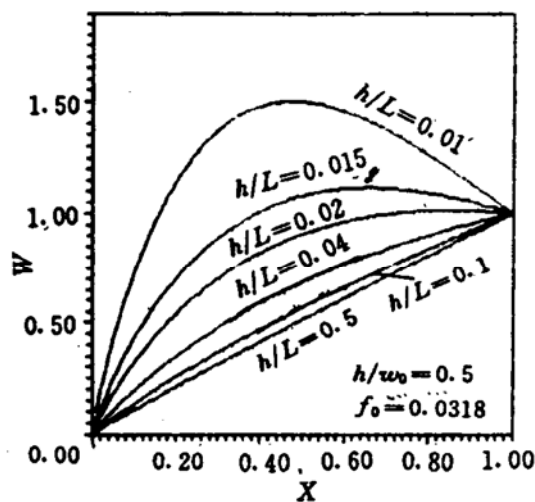


Fig. 3 Analytical solutions of eq. (6)
with $f = 0.0316$, $h/w_0 = 0.5$

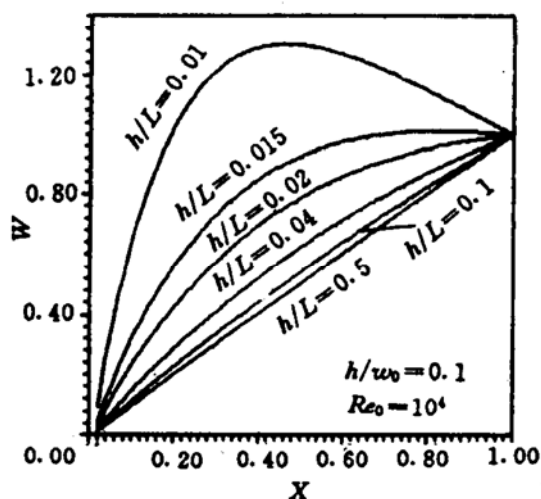


Fig. 4 Numerical solutions of eq. (12)
with $Re_0 = 10^4$, $h/w_0 = 0.1$

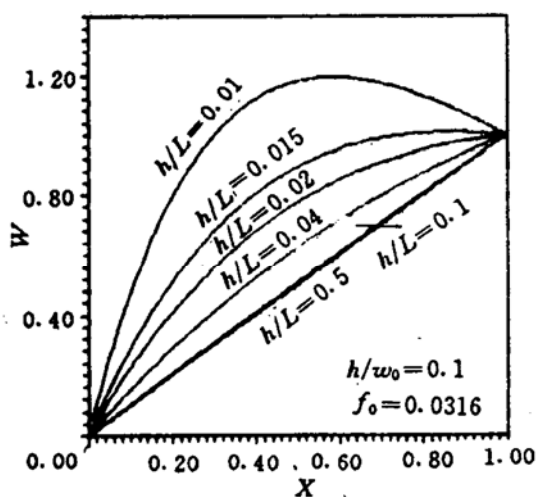


Fig. 5 Analytical solutions of eq. (6)
with $f = 0.0316$, $h/w_0 = 0.1$

图 7~9 为层流流动状态时应用方程 (11) 数值求解所得的算例结果。由图 7 和图 8 可知, h/w_0 一定, 入口雷诺数 Re_0 减小即摩擦因子增大时, 宽度变化平缓的等静压喷孔流道的相对长度 h/L 减小, 如 $h/w_0 = 0.5$, Re_0 由 1000 减小到 500, 该 h/L 值约从 0.05 增加到 0.1。这一规律与图 6 湍流流动的计算结果是一致的。当 Re_0 和 h/L 一定, h/w_0 减小到一定时, h/w_0 的变化不再影响 w_0 , 如图 9 的 $h/w_0 = 0.1$ 的曲线与 $h/w_0 = 0.001$ 的曲线几乎是重合的。

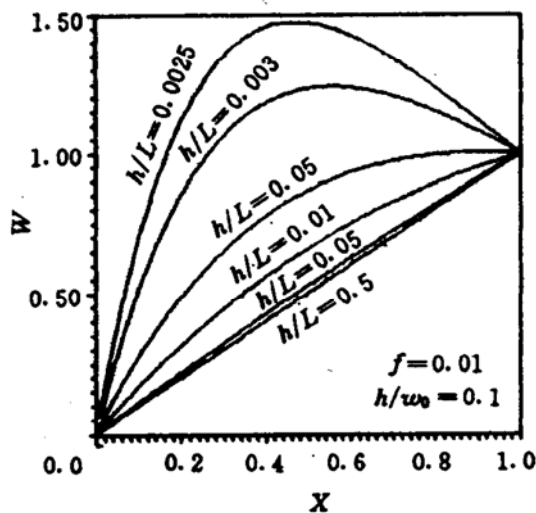


Fig. 6 Analytical solutions of eq. (6)
with $f=0.01, h/w_0=0.1$

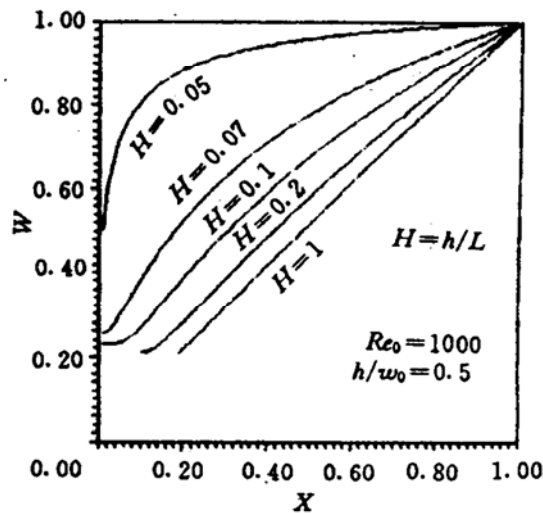


Fig. 7 Numerical solutions of eq. (11)
with $Re_0=10^3, h/w_0=0.5$

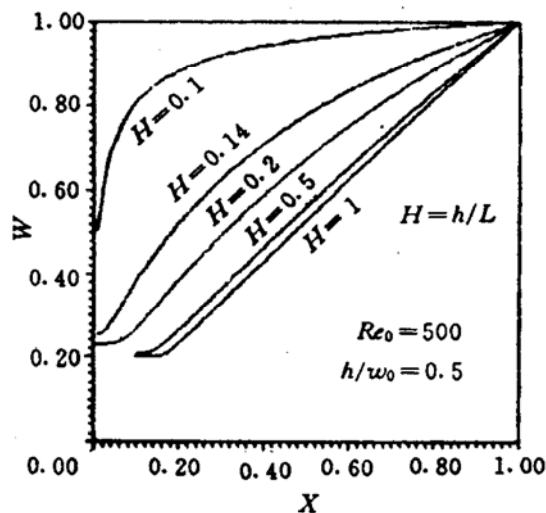


Fig. 8 Numerical solutions of eq. (11)
with $Re_0=500, h/w_0=0.5$

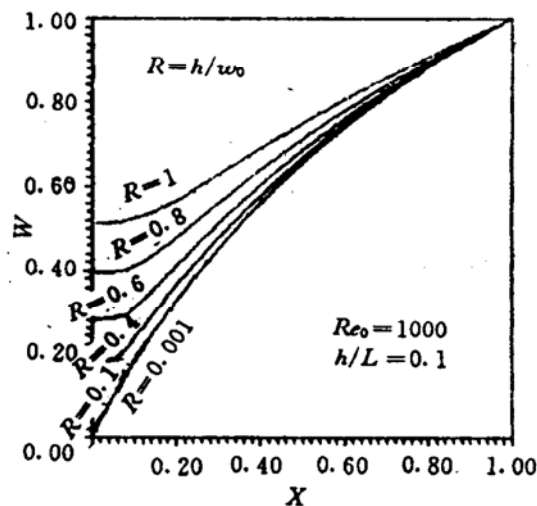


Fig. 9 Numerical solutions of eq. (11)
with $Re_0=10^3, h/w_0=0.1$

4 实验简介

矩形横截面流道的金属薄片，夹在两块有若干列均布大圆孔的板上，厚度 10mm 的上板钻有若干列尺寸 $\phi 0.6$ 的喷孔，每列喷孔的间距均一，但喷孔间距列列之间不同，最小不到 2mm，最大为 20mm；每列喷孔数都在 4 个以上。液体工质自柱表面设有四个 $\phi 4$ 溢出孔的空心螺钉接头引入薄片流道，薄片的厚度即为流道高度，喷孔位于薄片流道的中心轴线上。流道的有效长度在 10~100mm 不等，高度为 0.2mm、0.1mm、0.05mm。流道制成等腰三角形或等边梯形，入口处宽度为 2~10mm 不等，终端宽度在 0~10mm 不等。

可以通过改变压降，测量各喷孔流量值来验证等流量喷孔。一种简便的方法是观测各喷孔喷出的液柱高度。本研究两种方法相结合，以弥补及修正喷孔轴向尺寸误差。压降 Δp 较小

时,所有流道都不能获得等流量喷孔,液柱高度自流动方向依次减小,且液柱高度差值随压降增加而减小。这是因为流动属层流或属雷诺数相对较小的湍流流态,摩擦因子值较大,而流道 h/L 值又小(最大为 0.02)。这一试验结果与 $Re_0 \leq 1000$ 、 $h/L < 0.05$ 时,不能获得宽度变化平缓的等流量喷孔流道的计算结果是一致的。 Δp 约大于 0.2MPa 时,对于喷孔间距小于 2mm、厚度 0.2mm、长度不超过 20mm 的轴向收缩流道,都能在某一压降获得等流量喷孔。但进一步增加流道轴向长度,或喷孔中心轴线间距超过 5mm,在 $\Delta p < 0.8\text{MPa}$ 的试验范围内,不能获得等流量喷孔。厚度 0.05mm 的流道,由于主流道流量过小,所设计制作的流道试件不能获得等流量喷孔。本文介绍的试验研究尚为初级阶段,还需进一步做定量化的工作及提高试件制作和试件装配尺寸控制的精度。另外,与试验件的流道厚度尺寸相比,喷孔直径尺寸过大,也可能因此在流道中央宽度超出入口宽度的实验中,未能检测到等流量喷孔。

5 结束语

层板式喷注器大多用于变工况的液体火箭发动机,喷注器通道内的静压和流量是变化的,在等流量喷孔的设计中,要选取适当的工作参数,以尽可能使相同推进剂各喷孔的流量相等。本文介绍的理论分析方法,未考虑在垂直方向喷孔分流作用引起的轴向流动动量损失。较精确的等流量喷孔流道的计算模型,应包括考虑侧向分流引起主流动量损失的动量守恒方程,考虑弯道阻力损失和流道摩擦阻力损失的侧向喷孔流道的 Bernoulli 方程,及主、侧流道间的质量守恒方程,并结合试验测量出的喷注器有关流道的流阻系数。

参 考 文 献

- [1] 石少平,陆政林,庄逢辰. 层板式喷注器在空间飞行器发动机中的应用综述. 中国空间科学技术, 1994, 11 (1): 33~37
- [2] Botz R J L. Development of the platelet micro-orifice injector. 35th Cong. of Int. Astronautical Federation, 1984. 10
- [3] Jones O C. An Improvement in the Calculation of Turbulent Friction in Rectangular Ducts. J of Fluids Engineering, 1976, 98: 173