

文章编号: 1000-8055(2007)09-1439-05

航空发动机燃烧室喷油环三维流场数值模拟

王 飞, 雷 勇, 杨 华

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 针对所研究喷油环的结构特点, 采用四面体非结构化网格和疏密结合的网格划分方法, 生成喷油环网格计算模型, 对喷油环三维流场进行数值模拟计算, 较为详细地分析了单个喷嘴内部流场特性以及喷油环的出口流量分布情况。计算结果为进一步研究喷油环流量分布特性提供了坚实的基础。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 喷油环; 喷嘴; 三维流场; 数值模拟

中图分类号: TP391.9

文献标识码: A

Numerical simulation of 3-D flow field in an aeroengine combustor nozzle-loop

WANG Fei, LEI Yong, YANG Hua

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: According to the structural characteristic of the nozzle-loop, a grid calculation model of nozzle-loop was generated by using tetrahedral unstructured grid and thin & thick grid meshing method. And, numerical simulation was performed for the 3-D flow field of nozzle-loop, providing in detail the interior flow characteristic of single nozzle and the outflow flux of nozzle-loop. The results lay a firm basis for further research of nozzle-loop's flux distribution trait.

Key words: aerospace propulsion system; nozzle-loop; nozzle; 3-D flow; numerical simulation

喷油系统是航空发动机燃烧室的关键组成部分之一, 包括喷油环及喷嘴等核心部件, 各部件的性能直接关系到燃烧室的性能。目前国内外较多学者注重于单个喷嘴特性的研究, 或研究燃油流速变化、压力损失与结构参数的关系, 优化喷油嘴设计^[1-3]; 或对喷嘴动态特性及其内气液两相流动进行数值模拟^[4-5]; 而对喷油环的流量分布特性研究较少。本文在汲取国内外相关研究经验的基础上, 采用数值模拟的方法对喷油环流量分布特性及环上单个喷嘴内部流场特性进行初步分析。首先建立喷油环内部流场几何模型并划分网格, 然后针对所研究喷油环的结构特点和实际测试数据确定合理的边界条件, 应用 CFD (computation

fluid dynamics) 软件对喷油环整环三维流场进行数值模拟计算, 根据计算结果分析环上单个喷嘴内部流场特性及喷油环出口流量分布情况, 并与实际结果进行比较, 分析差异产生原因。

1 数学模型

燃油从进油道进入喷油环体, 经由在环上等间隔分布的燃油喷嘴高速喷出。流动过程中, 流道截面积和燃油流向变化非常大, 燃油湍流、旋流情况比较剧烈, 故模型按三维流动来进行分析。同时考虑到喷油环中燃油流动情况的复杂性以及试验硬件资源的限制, 在数值模拟中做了如下简化和假设:

收稿日期: 2006-09-11; 修订日期: 2007-01-12

作者简介: 王飞(1982), 男, 河北定州人, 硕士生, 主要从事测试与仿真研究。

(1) 流动为不可压流, 不考虑流动中压力变化对燃油密度的影响, 不考虑高压下燃油的可压缩性及黏度的变化.

(2) 不考虑流动中热传导的作用.

(3) 由于喷油环尺寸较小, 重力作用有效距离较短, 且流场中液体压强很大, 所以不考虑流体重力加速度 g 的影响.

(4) 假定工作环境温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, 工作压强为 1 个标准大气压强.

在计算过程中应用 CFD 软件 Fluent 求解质量和动量守恒方程. 由于已假定流动为不可压流动, 且不考虑热传导的作用, 所以不需要求解能量方程. 另外, 考虑到流动中湍流作用比较明显, 所以在计算时需要求解附加的输运方程. 以下是模型的流体计算方程^[6].

(1) 质量守恒方程(连续性方程)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

该方程是质量守恒方程的一般形式, 它适用于可压缩流体与不可压缩流体.

(2) 动量守恒方程(纳维尔-斯托克斯方程)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = & \\ - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i & \end{aligned} \quad (2)$$

$(i, j = 1, 2, 3)$

式中 p 代表静压; ρ 为燃油密度; u_i 表示 x_i 轴方向的速度分量; τ_{ij} 是应力张量; ρg_i 表示 x_i 轴方向的重力体积力; F_i 为外部体积力.

应力张量由下式给出

$$\tau_{ij} = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3)$$

$(k = 1, 2, 3)$

$$i = j \text{ 时, } \delta_{ij} = 1; i \neq j \text{ 时, } \delta_{ij} = 0$$

其中 μ 是燃油分子粘度, $\frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$ 反映了体积膨胀的影响.

根据前面的假设, 动量守恒方程可以简化为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + F_i \quad (4)$$

式中

$$\tau_{ij} = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \quad (i, j = 1, 2, 3) \quad (5)$$

(3) 标准 k - ϵ 模型的输运方程

考虑到喷油环燃油流动的实际问题, 采用标准 k - ϵ 两方程湍流模型. 湍流动能 k 和湍流动能

耗散率 ϵ 分别由以下两个输运方程得到

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = & \\ \frac{\partial p}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon + S_k & \quad (6) \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = & \frac{\partial p}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \\ C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon & \quad (7) \end{aligned}$$

式中 G_k 为由于平均速度梯度而产生的湍流动能; G_b 为由于浮力产生的湍流动能; $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, $C_{3\epsilon}$ 是常量; σ_k 和 σ_ϵ 分别是 k 方程和 ϵ 方程的湍流 Prandtl 数; S_k 和 S_ϵ 是用户定义的源项. 默认情况下, $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$. 湍流黏度 $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$, 这里 C_μ 为常量.

2 计算模型

2.1 物理模型

研究对象为某型喷油环内燃油流动情况, 对其建立图 1 流道物理模型, 该喷油环由燃油进口、环体和 12 个在环体上等间隔(30°) 分布的燃油喷嘴组成. 图 2 为单个喷嘴前端的流道物理模型. 从图 1 和图 2 中可以看出, 其间流道截面和燃油流向变化非常大, 燃油湍流、旋流情况比较剧烈.

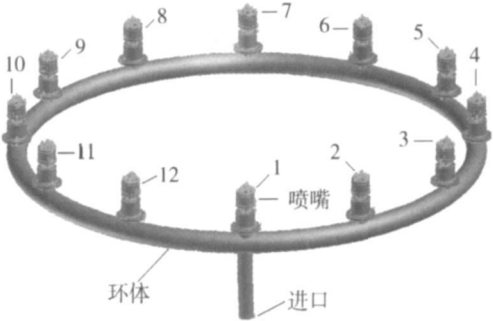


图 1 喷油环流道物理模型

Fig. 1 Physical model of nozzle loop



图 2 单个喷嘴前端流道物理模型

Fig. 2 Physical model of single nozzle

2.2 网格模型

网格采用四面体非结构化网格, 整个喷油环网格模型如图 3 所示. 由于相对于整个喷油环, 单个喷嘴的几何尺寸较小, 内部形状复杂, 燃油流动过程中存在着剧烈的湍流、漩流运动, 为了得到比较精确的计算结果, 对网格划分采用疏密结合的方式, 专门对各个喷嘴部分进行了网格细化^[7], 如图 4 所示为单个喷嘴前端的网格细化模型.



图 3 喷油环网格模型
Fig. 3 Grid model of nozzle loop

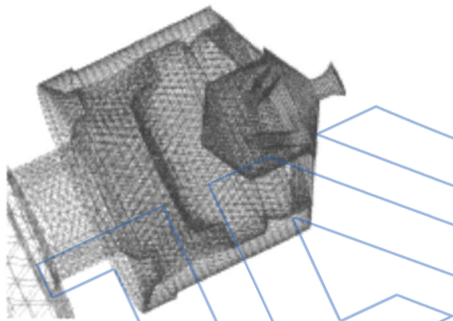


图 4 单个喷嘴前端网格模型
Fig. 4 Grid model of single nozzle

3 边界条件设置

在实际测试中, 可以测得喷油环的体积流量和进口压力. 进口边界条件使用实际试验时测得的体积流量来设定, 其大小为 653.65 L/h, 根据进口直径将体积流量换算为相应流速作为速度入口边界条件. 由于在 Fluent 中, 模型出口边界条件^[7]不能设为速度出口或质量流量出口, 另一方面, 考虑到各喷嘴出口处有回流情况发生, 故采用压力出口边界条件来设置 12 个喷嘴出口截面(对于有回流的出口, 压力出口边界条件比其他类型出口边界条件更容易收敛). 除此之外, 其余面均设为 Wall.

4 计算结果及分析

4.1 单个喷嘴内部流场分析

图 5 为单个喷嘴前端流场速度矢量图, 对其

做旋流塞入流处横截面和旋流塞至喷口部分纵剖面的速度矢量图及等速度曲线图如图 6 和图 7 所示. 燃油通过旋流塞四周 4 个凹槽加速进入旋流室, 在旋流室中作高速旋转运动, 然后在高压的作用下从喷口高速旋转喷出. 结合图 6(a) 和图 7(b)



图 5 单个喷嘴前端流场速度矢量图
Fig. 5 Velocity vector of single nozzle loop

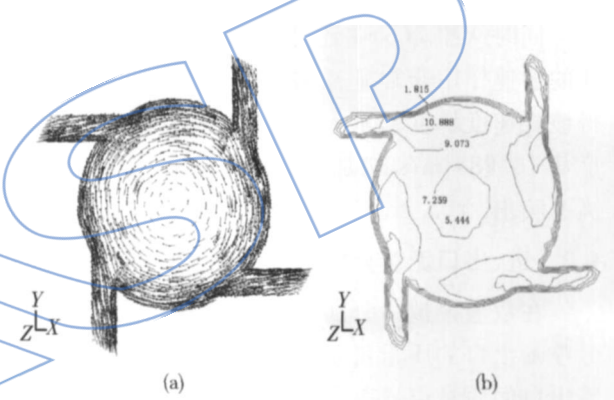


图 6 旋流塞入流处横截面速度矢量图(a)和速度等值曲线图(b)
Fig. 6 Detail view of velocity vector (a) and velocity contour (b) on injection part of eddy room

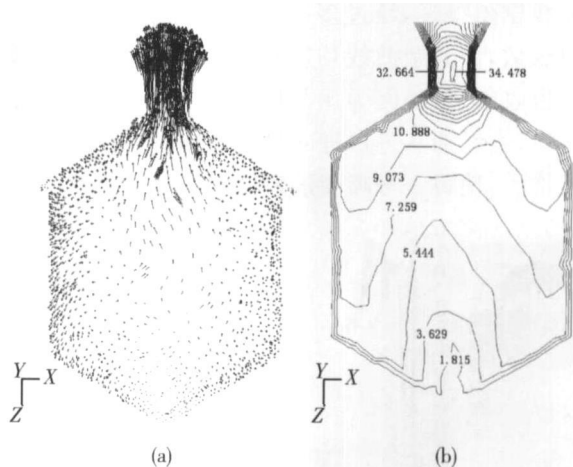


图 7 旋流塞至喷口部分纵剖面速度矢量图(a)和速度等值曲线图(b)
Fig. 7 Detail view of velocity vector (a) and velocity contour (b) on forepart of single nozzle

可以清楚地看到燃油从凹槽进入旋流室,在室内作高速旋转运动并从喷口旋转喷出的效果。

观察图 6(b)和图 7(b)可知燃油在进入旋流室后由于容积突然增大造成旋流速度有所下降,但是下降的幅度不大,室内壁附近旋流速度在 7.259~10.888 m/s 之间.室中心附近速度略低,为 5.444 m/s,这是由于燃油的高速旋转运动造成室中心附近压力偏低所致.但这一数值模拟结果与实际试验情况有所不同:在实际试验中,由于高速旋转,燃油并不能充满整个旋流室,室中心附近形成负压,外部空气从喷口倒流入旋流室,使得室中心存在一个与外界大气相通的空气中心涡,燃油从喷口呈油膜状旋转喷出.造成以上差异的原因主要是在数值模拟中没有考虑计算燃油从喷嘴喷出以后的状态,而后者涉及到气、液两相流的知识,不是本文所要讨论的范围。

同时从图 7(b)中还可以看到,喷嘴喷口对燃油的加速作用非常显著,由于喷口处孔径很小,使得该处速度梯度非常大,燃油在很小的范围内速度从 10.888 m/s 增加到 34.478 m/s,经由喷口高速喷出。

4.2 进、出口流量分析

在数值模拟中分别对 1 号、2 号、7 号以及 12 号喷嘴出口的质量流量进行了监测,得到各个喷嘴出口的质量流量变化曲线如图 8~图 11 所示,可以看出,当时间进行到 2 000 ms 以后,各个出口的质量流量趋于平稳,不再发生变化.通过比较 4 条质量流量曲线的变化情况可知,在初始阶段(0~500 ms),1 号曲线的变化情况要比其他 3 条曲线剧烈得多,经过多次振荡以后才逐渐向稳定值收敛,而其余曲线均能从最初的振荡很快向稳定值收敛.这是因为 1 号喷嘴正对着喷油环燃油进口,当燃油从进口进入喷油环体时,由于容积突然增大,使得 1 号喷嘴进口处的压强变化情况、湍

流情况相比于其它各个喷嘴要复杂得多,造成 1 号喷嘴内部流场在初始阶段较难趋于稳定。

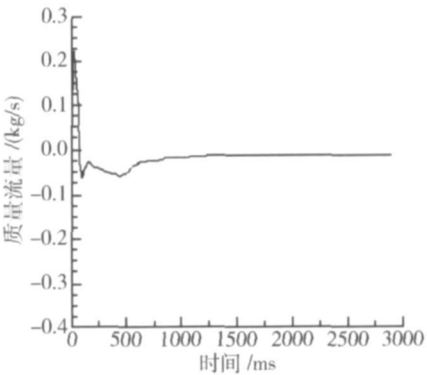


图 9 2 号喷嘴质量流量变化曲线
Fig. 9 Variation of mass flow of outlet 2

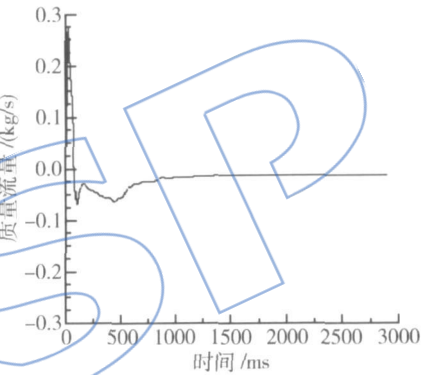


图 10 7 号喷嘴质量流量变化曲线
Fig. 10 Variation of mass flow of outlet 7

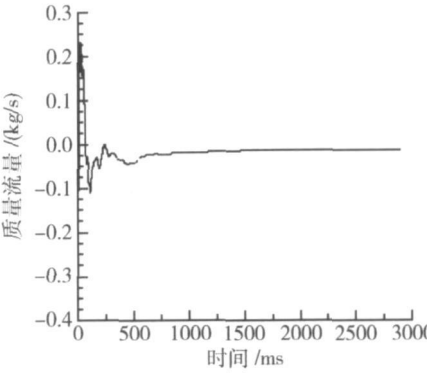


图 11 12 号喷嘴质量流量变化曲线
Fig. 11 Variation of mass flow of outlet 12

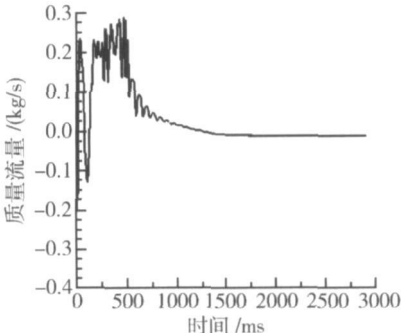


图 8 1 号喷嘴质量流量变化曲线
Fig. 8 Variation of Mass flow of outlet 1

表 1 为进、出口流量的计算结果(单位: kg/s)。其中,进口流量为 0.142 823 03 kg/s 与流量入口边界条件设定值相同,总出口流量为 0.142 823 49 kg/s 为 12 个喷嘴出口流量的总和,通过比较可知,进出口流量相差非常小,喷油环质量流量的连续性在计算中得到很好的保证。

将表 1 中 12 个出口的质量流量转换为体积流量,连同相应各个出口的直径做成表格如表 2 所示。

其中出口直径的选取在实际喷嘴加工、研磨的要求范围之内,另外考虑到燃油在环路中流经各个喷嘴时存在一定的压强损失,为保证各喷嘴流量分布均匀,环上喷嘴的选取遵循如下原则:距离燃油进口越近的地方,装配出口直径较小的喷嘴;反之则装配出口直径较大的喷嘴,每相邻两个喷嘴出口直径相差 0.005 mm,1 号喷嘴出口直径最小,7 号出口直径最大。

由表 2 可知,数值模拟所得的各喷嘴流量总体上比较平均,均在 54 L/h 左右,但是距燃油进口较近的 1、2、12 号喷嘴的流量偏小,距进口较远的 6、7、8 号喷嘴的流量偏大,最大与最小流量相差 3.029 4 L/h,偏差量较大,超出了实际试验中所要求的偏差范围。这主要是由于在喷嘴直径的选取过程中,过于重视燃油在环中流经各个喷嘴时的压降作用,选取的 6、7、8 号喷嘴直径相比于 1、2、

12 号喷嘴直径来说有些偏大。可以适当减小 6、7、8 号与 1、2、12 号喷嘴直径之差,从而降低最大与最小流量的偏差,使得环上各喷嘴流量更加平均。

5 结 论

本文利用数值模拟方法,分析了某型喷油环上单个喷嘴内部的流动情况及整环进、出口流量情况,得到以下结论:

- (1) 采用疏密结合的方式对整个喷油环进行网格划分,大大节省了计算机资源,并且能够有效地进行单个喷嘴细微流场的数值模拟。
- (2) 由于没有考虑燃油从各个喷嘴喷出后与燃气相混的两相流情况,本文数值模拟所得到的单个喷嘴出口处的流动情况与实际有所不符。
- (3) 计算所得喷油环各喷嘴流量分布总体上比较平均,计算结果基本反映了喷油环的流量分布特性,合理地选取环上喷嘴直径,可以使环上各喷嘴流量分布更加平均。
- (4) 通过对环上喷嘴直径进行多组选配,分别进行数值模拟,取出其中喷嘴流量分布均匀性较好的组合,建立数据资料档案,发掘其中的喷嘴选配规律并应用于实际试验,能够提高环上喷嘴的选配水平。

参考文献:

[1] Kano H, Kato M, Kojima T. Contribution of optimum for nozzle configuration to spray formation[R]. SAE, 1990, 900824: 1765-1779.

[2] Okajima M, Kato M, Tojo S. Contribution of optimum nozzle design to injection rate control[R]. SAE, 1991, 912185: 232-245.

[3] Date K, Manabe M, Kano H. Contribution of fuel flow improvement in nozzle to spray formation[R]. SAE, 1992, 920622: 1149-1159.

[4] 杨立军, 张向阳, 高芳, 等. 液体喷嘴动态特性数值模拟[J]. 航空动力学报, 2004, 19(6): 866-872.

YANG Lijun, ZHANG Xiangyang, GAO Fang, et al. Numerical simulation of liquid injector dynamics[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(6): 866-872.

[5] 岳明, 徐行, 杨茂林. 离心式喷嘴内气液两相流动的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(5): 888-890.

YUE Ming, XU Hang, YANG Maolin. Numerical study of two phase flow in atomizer[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(5): 888-890.

[6] 苏铭德, 黄素逸. 计算流体力学基础[M]. 北京: 清华大学出版社, 1997.

[7] 韩占忠, 王敬, 兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2005.

表 1 进、出口质量流量
表 1 Mass flow of inlet/outlet

喷嘴出口	质量流量/(kg/ s)
1	- 0.011 652 332
2	- 0.011 260 512
3	- 0.011 850 189
4	- 0.011 963 283
5	- 0.011 870 001
6	- 0.012 117 889
7	- 0.012 222 483
8	- 0.012 125 194
9	- 0.011 952 779
10	- 0.011 982 816
11	- 0.011 771 727
12	- 0.011 754 328
总出口流量	- 0.142 823 49
喷嘴进口	0.142 823 03
总进口流量	0.142 823 03

表 2 各喷嘴直径对流量的影响

Table 2 Effects of nozzle's diameter on mass flow

序 号	出口直径/mm	体积流量/(L/ h)
1	0.78	53.328 8
2	0.785	52.908 5
3	0.79	54.234 3
4	0.795	54.793 7
5	0.8	54.324 9
6	0.805	55.459 4
7	0.81	55.937 9
8	0.805	55.492 9
9	0.8	54.703 8
10	0.795	54.841 3
11	0.79	53.875 2
12	0.785	53.795 6