

文章编号: 1000-8055(2005) 01-0147-07

二维塞式喷管再生冷却换热的数值模拟

李军伟, 刘 宇, 覃粒子

(北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100083)

摘要: 为了解塞式喷管再生冷却的换热特性, 建立了二维型面塞式喷管计算模型, 采用数值模拟的方法, 研究了不同工况下塞式喷管的流场和换热特性。计算中, 假定塞式喷管中的流动为冻结流动, 考虑燃气向壁面的对流换热和辐射换热; 采用二阶迎风格式离散控制方程, 及 DO(Discrete Ordinates)模型离散求解辐射换热方程, 水蒸气的吸收系数根据 Leckner 公式计算。计算结果表明: 内喷管的受热情况最严重, 需要重点考虑; 塞锥的热防护随工作状况而改变, 地面工况下塞锥的受热最严重, 随着压比的升高, 塞锥的受热逐渐减轻, 最后不随环境压强而改变; 塞锥型面设计不合理致使塞锥出现很高的温度峰值。

关键词: 航空、航天推进系统; 液体推进剂火箭发动机; 塞式喷管; 再生冷却; 温度场; 数值计算

中图分类号: V434+.14

文献标识码: A

Numerical Simulation of Regenerative Cooling in Two Dimensional Plug Nozzles

LI Jun-wei, LIU Yu, QIN Li-zi

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

Abstract: In order to understand the heat transfer characteristics of regenerative cooling in two dimensional plug nozzle, a computational model was established and numerical simulation was carried out. The flowfield and the heat transfer characteristics of plug nozzle at different ambient pressures were investigated. Nozzle flow was assumed to be frozen, and convective and radiative heat transfer from gas to solid wall was considered. Discretization of the governing equations was performed with two order upstream scheme, and radiative heat transfer equation was solved with Discrete Ordinates (DO) method. Absorption coefficient of water vapor was calculated by Leckner formula. The results show that heat transfer condition internal the nozzle is the worst, and should pay more attention. The heat transfer characteristics on plug surface varies with operating conditions. At sea level condition, heating of the plug is the worst, and with the increase of pressure ratio, it is lessened and at last keeps unchanged with ambient pressure. An unreasonable plug contour design can cause a very high temperature peak on it.

收稿日期: 2004- 04- 26; 修订日期: 2004- 07- 12

基金项目: 国家 863- 2 高技术航天领域基金资助项目(863-2-3-4-10);

高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(2000000619)

作者简介: 李军伟(1978-), 男, 河南漯河人, 北京航空航天大学宇航学院博士生, 主要从事液体火箭发动机流场的数值模拟和热防护研究.

Key words: aerospace propulsion system; liquid propellant rocket engines; plug nozzle; regenerative cooling; temperature field; numerical computation

目前,在塞式喷管的热试车研究中,只有总体性能的实验结果,没有关于温度分布、热流分布等详细的实验数据,因此就需要开展此方面的数值模拟研究,研究大膨胀比下高温介质的传热机制,主要涉及到对流、传导和辐射等多种因素,尤其是当塞式喷管采用液氢/液氧作为工质,并且采用再生冷却结构时^[1]。

国外对塞式喷管再生冷却的研究不多,Boman 采用 CFD 方法得到了塞式喷管的流场,然后根据附面层理论和经验公式得到了壁面的温度和换热系数,研究了环排塞式喷管的再生冷却特点^[2]。Wang T S 采用数值模拟的方法研究了塞锥底部的热环境,通过其它方法得到了塞锥的壁面温度分布^[3]。Vuillamy 采用热成像法得到了塞锥表面的温度图像,并估算出了热流密度分布^[4]。Sakamoto 采用辐射温度计测量了塞锥壁面的温度^[5]。Kumakawa 通过热试车研究了圆锥形塞式喷管的燃烧特性和换热特性^[6]。

本文采用商用计算流体力学软件 Fluent 6.0,对二维塞式喷管建立了数值计算模型,研究了二维塞式喷管在不同工况下再生冷却的换热特点。

1 物理模型与数值方法

本文研究低温氢氧塞式喷管中的再生冷却换热,采用液氢作为冷却剂,计算模型如图 1 所示。氢氧在燃烧室中燃烧,产生高温高压的燃气,进入内喷管入口,在内喷管和塞锥表面膨胀加速流动。假设这些高温燃气是液氢/液氧在燃烧室中完全燃烧的产物,其参数及百分含量根据热力计算得到。由于喷管中温度和压强迅速下降,在计算中假定喷管中的流动为冻结流动,因此这些燃烧产物的化学成份在流动过程中不变。

由于燃气的温度和压强很高,就会通过对流和辐射向固体壁面进行强烈的热交换,使固体壁面的温度变得很高。为了降低固体壁面的温度,把液氢作为冷却剂对内喷管和塞锥进行冷却。本文把液氢分为两路:一路冷却内喷管,从内喷管出口的冷却通道进入,沿冷却通道逆向流入燃烧室头部;另一路冷却塞锥,从塞锥的入口流入,沿塞锥的冷却通道流动,从底部的冷却通道出口流出,见图 1。液氢在冷却通道中加热气化,最后进入燃烧

室中燃烧。

在液氢/液氧发动机中,氢氧燃烧后的产物大部分是水蒸气,所以喷管中的热辐射就不能忽略。由于塞锥表面上气流温度和压强降低,热辐射热流只占总热流密度的很小一部分,所以本文只考虑内喷管中的辐射效应,忽略塞锥表面上的辐射换热。

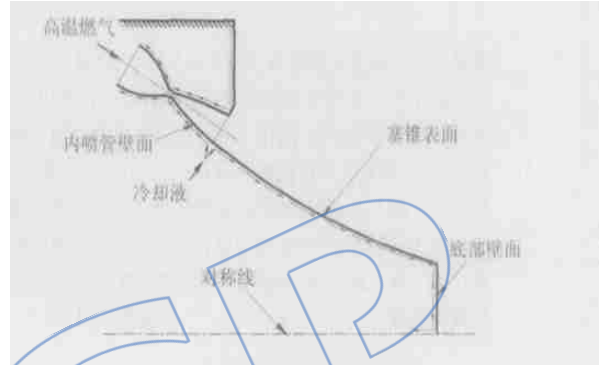


图 1 再生冷却塞式喷管模型(示意图)

Fig. 1 Schematic of regeneratively cooled nozzle

在计算中,把燃烧产物假定为一种混合物,其热力学参数是各组分热力学参数的加权平均值,热辐射计算采用 DO 辐射模型,控制方程采用 Navier-Stokes 方程,湍流模型采用 SST (Shear-Stress Transport) $k-\omega$ 双方程模型。

1.1 流动换热耦合模型

在流动过程中,喷管内壁面的温度与热流分布都未知,需要耦合求解燃气对壁面的强迫对流、壁面的导热、冷却液的对流。采用的控制方程是对任意控制体的积分方程:

$$\oint \rho \Phi \cdot d\mathbf{A} = \oint \Gamma_{\Phi} \nabla \Phi \cdot d\mathbf{A} + \int S_{\Phi} dV \quad (1)$$

上式中: Φ 是待求的标量, ρ 是密度, $\mathbf{v}$ 是速度向量, $\mathbf{A}$ 是控制体表面的法向量, Γ_{Φ} 是 Φ 的扩散系数, $\nabla \Phi$ 是 Φ 的梯度, S_{Φ} 是 Φ 单位体积的源项。

该方程可以应用于求解对流换热和导热问题。当 Φ 为 (ρ, u, v, w, e) 时,上述方程就可以组成连续、动量和能量方程组计算燃气流动和冷却液流动;当 Φ 为内能 e 时,上述方程只是能量方程,可以计算室壁内部的导热。流动和导热的耦合就发生在气壁、液壁壁面上,满足耦合交界面条件:

温度连续和热流密度连续。

1.2 辐射换热模型

采用离散坐标模型 (Discrete Ordinates Method, 简称 DO) 求解辐射换热方程 (Radiative Transfer Equation, 简称 RTE), 求解时把空间离散成若干个方向, 沿着离散方向直接对 RTE 进行数值计算。该方法具有容易编程, 与 CFD 求解方法相容, 共用同一网格的优点^[7]。

水蒸气的辐射不同于固体和液体辐射^[8], 它对波长有强烈的选择性, 只在某些波长段内具有辐射能力, 相应地也只在同样的波长段内才具有吸收能力, 所以计算中不能把水蒸气看作是灰体; 水蒸气的辐射和吸收是在整个容积中进行的, 与气体的形状和容积有关。水蒸气的这些特点就使其黑度由气体温度、气体分压和射线行程 3 个因素所支配。

为了考虑水蒸气选择性的影响, 本文采用平均吸收系数法, 使辐射换热方程中所有的参数都变成全光谱的总参数, 这样辐射换热方程中就不再出现单色的参数, 便于求解。

在求解辐射换热方程时, 需要知道水蒸气的吸收系数。水蒸气的吸收系数一般是用 Hottel 线算图得到的, 但是这种方法不便于工程应用和数值计算, 所以本文采用 Leckner 公式^[9,10]。Leckner 公式的原始数据主要来自光谱法窄谱带模型得出的公式及表, 用纯数学拟合方法得出。另外根据实验结果^[8], 喷管中燃气的吸收率与黑度之间的关系可用下式近似计算, 即:

$$\frac{\alpha_g}{\epsilon} = \left(\frac{T_g}{T_w} \right)^{1.5}$$

式中: T_g 为燃气温度, T_w 为壁面温度。

1.3 数值方法

由于塞式喷管中的再生冷却现象比较复杂, 不但有燃气的超声速流动, 而且还有冷却液的不可压缩流动。这就使采用耦合方法计算冷却液流动时, 方程组 (1) 很难收敛, 为此采用时间相关法对方程进行预处理, 把压强对时间的导数加入连续方程中, 引入压强-速度的耦合关系, 因此就增加了不可压缩流计算的稳定性和收敛速度, 而且也不影响超声速流动计算的收敛性。

采用时间相关法求解无化学反应的稳态输送方程组, 采用控制体积法离散, 在空间上采用二阶迎风格式离散耦合方程 (包括动量方程、连续方程、能量方程) 的对流项, 二阶中心差分离散粘性

项, 然后求解湍流方程和辐射方程, 采用隐式方法离散时间项。

在内喷管求解的过程中, 假定燃气壁面温度, 计算不同节点的气体吸收系数, 求解控制方程直到计算收敛; 把计算得到的燃气壁面温度作为已知条件代入吸收系数计算公式, 重新计算节点的气体吸收系数和控制方程; 这样的循环进行几次, 如果前后两次燃气壁面温度不再变化, 整个计算结束。

1.4 边界条件

因为塞式喷管的内喷管膨胀比很小, 一般内喷管处于欠膨胀工作状态, 出口的压强高于环境压强, 出口的气流除固体边界附近外都是超声速的, 环境压强通常不会影响内喷管的流场。因此在本文的处理中, 把内喷管和塞锥的冷却换热分开计算。把内喷管气流的出口参数作为塞锥流场的来流边界条件, 这样就可以简化问题, 着重考虑塞锥上的流动。内喷管和塞锥分开冷却, 使用不同的冷却剂流量, 使其工作在室壁材料的极限温度。

在计算过程中需要用到下列边界条件: 入口边界条件: 燃气入口给出总温总压; 冷却液入口给出冷却液的流量和静压; 湍流条件给出湍流强度和特征长度; 辐射条件给出内部发射率。

出口边界条件: 燃气和冷却液的出口给出出口反压和回流温度; 湍流条件给出湍流强度和特征长度; 辐射条件给出内部发射率。

壁面边界条件: 气固接触的壁面为无滑移的耦合壁面, 给出壁面的内部发射率, 燃气壁面是 CuZr 合金, 其发射率取 0.7; 不考虑塞锥内壁面与环境之间的对流和辐射换热, 假设与环境接触的壁面为绝热壁面。

对称边界条件。

1.5 计算网格

内喷管和塞锥分开划分网格, 分开计算。对于内喷管和塞锥, 分别划分为 4 个区域: 高温燃气区、固体衬层区、冷却液流动区和电镀镍外套区。对每一个区进行网格划分, 并且考虑燃气或冷却液的流动情况, 在壁面附近布置较密的网格点。使用 Gambit 2.0 软件生成四边形网格, 内喷管的网格总数为 6 960, 塞锥的网格总数为 14 100。

2 计算结果分析

2.1 计算条件

本文所研究的塞式喷管是二维型面结构 (型

面在 X, Y 方向上变化, Z 方向上不变), 内喷管和塞锥的型面根据特征线法计算得到, 塞锥宽度为 1 m。为了计算方便, 内喷管和塞锥分开冷却, 冷却通道为缝隙结构, 没有冷却肋, 这样就不必考虑冷却通道的三维结构。根据结构的对称性, 并忽略边界条件, 在 Z 方向上取塞式喷管的一个二维截面来进行研究。根据内喷管的对称性, 只研究半个内喷管的冷却换热。

内喷管的喉部高度为 4.9 mm, 膨胀比为 5.5, 设计压比为 31.34, 塞锥的面积比为 80, 设计压比为 1 150。在内喷管和塞锥上, 与燃气接触的壁面材料为锆铜, 冷却通道外层为电镀镍。与燃气接触的衬层厚度为 0.8 mm, 冷却通道缝隙高度为 2 mm, 电镀镍外套厚度为 2.5 mm。

燃烧室压强为 4 MPa, 氧氢混合比为 6。根据热力计算, 得到燃气温度为 3 521.5 K, 燃气的分子量为 13.173 g/mol, 燃气的比热比为 1.2。冷却通道中冷却液的压强要高于燃烧室压强, 冷却通道入口压强 6 MPa, 入口温度为 50 K。单侧内喷管中冷却通道内的冷却液流量为 32 kg/s, 塞锥冷却通道中的冷却液流量为 3 kg/s。

在计算过程中, 低温氢气和锆铜的热物性参数随着温度而变化, 粘度、比热容和导热系数取自文献[11, 12], 把离散点数据拟合成温度的多项式, 方便使用。

2.2 内喷管冷却计算结果

图 2 是内喷管燃气壁面上的温度、总的热流密度和辐射热流密度分布。图中横坐标为内喷管对称线, 正向指向内喷管的扩张段, 横坐标原点位于内喷管喉部。纵坐标分别为热流密度、内喷管型面纵坐标和燃气壁面温度。

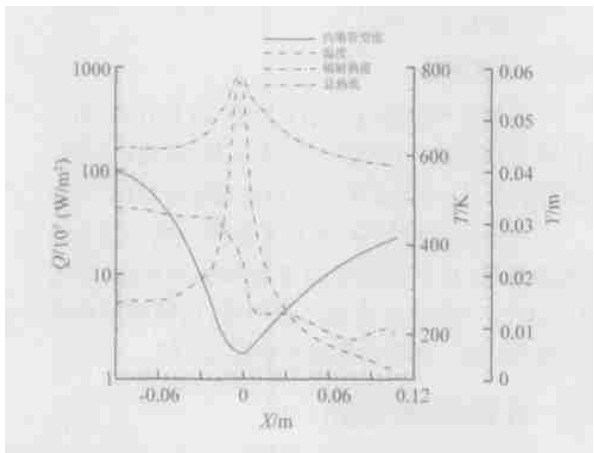


图 2 内喷管壁面参数分布

从图中看出, 内喷管喉部的上游附近, 热流密度和温度都达到了最大值, 最高壁温为 790 K。在内喷管的出口, 由于燃气流速增大, 温度下降, 壁面的热流密度和温度都最低。另外还可以看出, 在内喷管中, 由于内喷管入口的温度和压强都最高, 辐射热流密度也最大, 约占总换热热流的 30%, 但随着燃气温度和压强的下降, 辐射热流密度在喉部迅速减小, 在内喷管出口只占总换热热流的 2.5% 左右, 从而可以忽略塞锥壁面上的辐射热流密度。

2.3 塞锥冷却计算结果

图 3 是塞锥壁面上的温度、压强和热流密度分布。横坐标为塞锥的对称线, 横坐标原点位于塞锥的上端点在对称线上的投影, 纵坐标为塞锥壁面的温度、压强和热流密度。压比 NPR (Nozzle Pressure Ratio) 定义为燃烧室压强与环境压强之比。计算中, 燃烧室压强不变, NPR 的变化反映了环境压强, 也就是工作高度的变化。从图中可以看出, 相同的压比下, 3 幅图中曲线的分布规律相同, 在相同位置的塞锥表面上同时出现温度、压强和热流密度峰值。但是对于所有的工况, 塞锥入口始终存在压强的峰值。这个压强峰值是由于设计塞锥型面时, 假设内喷管出口为均匀流动所造成的。这个压强峰的存在导致对于所有的工况, 在塞锥的入口都有温度峰值和热流密度峰值。

在低空工况下, 塞锥壁面存在较高的压强峰值, 甚至高于塞锥入口的压强峰, 结果造成塞锥壁面上出现很高的温度峰值和热流密度峰值, 而且有多个。随着压比的提高, 燃气流的外边界逐渐向外扩展, 内喷管出口上沿的膨胀波也向外扩展, 所以壁面上的峰值逐渐减小, 并从塞锥壁面上移走。由此可以看出, 塞锥壁面上的温度峰值随着压比的升高, 逐渐下降。但是由于塞锥入口压强峰值的存在, 在高压比工况下, 塞锥入口的温度峰值始终不变, 而且随着压比的提高, 该点成为塞锥的危险截面。这些现象可以从不同压比下塞锥外流场的等温线图来解释。

图 4 是塞锥底部壁面上的温度、压强和热流密度分布。横坐标为温度、压强和热流密度值, 纵坐标为塞锥的高度方向, 纵坐标原点位于塞锥底部的对称线上。从温度曲线图 4(a) 中可以看出, 随着压比的升高, 底部壁面的温度在逐渐降低。在压强曲线图 4(b) 中, 底部压强随着压比的升高而降低, 由于高温气流在底部上部膨胀加速, 所以底部压强先迅速下降, 而后逐渐升高不再沿底部变

化。在热流密度曲线图 4 (c) 中, 底部壁面的热流密度比塞锥壁面的热流密度小很多; $NPR=40$ 时底部热流密度最大, 当压比升高时, 底部热流密度逐渐减小, 当底部结构封闭后, 底部热流密度不再随环境压强而改变。

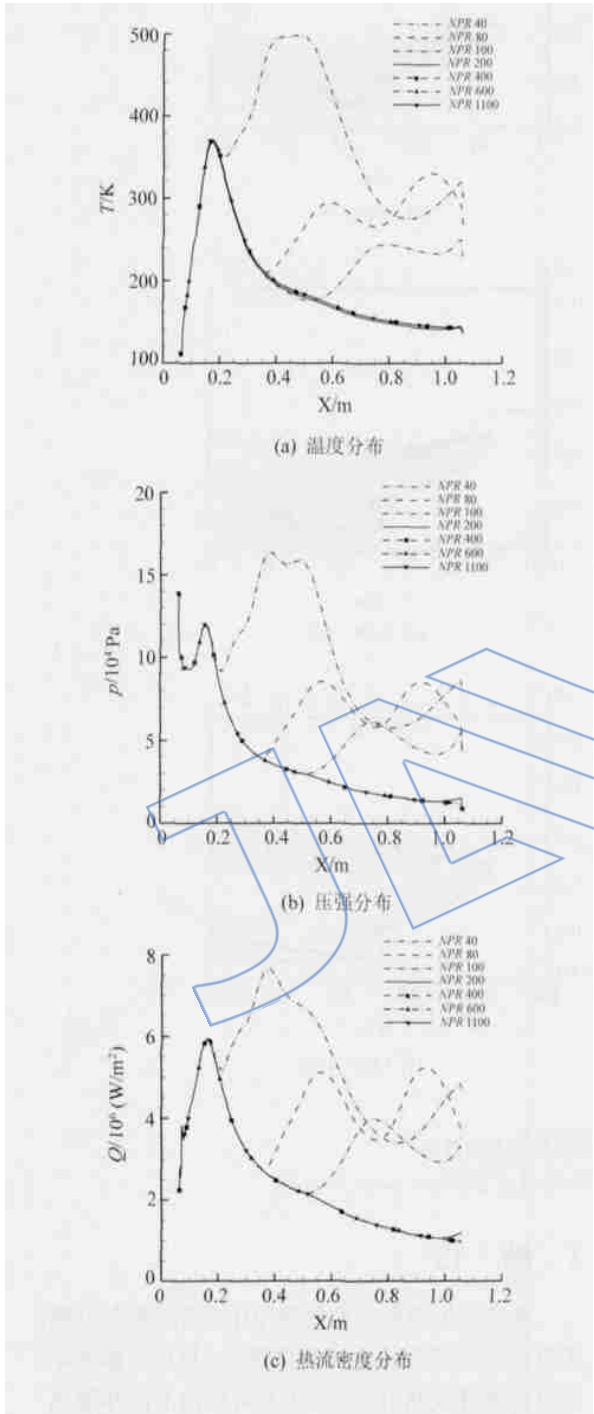


图 3 不同压比下塞锥壁面的参数分布

管出口压强等于环境压强, 造成的流动状态是气流紧贴塞锥壁面流动。由于内喷管出口上沿的膨胀波在气流边界和塞锥壁面之间的相互反射, 所以塞锥壁面上的压强出现了波动, 最终造成壁面

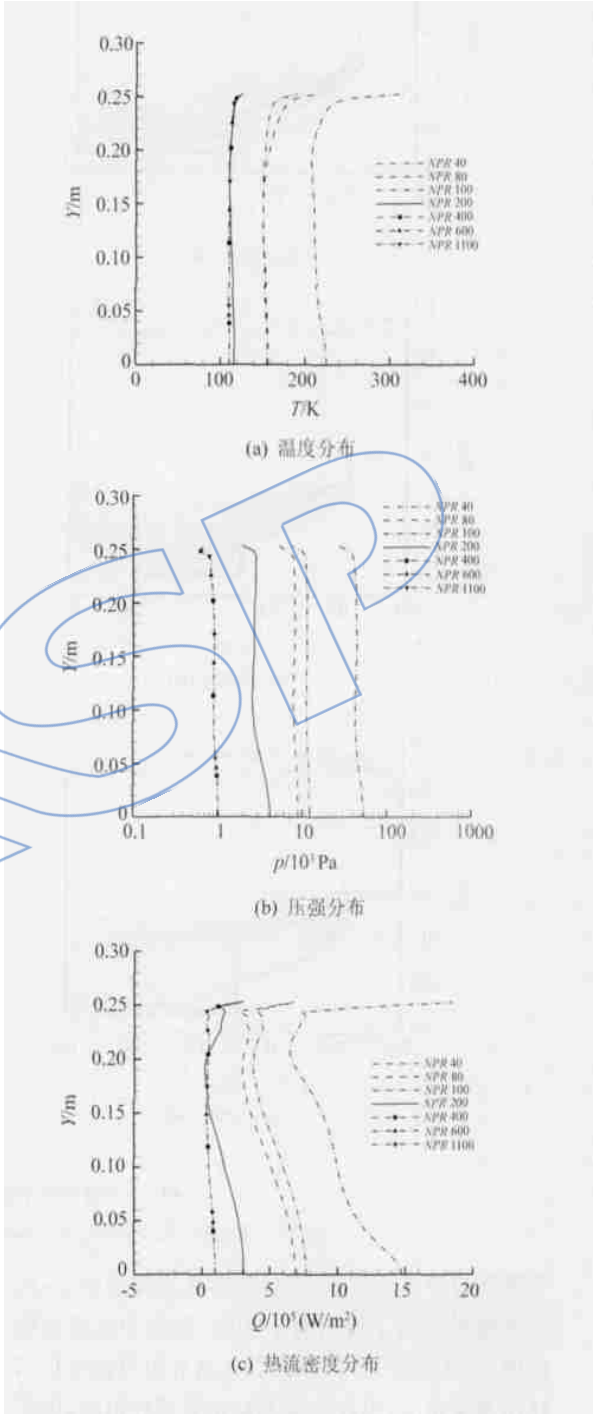


图 4 不同压比下塞锥底部壁面的参数分布

Fig.4 Variables along base height at different pressure ratios

图 5 是不同压比下塞锥外流场的等温线。在 $NPR=40$ 时, 即在地面工况下, 由于设计的内喷管出口压强等于环境压强, 造成的流动状态是气流紧贴塞锥壁面流动。由于内喷管出口上沿的膨胀波在气流边界和塞锥壁面之间的相互反射, 所以塞锥壁面上的压强出现了波动, 最终造成壁面

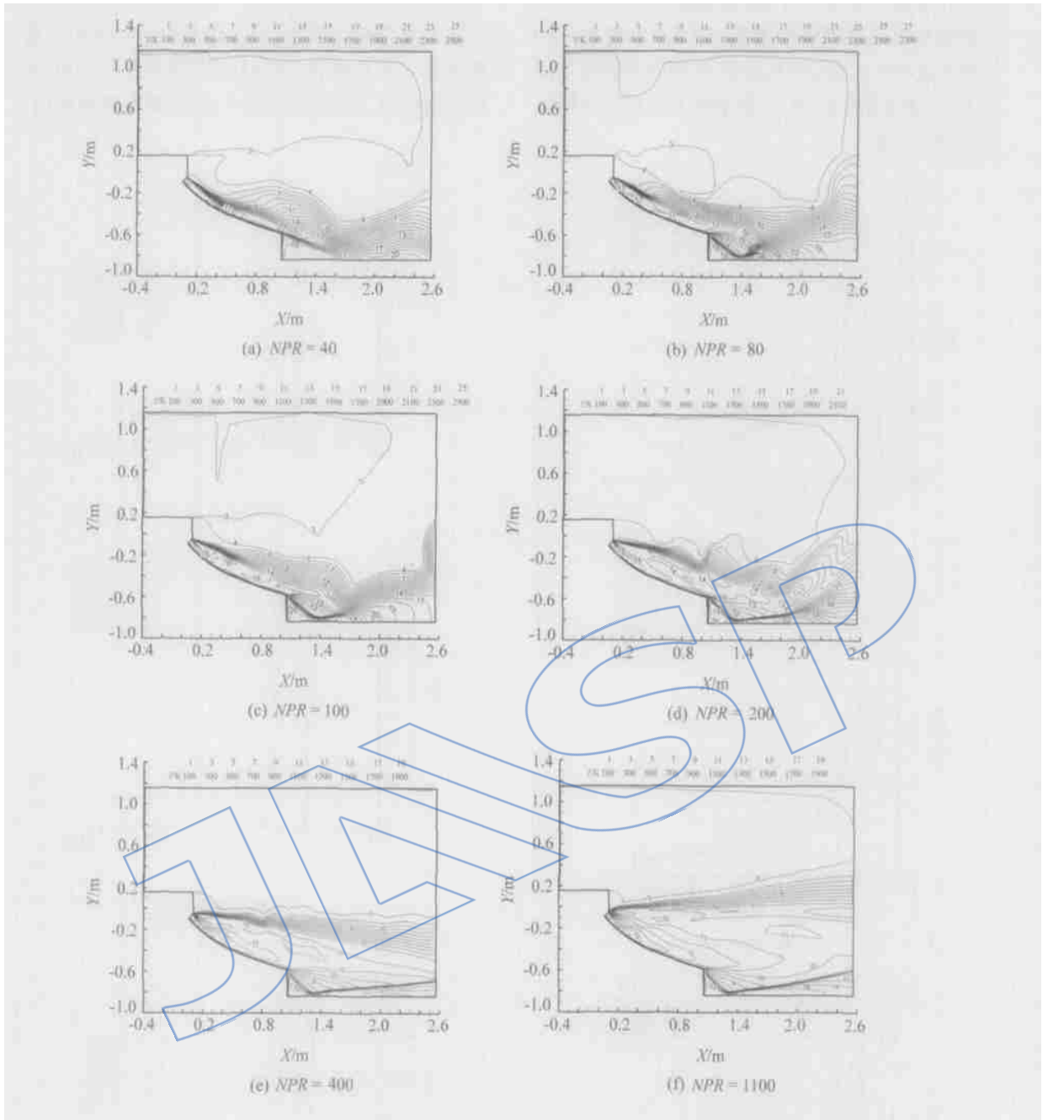


图 5 不同压比下塞锥外流场的等温线图

Fig.5 Temperature contour of outer flowfield at different pressure ratios

气流外边界向外扩展,但仍然落在塞锥壁面上,所以塞锥壁面的下游出现了压强、温度和热流密度峰值。在图 5(d)中可以看到,气流外边界向外扩张移出塞锥壁面,但在塞锥末端仍受部分影响,因此塞锥末端的压强、温度和热流密度曲线向上翘起。当 NPR 大于 400 后,在图 5(e)和(f)中可以发现气流外边界完全移出塞锥,塞锥壁面不再受环境压强的影响,所以塞锥壁面压强、温度和热流密度不再随环境而改变;而且底部结构封闭,底部压强和温度也不再受环境压强的影响。

3 结 论

本文提出的塞式喷管冷却计算方法能较好地模拟出塞式喷管的流场和温度场,并且考虑了辐射对内喷管换热的影响。从不同压比下冷却换热的数值模拟中,可以得出以下结论:

- (1) 内喷管的受热情况最严重,需要重点考虑,分配很大一部分冷却液流量。
- (2) 塞锥的热防护随工作状况而改变,低空工况下塞锥上的危险截面较多,需要较大的冷却

能力, 高空工况下, 塞锥上的危险截面在塞锥的入口, 需要较小的冷却能力。

(3) 塞锥型面设计有待改进, 减小塞锥入口的压强峰值, 进而减小塞锥的温度峰值和热流密度峰值, 从而进一步减小塞锥的冷却负担。

(4) 高空工况下, 底部结构封闭, 底部壁面的温度和热流密度很小; 低空工况下, 底部结构不封闭, 底部壁面的温度和热流密度都很大。

参考文献:

[1] 王柏懿, 郭唐稳, 王世芬. 一种单级入轨火箭发动机概念——气动塞式喷管发动机[J]. 力学进展, 2000, 30(2): 283~294.

Wang Boyi, Guo Tangwen, Wang shifen. A SSTO Rocket Concept-Aerospike Nozzle Engine [J]. *Advances in Mechanics*, 2000, 30(2): 283~294.

[2] Boman A, Bigert M. Plug Nozzle Cooling and Performance Study[R]. *AIAA* 95- 3149, 1995.

[3] Wang T S. Analysis of Linear Aerospike Plume-Induced X-

33 Base-Heating Environment[J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 1999, 36(6): 777~783.

[4] Vuilamy D, Duthoit V, Berry W. European Investigation of Clustered Plug Nozzles[R]. *AIAA* 99- 2350, 1999.

[5] Sakamoto H, Takahashi M, Sasaki M, Tomita T, Kusaka K, Tamura H. An Experimental Study on a 14 kN Linear Aerospike Nozzle Combustor[R. *AIAA* 99- 2761, 1999.

[6] Akinaga Kumakawa, Takeo Tomita. A Study of Plug-Nozzle Rocket Calorimeters[R]. *AIAA* 96- 2583, 1996.

[7] Liu J, Shang H M, Chen Y S. Grasp: A General Radiation Simulation Program[R]. *AIAA* 97- 2559, 1997.

[8] 南京航空学院, 西北工业大学, 北京航空学院 传热学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982.

[9] 余其铮. 辐射换热基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 1990.

[10] Leckner B. Spectral and Total Emissivity of Water Vapor and Carbon Dioxide[J]. *Combustion and Flame*, 1972, 19: 33~48.

[11] 刘国球. 液体火箭发动机原理[M]. 北京: 宇航出版社, 1993.

[12] 王丰. 液体和气体的热物理性质表[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.