

超燃冲压发动机 U 型冷却通道的流道方案

胡家瑛, 王振国, 潘 余, 李佩波
(国防科技大学 空天科学学院, 长沙 410073)

摘 要: 对四流道 U 型流道平板的不同流道方案进行三维仿真模拟。主要针对同向入口 U 型流道平板和反向入口 U 型流道平板这两种构型进行研究,并在每一种构型中采用不同的冷却剂出入口方案,并对不同方案的冷却效果进行研究和对比。研究表明:两种构型的出入口相间排布的流道方案更适用于有一定规律的非均匀热流;两种构型的入口流道位于平板两侧的流道方案,更适用于相对较均匀的热流环境;U 型通道中相邻通道间冷却剂的温差较大,伴随强烈的肋间传热,并且较低温的冷却剂通道能够从燃烧室壁面吸收更多的热流,能明显减小相邻高温通道的冷却负担。

关 键 词: 超燃冲压发动机; 再生冷却; 结构设计; 温度控制; 流道方案

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Flow channel scheme of U-shaped cooling channel in scramjet

HU Jiaying, WANG Zhenguo, PAN Yu, LI Peibo

(College of Aerospace Science and Engineering,
National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: Three-dimensional simulation of different channel schemes of four channel U-shaped channel plate were conducted. The two configurations of U-shaped channel plate with the same direction inlet/the reverse direction inlet were mainly studied, and the cooling effects of different entrance and exit schemes in each configuration were also discussed and compared. The results showed that the channel scheme with alternate inlet arrangement of the two configurations was more suitable for the regular non-uniform heat flow, the channel scheme with the inlet channel located on both sides of the plate of the two configurations was more suitable for relatively uniform heat flow environment. In the U-shaped channel, the temperature difference between the adjacent channels was large, accompanied by strong heat transfer between the channels, and the lower temperature coolant channel can absorb more heat flow from the combustion chamber wall, which can significantly reduce the cooling burden of the adjacent high temperature channels.

Key words: scramjet; regenerative cooling; structure design;
temperature control; channel scheme

在当今的航天器发展中,高超声速飞行器是一个非常受重视的领域,以其高于马赫数为 6 的飞行速度成为军事以及民用方面的研究热点。世界各大航天强国也在高超声速飞行器相关的技术

收稿日期:2021-05-14

作者简介:胡家瑛(1991—),男,博士,主要从事超燃冲压发动机再生冷却研究。

引用格式:胡家瑛,王振国,潘余,等. 超燃冲压发动机 U 型冷却通道的流道方案[J]. 航空动力学报,2022,37(1):11-25. HU Jiaying, WANG Zhenguo, PAN Yu, et al. Flow channel scheme of U-shaped cooling channel in scramjet[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(1): 11-25.

领域开展了研究^[1-3]。超燃冲压发动机作为高超声速飞行器最具有代表性且最为理想的动力装置,也是其最为核心的技术所在^[4-6]。其中,燃烧室的热防护问题是一个非常重要的研究方向。为满足超燃冲压发动机的冷却需求,主要使用再生冷却的方法对燃烧室进行热防护^[7-9]。

针对再生冷却这门课题,已经有许多学者和专家对此进行了研究。吴峰等^[10]通过两种优化方案改变冷却通道的高宽比,发现存在着一个最佳冷却通道个数,使得推力室壁面的冷却效果达到最佳,在相同质量流量下,通过降低通道高度能够强化推力室传热,同时会造成流动压力损失的增大。王厚庆等^[11]基于遗传算法,以惰性质量最小、冷却液流量系数最低为目标,对再生冷却通道的内壁厚度、槽宽、肋宽和肋高进行了优化设计。牛禄和陈建华等对高宽比和表面粗糙度对再生冷却效果的影响进行了研究^[12-13]。Youn等通过对结构和马赫数等因素的研究,得出了流道结构对冷却效果起到很大的影响,但是对压降的影响很小^[14]。蒋劲等建立了二维模型,用来分析再生冷却特性,并进行了风洞实验与仿真计算进行了对比^[15]。

在传统的通道结构设计中,主要以平行多排同向通道为主^[16-17]。本文在分析了平板中的流道分布和冷却剂在流道中的流向分布,对整体的冷却效果起到至关重要的影响后,着重对四流道U型流道平板的不同流道方案进行三维仿真模拟。使用10组分的煤油替代模型^[18],主要针对同向入口U型流道平板和反向入口U型流道平板这两种构型进行研究,并在每一种构型中采用不同的冷却剂出入口方案,并对不同方案的冷却效果进行研究和对比,以总结出每一种方案的优劣特点,对实际的工程应用起到一定的建设性作用。

1 数学模型与数值方法

1.1 物理构型

主要研究的两种构型如图1、图2所示。本文主要针对以上两种不同流道方案的平板进行三维仿真模拟。图1为同向入口U型流道平板,即由两个U型通道构成,且两个U型通道的出入口在平板的同一侧。图2为反向入口U型流道平板,即由两个U型通道构成,且两个U型通道的出入口分别在平板的两头,具体的流体流向方案在2.6节中详细描述。



图1 同向入口U型流道平板

Fig.1 U-shaped channel plate with the same direction inlet



图2 反向入口U型流道平板

Fig.2 U-shaped channel plate with reverse inlet

下面对以上两个平板和平板内通道的尺寸进行描述。平板长度都为500 mm,宽为20 mm,高为6 mm。如图3所示,每条冷却剂通道底壁面厚度 t_d 为2 mm,上壁面厚度 t_u 为2 mm,通道宽 W 为3 mm,高 H 为2 mm,通道间肋宽 b 为2 mm,边缘侧通道到平板边缘 a 为1 mm。此外,U型通道的回转区域距平板边缘为2 mm。

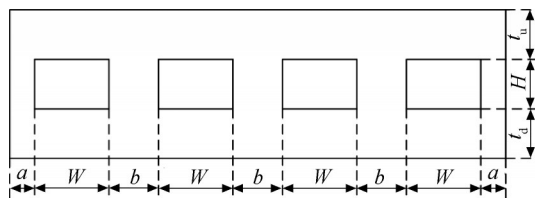


图3 各通道截面示意图

Fig.3 Section diagram of each channel

1.2 控制方程

在笛卡儿坐标系下,采用欧拉描述,流体质量守恒方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

其中 ρ 为流体密度, u 、 v 、 w 为速度分量。

x 、 y 和 z 三个方向的流体动量守恒方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u U) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \\ \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v U) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \\ \frac{\partial \rho w}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w U) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{aligned} \quad (2)$$

其中 U 为速度矢量, τ 为应力, p 为压力, F_x 、 F_y 、 F_z 为体积力。

流体能量守恒方程为

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U T) = \nabla \cdot \left(\frac{\lambda}{c_p} \text{grad } T \right) + S_T \quad (3)$$

其中 T 为温度, λ 为流体热导率, c_p 为比定压热容, S_T 为内热源加上机械能转换为热能的部分。

湍流采用标准化 k - ϵ 模型,湍动能 k 方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) &= \\ \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right] &+ G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_m \end{aligned} \quad (4)$$

其中 G_k 表示由速度梯度产生的湍动能, G_b 表示受浮力影响产生的湍动能, Y_m 表示可压缩湍流脉动对总的耗散率的影响, μ 为流体黏度, μ_t 为湍流黏度, $\mu_t = \rho C_\mu k_2 / \epsilon$, C_μ 为经验常数, σ_k 为湍动能普朗特常数。耗散率 ϵ 方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \epsilon) &= \\ \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \text{grad } \epsilon \right] &+ C_1 \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_3 G_b) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (5)$$

其中 σ_ϵ 为耗散率普朗特常数, C_1 、 C_2 、 C_3 为经验常数。

1.3 冷却剂物性模型

在这里直接使用了浙江大学航空航天学院二次开发的针对正十烷热裂解以及其传热特性的 user defined function(UDF)。孟华等充分拟合了正十烷裂解吸热反应中物性参数随温度压力的变化,创建编写了能反应正十烷超临界传热现象的数值仿真模型和UDF程序,并通过实验^[19]与计算结果对比,验证了其对于煤油物性随温度变化的真实性。

超临界流体的物性参数和传输能力对温度和压力变化都比较敏感,图4和图5为孟华团队应用UDF后在最大壁面温度为823 K,体积流量为0.3 mL/min的工况下所得到的密度和比定压热

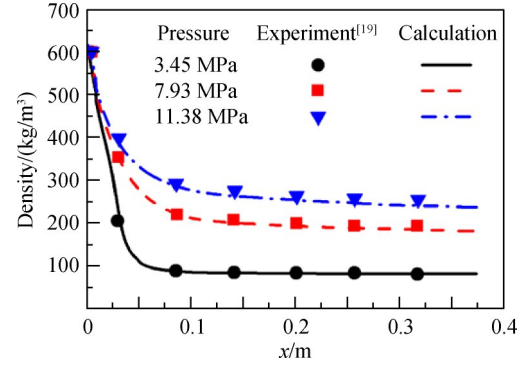


图4 密度变化

Fig.4 Variation diagram of density

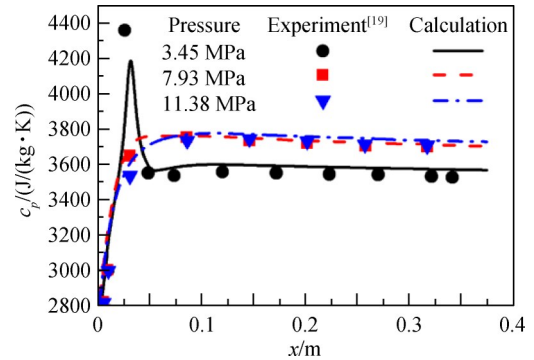


图5 比定压热容变化图

Fig.5 Variation diagram of specific heat at constant pressure

容的变化结果,其中压力为冷却剂的入口压力, x 为流向距离。

1.4 网格划分与数值计算方法

本文应用Fluent 14.5对此模型进行数值仿真,主要使用 k - ϵ 模型,对流固耦合壁面附近的网格进行了局部加密处理,通过不断调整近壁面网格的间距使得 $y^+ < 1$ 。最后通过对网格逐次加密,得到网格总数约为70万。

求解器采用速度压力耦合的 semi-implicit method for pressure linked equations(SIMPLE)算法,质量方程、动量方程、能量方程和湍动能方程设置为二阶迎风格式。流固耦合的近壁面区域使

用强化壁面。到此数值计算的设置完成,只需再设置不同的边界条件后即可进行计算并得到计算结果。

1.5 数值模型验证

文献[20]中,主要通过辐射加热的方式,对航空煤油的对流换热性质进行了研究。此文献中的冷却试件为不锈钢平板,平板内均匀分布多条矩形流道,且加热方式为单侧定热流加热,与本文的研究对象非常吻合,因此使用文献[20]中的实验结果进行模型验证。其中一组验证结果如图6所示, T_d 为加热侧壁面温度, T_c 为冷却剂温度。数值模拟结果整体上与实验吻合度较高,出现的一些偏差主要是由于实验中会有一定程度的热损失,因此实验中冷却剂温度和壁面温度都会较数值计算结果略低。

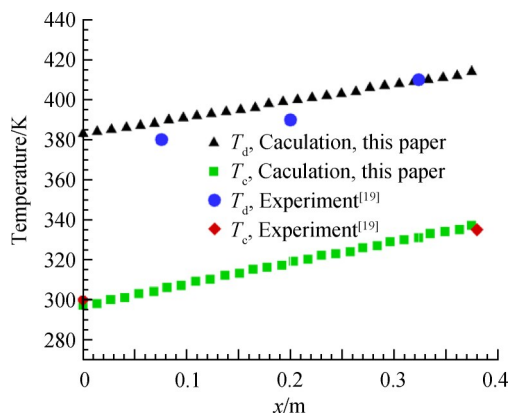


图6 数值模型验证

Fig.6 Numerical model validation

1.6 冷却剂出入口方案及边界条件描述

主要针对同向入口U型流道平板和反向入口U型流道平板这两种构型进行数值计算。每种平板采用两种冷却剂出入口方案,分别对同构型平板下不同出入口方案带来的冷却效果进行研究和对比,并对不同构型平板间的冷却效果做出横向对比分析。

图7和图8为同向入口U型流道平板,其中图7为出入口相间排布的流道方案,即四个出入口都在平板的同一端,且出入口相间排布。图8为入口流道位于平板两侧的流道方案,即四个出入口都在平板的同一端,且位于平板边缘的两个流道为入口流道,位于中间的两个流道为出口流道。

图9和图10为反向入口U型流道平板,其中图9为出入口相间排布的流道方案,即从平板的一侧到另一侧中,入口流道和出口流道相间排布。

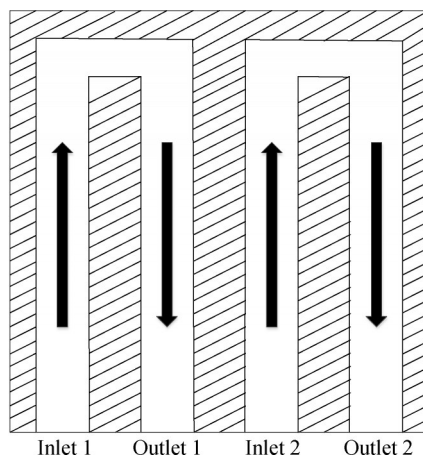


图7 同向入口U型流道平板(出入口相间排布)

Fig.7 U-shaped channel plate with the same direction inlet (alternate arrangement of inlet and outlet)

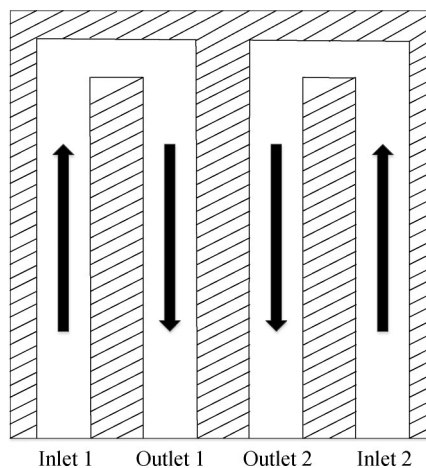


图8 同向入口U型流道平板(入口流道位于平板两侧)

Fig.8 U-shaped channel plate with the same direction inlet (the inlet channel is located on both sides of the plate)

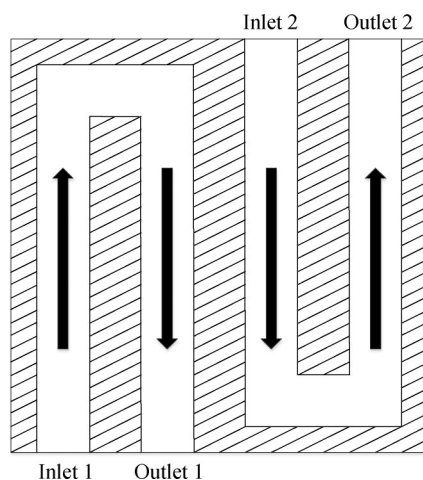


图9 反向入口U型流道平板(出入口相间排布)

Fig.9 U-shaped channel plate with reverse inlet (alternate arrangement of inlet and outlet)

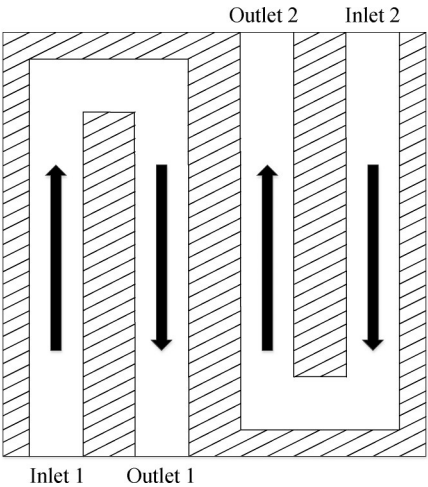


图 10 反向入口 U 型流道平板(入口流道位于平板两侧)
Fig.10 U-shaped channel plate with reverse inlet
(the inlet channel is located on both sides of the plate)

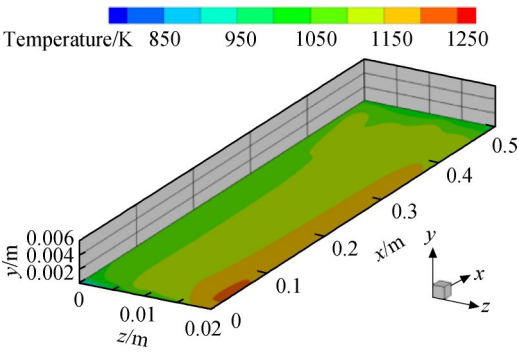
图 10 为入口靠平板边缘的流道方案,即入口流道位于平板的两侧,出口流道位于平板的中间位置。下面对以上四个算例的边界条件进行描述。在四个算例中,底面均选取热流密度的边界条件,且热流密度设置为 1 MW/m^2 。上壁面、两侧壁面和出入口壁面均设为绝热壁面,流道中固体和冷却剂的接触面设置为流固耦合壁面。入口都设置为速度入口,入口速度设置为 0.6 m/s ,入口冷却剂温度均设置为 300 K 。出口设置为压力出口,且压力均为 6 MPa 。

2 结果与讨论

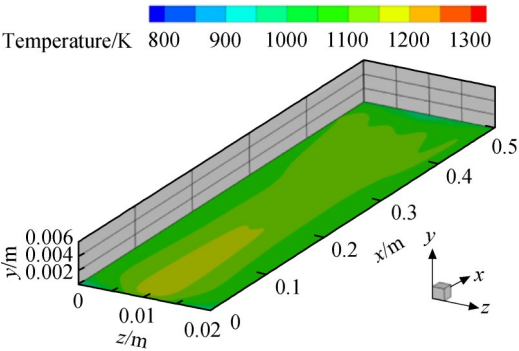
2.1 同向入口 U 型流道平板的不同流道方案
计算结果分析

图 11 为两个燃烧室壁面的温度分布,可以看出出入口相间排布的流道方案有一个明显的局部高温位于图 11(a)的右侧,温度高达 $1\,202\text{ K}$,主要是由于 2 号出口只与一个入口相邻,另一侧是绝热壁面,因此在这个出口位置会形成一个较高的高温区域。入口流道位于平板两侧的流道方案中,局部高温区域位于靠近两出口端的位置,在图 11(b)的中间,温度在 $1\,167\text{ K}$ 左右。表 1 为两个流道方案的底壁面最高温度、最低温度和平均温度与云图非常吻合。

入口流道位于平板两侧的流道方案虽然两个出口流道相邻,冷却剂温度较高,局部冷却效果下降,但从整体冷却效果上比出入口相间排布的流道方案更优。局部高温的温度更低,保证了燃烧室壁面材料的使用安全。局部低温区域的温度略



(a) 出入口相间排布



(b) 入口流道位于平板两侧

图 11 同向入口 U 型流道平板底壁面温度分布
Fig.11 Temperature distribution on the bottom wall of the U-shaped channel plate with the same direction inlet

表 1 同向入口 U 型流道平板底壁面的最高、最低和平均温度

Table 1 Max,min and averaged temperatures on the bottom wall of the U-shaped channel plate with the same direction inlet

流道方案	最高温度/K	最低温度/K	平均温度/K
出入口相间排布	1 202	868	1 118
入口位于两侧	1 167	885	1 105

高,避免了局部过冷,且整体面板温度更加均匀,平均温度更低。

图 12 为两个同向入口 U 型流道平板冷却通道高度中心略偏下位置的截面。很明显地看出两种流道方案中,冷却剂的入口温度相同,但是出口温度有较大的差别。图 12(a)为出入口相间排布的流道方案,由于 2 号出口的位置位于平板边缘,只能与 2 号入口流道发生肋间传热,而 1 号出口的位置位于两个入口中间,能够与两个入口流道

发生肋间传热,且两入口的冷却剂温度非常低,冷却效果更强,吸收了1号出口下方的一部分热量,故而出现2号出口冷却剂温度比1号出口冷却剂高很多的现象。图12(b)为入口流道位于平板两侧的流道方案,由于两个入口位于两侧,两出口位于中间,非常的对称,所以相比于图12(a),流道内冷却剂温度分布也非常均匀且对称。

肋间温度的分布也呈现同样的特点,图12(a)中肋温的高温区位于2号出口一侧,而图12(b)中肋温的高温区位于两出口流道的中间,且温度较图12(a)中略低。值得注意的是,图12(a)中2号入口位于两出口之间,肋间温度的梯度较大,说明受到两出口流道较强烈的肋间传热,吸收的热量明显高于1号入口,故而很明显地看到2号入口

区域的冷却剂温度提升更快。

图13为两个同向入口U型流道平板各通道中心处截面的整体温度分布。图13(a)为出入口相间排布的流道方案,四个截面的流道下方固体温度基本呈现从左到右依次递增。1号出口夹在两个入口之间,2号入口夹在两个出口之间,虽然入口冷却剂温度很低,冷却效果很强,出口冷却剂温度很高,冷却效果略差,但是2号入口流道下方的固体温度要高于1号出口流道下方的固体温度,说明1号出口流道下方的热流有很大一部分被相邻的两个入口流道所吸收,而2号入口流道吸收了很大一部分相邻的两个出口流道下方的热流。

图13(b)为入口流道位于平板两侧的流道方案,由于流道的对称性,两入口流道下方的固体温

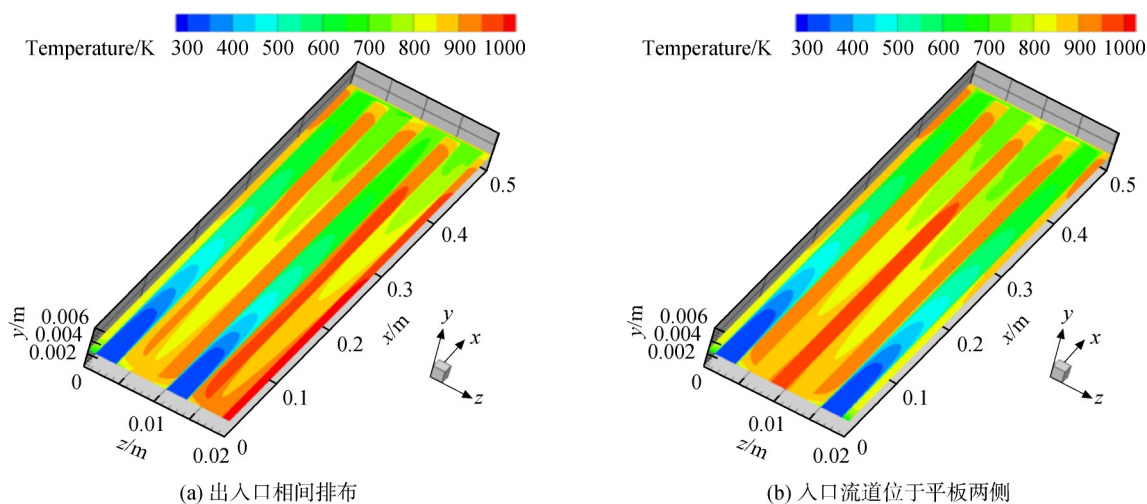


图12 同向入口U型流道平板 $y=0.0025$ m处截面的温度分布

Fig.12 Temperature distribution on the section $y=0.0025$ m of the U-shaped channel plate with the same direction inlet

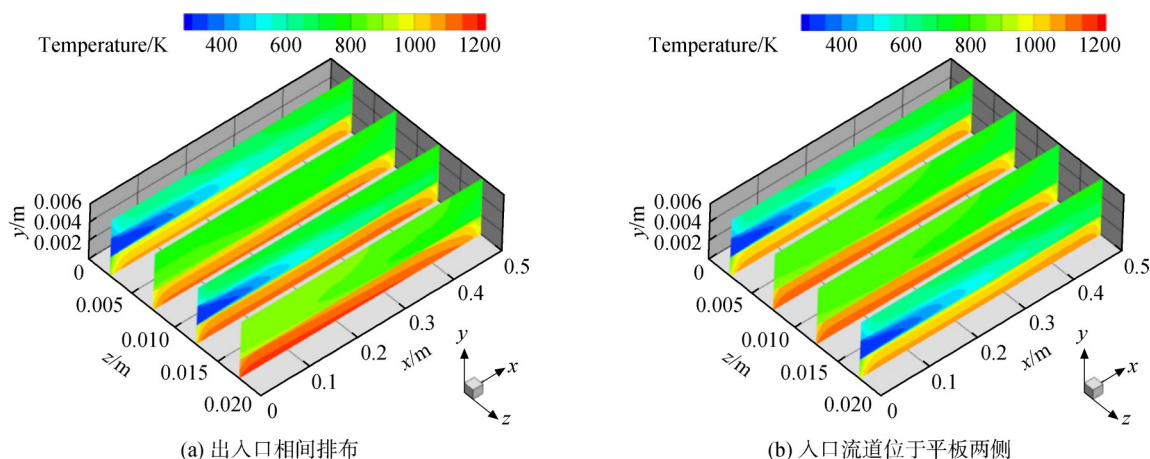


图13 同向入口U型流道平板在不同 z 向截面的温度分布

Fig.13 Temperature distribution on the different z -sections of the U-shaped channel plate with the same direction inlet

度明显高于两出口流道下方的固体温度,且相互对称,与图11中的分析非常吻合。

图14为两个同向入口U型流道平板 $x=0.05, 0.15, 0.25, 0.35, 0.45$ m处截面的温度分布。图14(a)为出入口相间排布的流道方案,由图可以看出,在接近U型通道的回转区域,各流道内冷却剂温度非常接近,肋间的温度等高线基本平直,说明在这个区域,肋间的传热现象并不明显。但是随着越接近出入口区域,各流道内的冷却剂温差就越大,各流道的肋间温度等高线的倾斜角度也就越大。观察1号出口流道两侧的肋间温度等高线,可以发现基本全程都在发生肋间换热,热量由1号出口流道传向两个相邻的入口流道,且越接近出入口区域,肋间传热发生得越剧烈。另外由于1号入口流道的冷却剂温度一直低于2号入口流道的冷却剂温度,故而1号出口流道与1号入口流道发生的肋间传热也较2号入口流道更为剧烈。同理,观察2号入口流道两侧的肋间温度等高线,其规律与1号出口流道两侧的肋间温度

等高线类似。只不过是热量由两个相邻的出口流道传向2号入口流道,且由于2号出口流道的冷却剂温度一直高于1号出口流道的冷却剂温度,故而2号入口流道与2号出口流道发生的肋间传热也较1号出口流道更为剧烈。

图14(b)为入口流道位于平板两侧的流道方案。由于其流道布置的对称性,中间两个出口流道的冷却剂温度保持一致,所以其肋间温度等高线全程平直,基本没有发生肋间传热。两个入口流道与出口流道间的肋间温度等高线全程对称,其规律和图14(a)类似,随着越接近出入口区域,出入口流道内的冷却剂温差就越大,各出入口流道的肋间温度等高线的倾斜角度也就越大,肋间换热也就更加剧烈。

图15为两同向入口U型流道平板各流道中心处截面的冷却剂温度分布,表2为两种流道方案的冷却剂出入口温度。图15(a)为出入口相间排布的流道方案,很明显地看出,两个入口的冷却剂温度都为300 K,但是由于其流道布置的特点,

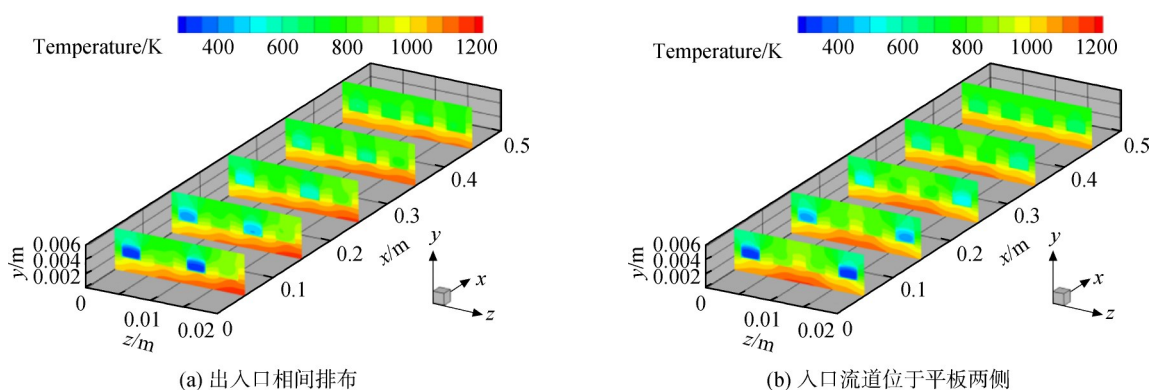


图14 同向入口U型流道平板在不同 x 向截面的温度分布

Fig.14 Temperature distribution on the different x -sections of the U-shaped channel plate with the same direction inlet

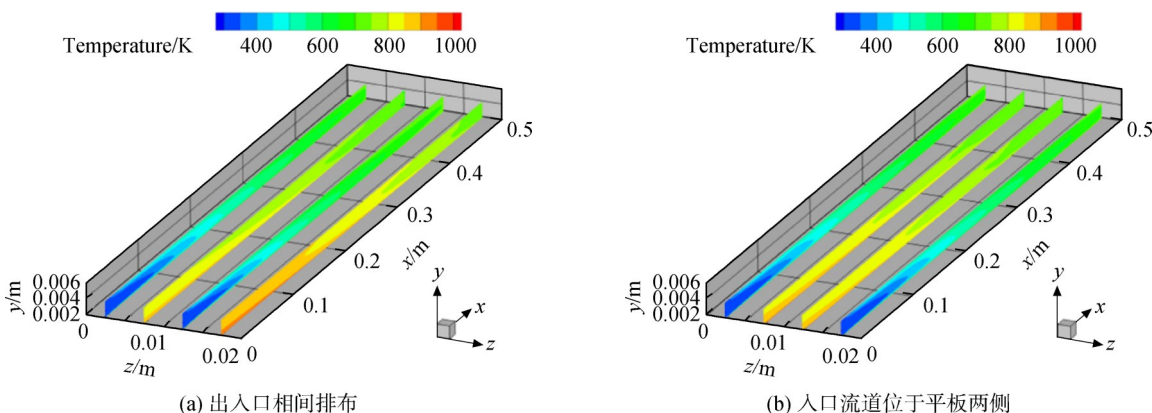


图15 同向入口U型流道平板各通道中心处截面的冷却剂温度分布

Fig.15 Coolant temperature distribution on the center section of each channel of U-shaped channel plate with the same direction inlet

表 2 同向入口 U 型流道平板冷却剂出入口温度

Table 2 Inlet and outlet coolant temperature of U-shaped channel plate with the same direction inlet

流道方案	温度/K			
	1号入口流道	1号出口流道	2号入口流道	2号出口流道
出入口相间排布	300	856	300	924
入口位于两侧	300	888	300	888

2号入口流道内的冷却剂温度提升速度明显高于1号入口流道。相应的2号出口流道内的冷却剂温度明显高于1号出口流道内的冷却剂温度,出口冷却剂温度一个为856 K,另一个为924 K。图15(b)为入口流道位于平板两侧的流道方案,特点还是其对称性,入口冷却剂温度都为300 K,出口冷却剂温度都为888 K,出入口流道内的冷却剂温度分布也分别相同。

图16和图17分别为各同向入口U型流道平

板流道中心处截面的冷却剂流速分布和密度分布,表3为出口冷却剂物性及压降。根据冷却剂的物性,随着温度的提升,密度会急剧减小,但是冷却剂的质量流量是一定的,因而流速会相应地提升。

图16(a)和图17(a)为出入口相间排布流道方案的冷却剂流速分布和密度分布。与其冷却剂温度分布相对应,由于其2号入口流道的冷却剂温度较1号入口流道的冷却剂温度提升得更快,

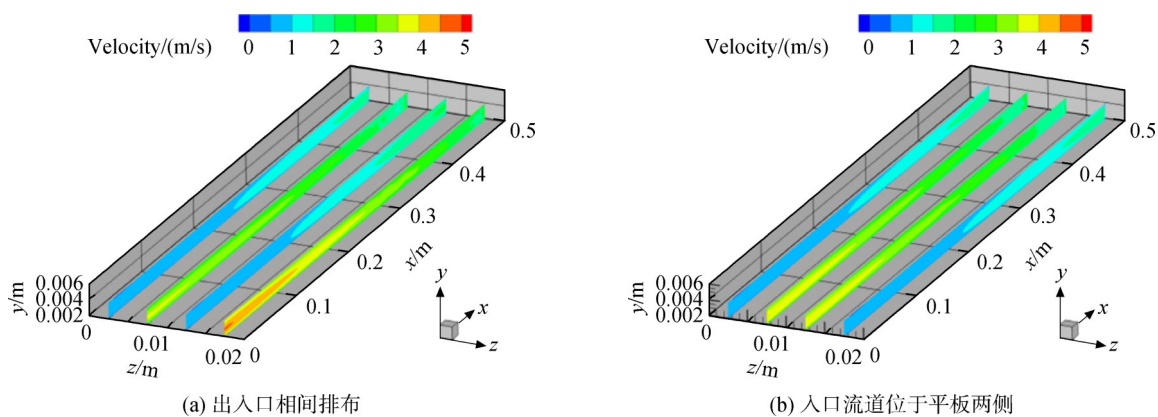


图16 同向入口U型流道平板各通道中心处截面的冷却剂流速分布

Fig.16 Distribution of coolant flow velocity on the center section of each channel of a U-shaped channel plate with the same direction inlet

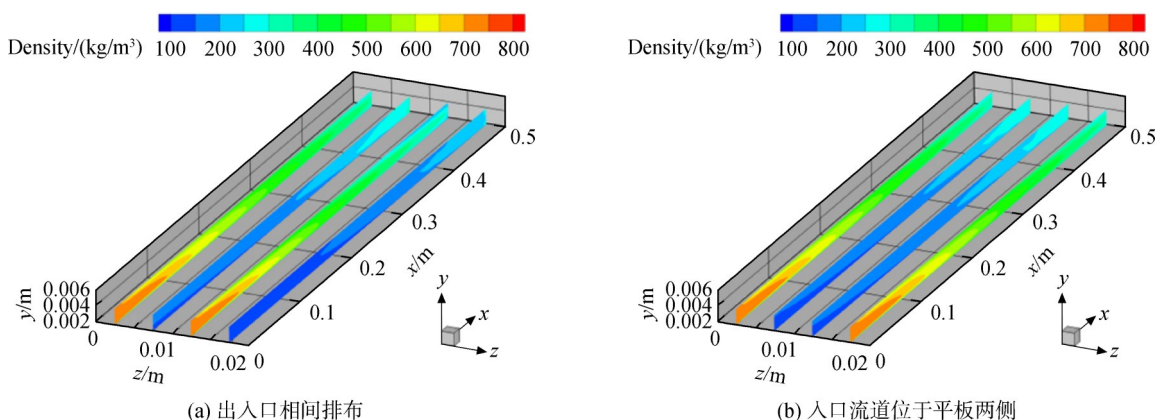


图17 同向入口U型流道平板各通道中心处截面的冷却剂密度分布

Fig.17 Distribution of coolant density on the center section of each channel of a U-shaped channel plate with the same direction inlet

表 3 同向入口 U 型流道平板出口冷却剂物性及压降

Table 3 Physical properties and pressure drop of outlet coolant in the U-shaped channel plate with the same direction inlet

流道方案	流速/(m/s)		密度/(kg/m ³)		压降/Pa	
	1号出口	2号出口	1号出口	2号出口	1号出口	2号出口
出入口相间排布	2.49	3.18	145	111	4 565	5 435
入口位于两侧	2.81	2.81	131	131	4 980	4 980

其流速的增长也更快,密度的减小也更快。对比其出口流速,1号出口的流速为 2.49 m/s,2号出口的流速为 3.18 m/s,明显高于1号出口。对比其出口密度,1号出口的密度为 145 kg/m³,2号出口的密度为 111 kg/m³,明显小于1号出口。更快的流速也会带来更大的压降,1号出口的压降为 4 565 Pa,2号出口压降为 5 435 Pa,明显高于1号出口。

图 16(b)和图 17(b)为入口流道位于平板两侧的流道方案的冷却剂流速分布和密度分布。由于其对称性,两出口的流速都为 2.81 m/s,密度都为 131 kg/m³,压降都为 4 980 Pa。各数据基本都介于出入口相间排布流道方案中的两个出口之间,对称性和整体的均匀性是其比较大的特点。

从整体冷却效果来对比,同为同向入口 U 型流道平板,不同的流道方案有着很明显的区别和特点。出入口相间排布的流道方案,由于其必定会有一个流道出口位于平板的边缘,所以一定会存在一个较为明显的局部高温区域,且整个燃烧室壁面温度会呈现出一侧温度低且向另一侧高温区过渡的分布。而入口流道位于平板两侧的流道方案,由于入口流道放在平板的边缘,把出口流道放在中间,能够减小局部高温区域的温度,并使整

体面板温度分布更为对称。

2.2 反向入口 U 型流道平板的不同流道方案
计算结果分析

图 18为两个燃烧室壁面的温度分布,可以看出出入口相间排布的流道方案有一个明显的局部高温区位于图 18(a)的右后侧,温度在 1 160 K 左右,和文中第 2.1 节中同向入口 U 型流道平板的出入口相间排布流道相类似,主要是由于2号出口只与一个入口相邻,另一侧是绝热壁面,因此在这个出口位置会形成一个较高的高温区域。

入口流道位于平板两侧的流道方案中,局部高温区域位于燃烧室壁面的中心区域,温度在 1 121 K 左右。形成这种温度分布的主要原因在于,因为流道构型为反向入口 U 型流道平板,1号出口流道的出口区域处于1号入口流道的入口区域和2号出口流道的回转段之间,1号流道入口区域的冷却剂温度非常低,冷却效果很强,2号出口流道的回转段的冷却剂温度也要比出口冷却剂温度低很多,因此整体的冷却效果使得出口处的壁面温度相对较低,而局部高温区出现在1号出口流道和2号出口流道的中间流段,也就是图 18(b)中的中心区域。表 4为两个流道方案的底壁面最高温度、最低温度和平均温度,与云图非常吻合。

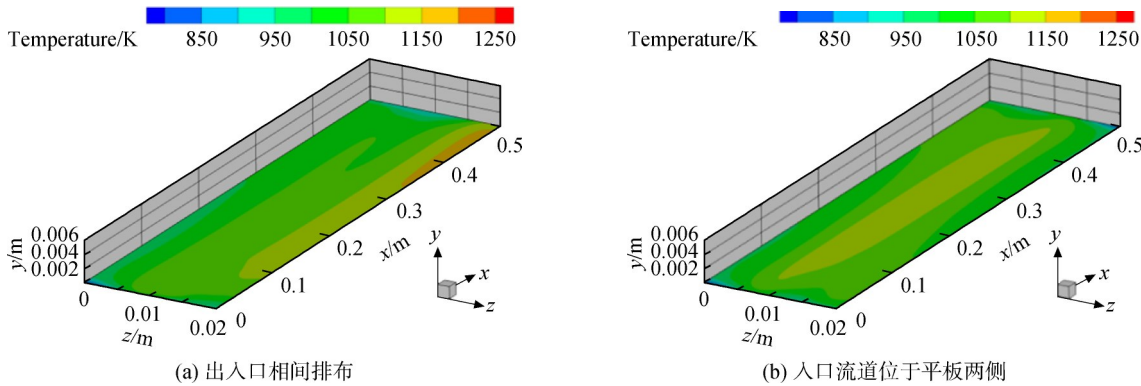


图 18 反向入口 U 型流道平板底壁面温度分布

Fig.18 Temperature distribution on the bottom wall of the U-shaped channel plate with reverse inlet

表 4 反向入口 U 型流道平板底壁面的最高、最低和平均温度

Table 4 Max, min and averaged temperatures on the bottom wall of the U-shaped channel plate with reverse inlet

流道方案	最高温度/K	最低温度/K	平均温度/K
出入口相间排布	1 160	829	1 063
入口位于两侧	1 121	832	1 063

入口流道位于平板两侧的流道方案整体上反向对称,两个出口流道反向相邻,局部高温区域出现在燃烧室壁面的中心区域,且最高温低于出入口相间排布的流道方案的最高温,更能保证燃烧室壁面材料的使用安全。两种流道方案的最低温和平均温度相差不多,但是出入口相间排布的流道方案中,由于 1 号出口流道处于 1 号入口流道和 2 号入口流道之间,通过肋间传热,使得这 3 个流道所处区域的整体冷却效果很好,有很大的一块

低温区域。因此两种流道方案各有其优势,可针对不同的工况,扬长避短地布置不同的流道方案。

图 19 为两个反向入口 U 型流道平板冷却通道高度中心略偏下位置的截面。很明显地看出两种流道方案中,冷却剂的入口温度相同,但是出口温度有较大的差别。图 19(a)为出入口相间排布的流道方案,与同向入口 U 型流道平板的出入口相间排布流道方案类似,由于 2 号出口的位置位于平板边缘,只能与 2 号入口流道发生肋间传热,而 1 号出口的位置位于 1 号入口流道的入口区域和 2 号出口流道的回转段之间,两侧的冷却剂温度非常低,吸收了 1 号出口下方的一部分热量,并伴随较强烈的肋间换热,故而出现 2 号出口冷却剂温度比 1 号出口冷却剂高很多的现象。图 19(b)为入口流道位于平板两侧的流道方案,由于两个入口位于两侧,两出口位于中间,且反向对称,所以相比于图 19(a),流道内冷却剂温度分布也非常均匀且反向对称,两个出口冷却剂温度也相等。

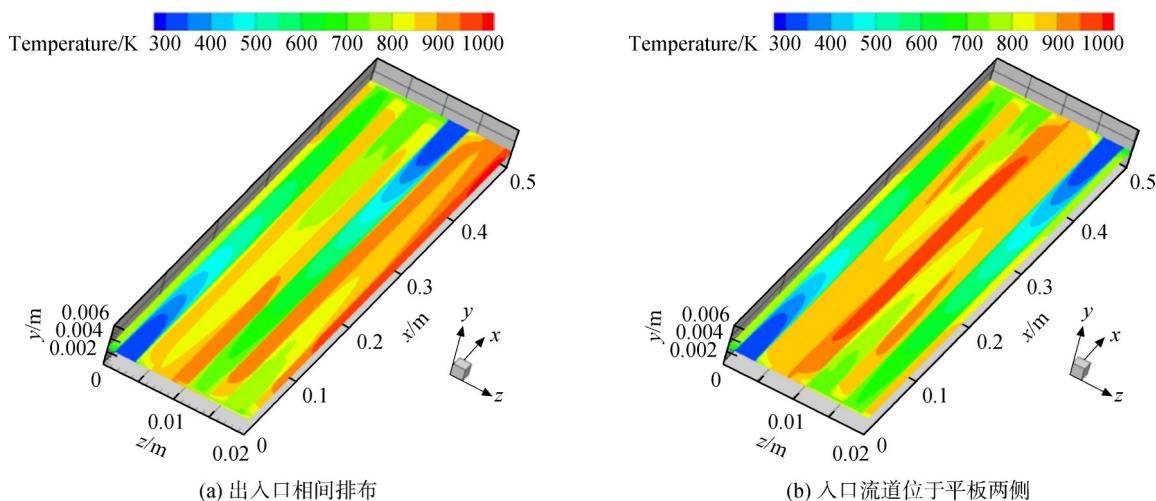


图 19 反向入口 U 型流道平板 $y=0.0025$ m 处截面的温度分布

Fig.19 Temperature distribution on the section $y=0.0025$ m of the U-shaped channel plate with reverse inlet

肋间温度的分布也呈现同样的特点,图 19(a)中肋温的高温区位于 2 号出口一侧,而图 19(b)中肋温的高温区位于两出口流道的中间,且温度较图 19(a)中略低。

图 20 为两个反向入口 U 型流道平板各通道中心处截面的整体温度分布。图 20(a)为出入口相间排布的流道方案,四个截面的流道下方固体温度基本呈现从左到右依次递增的趋势。但中间两个截面中靠近 1 号出口区域的温度略高,主要

是由于此区域为 1 号流道的出口区域和 2 号入口流道的回转区域,冷却剂温度较高,冷却效果下降。

图 20(b)为入口流道位于平板两侧的流道方案,由于流道的对称性,两入口流道下方的固体温度明显高于两出口流道下方的固体温度,且反向对称,与图 18 中的分析非常吻合。

图 21 为两个反向入口 U 型流道平板 $x=0.05, 0.15, 0.25, 0.35, 0.45$ m 处截面的温度分布。

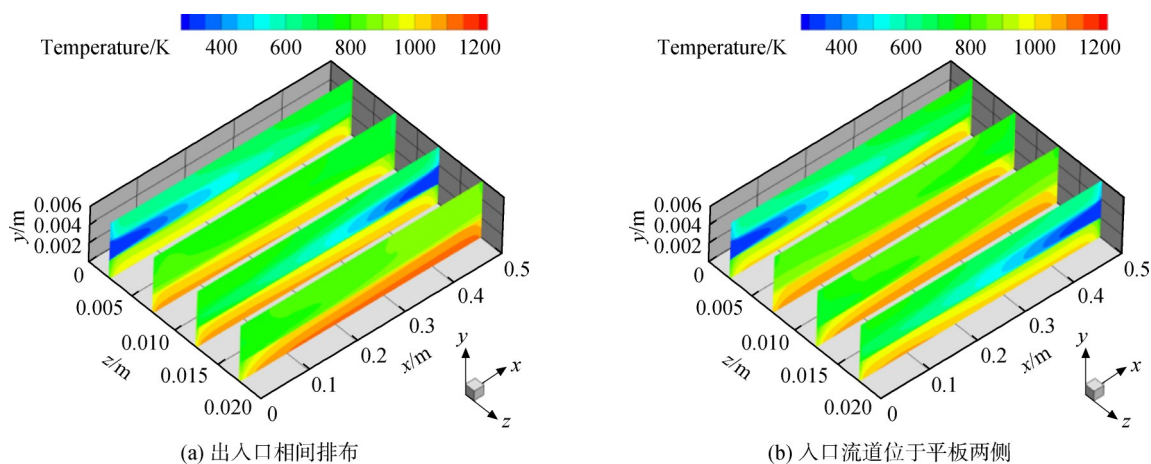
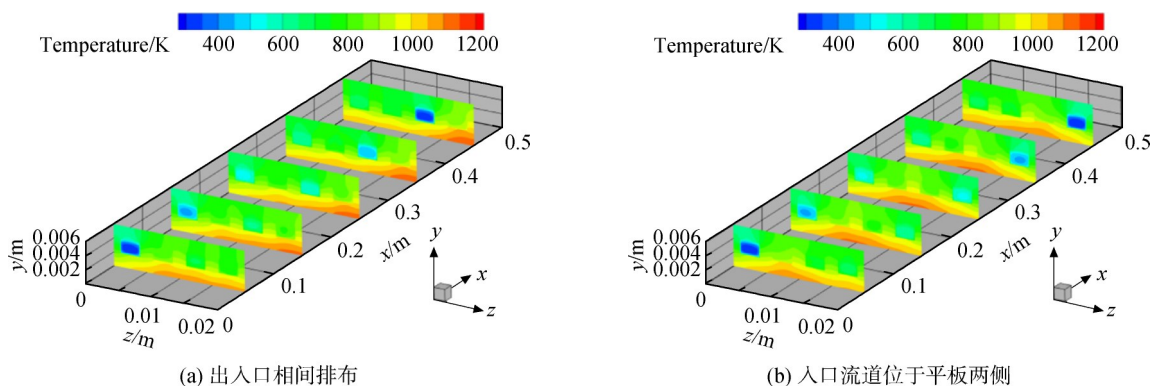
图20 反向入口U型流道平板在不同 z 向截面的温度分布Fig.20 Temperature distribution on the different z -sections of the U-shaped channel plate with reverse inlet图21 反向入口U型流道平板在不同 x 向截面的温度分布Fig.21 Temperature distribution on the different x -sections of the U-shaped channel plate with reverse inlet

图21(a)为出入口相间排布的流道方案,由图可以看出,1号流道和2号流道在接近U型通道的回转区域位置,各流道内冷却剂温度非常接近,肋间的温度等高线基本平直,说明在这个区域,肋间的传热现象并不明显。但是随着越接近出入口区域,各流道内的冷却剂温差就越大,各流道的肋间温度等高线的倾斜角度也就越大。1号出口流道和2号入口流道中的冷却剂温度相差较大,因此这两个流道间的肋间温度等高线的倾斜角度全程存在,但由于两流道内的冷却剂沿同一方向升温,肋间温度等高线的倾斜角度沿流程的变化并不是很大。

图21(b)为入口流道位于平板两侧的流道方案。由于其流道布置的反向对称性,1号流道和2号流道的出入口流道间的肋间温度等高线与图21(a)分布类似。但由于1号出口流道和2号出口流道反向对称,流道内冷却剂温度的分布也反向对

称,因此在中心处,两流道内的冷却剂温度相等,肋间温度等高线基本平直。但随着越接近出口区域,两流道内的冷却剂温差变大,其肋间温度等高线的倾斜角度也逐渐变大,肋间换热逐渐剧烈。

图22为两反向入口U型流道平板各通道中心处截面的冷却剂温度分布,表5为两种流道方案的冷却剂出入口温度。图22(a)为出入口相间排布的流道方案,很明显地看出,两个入口的冷却剂温度都为300 K,但是由于其流道布置的特点,2号入口流道内的冷却剂温度提升速度明显高于1号入口流道。相应的2号出口流道内的冷却剂温度明显高于1号出口流道内的冷却剂温度,且出口冷却剂温度一个为862 K,另一个为912 K。图22(b)为入口流道位于平板两侧的流道方案,特点还是其反向对称性,入口冷却剂温度都为300 K,出口冷却剂温度都为888 K,出入口流道内的冷却剂温度分布也分别相同。

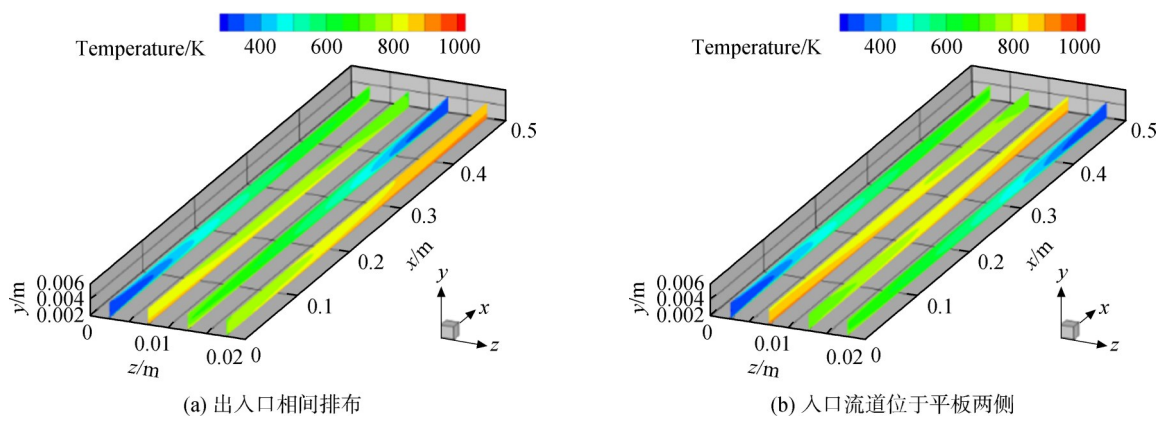


图 22 反向入口 U 型流道平板各通道中心处截面的冷却剂温度分布

Fig.22 Coolant temperature distribution on the center section of each channel of U-shaped channel plate with reverse inlet

表 5 反向入口 U 型流道平板冷却剂出入口温度

Table 5 Inlet and outlet coolant temperatures of U-shaped channel plate with reverse inlet

流道方案	温度 /K			
	1 号入口流道	1 号出口流道	2 号入口流道	2 号出口流道
出入口相间排布	300	862	300	912
入口位于两侧	300	888	300	888

图 23 和图 24 分别为各反向入口 U 型流道平板通道中心处截面的冷却剂流速分布和密度分布,表 6 为出口冷却剂物性及压降。根据冷却剂的物性,随着温度的提升,密度会急剧减小,但是冷却剂的质量流量是一定的,因而流速会相应地提升。

图 23(a)和图 24(a)为出入口相间排布流道方案的冷却剂流速分布和密度分布。与其冷却剂温度分布相对应,由于其 2 号入口流道的冷却剂温度较 1 号入口流道的冷却剂温度提升得更快,

其流速的增长也更快,密度的减小也更快。对比其出口流速,1 号出口的流速为 2.38 m/s,2 号出口的流速为 3.22 m/s,明显高于 1 号出口。对比其出口密度,1 号出口的密度 147 kg/m³,2 号出口的密度为 109 kg/m³,明显小于 1 号出口。更快的流速也会带来更大的压降,1 号出口的压降为 4 344 Pa,2 号出口压降为 5 603 Pa,明显高于 1 号出口。

图 23(b)和图 24(b)为入口流道位于平板两侧的流道方案的冷却剂流速分布和密度分布。由

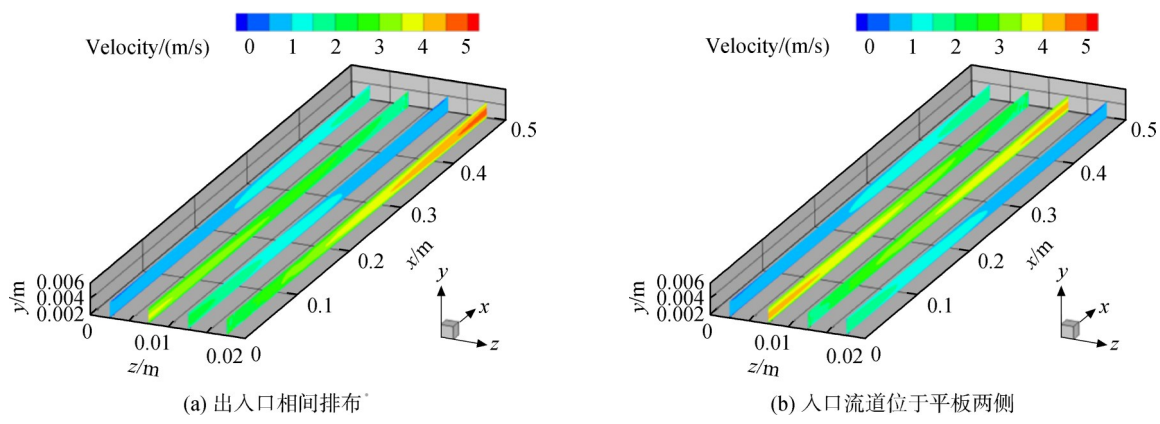


图 23 反向入口 U 型流道平板各通道中心处截面的冷却剂流速分布

Fig.23 Distribution of coolant flow velocity on the center section of the U-shaped channel plate with reverse inlet

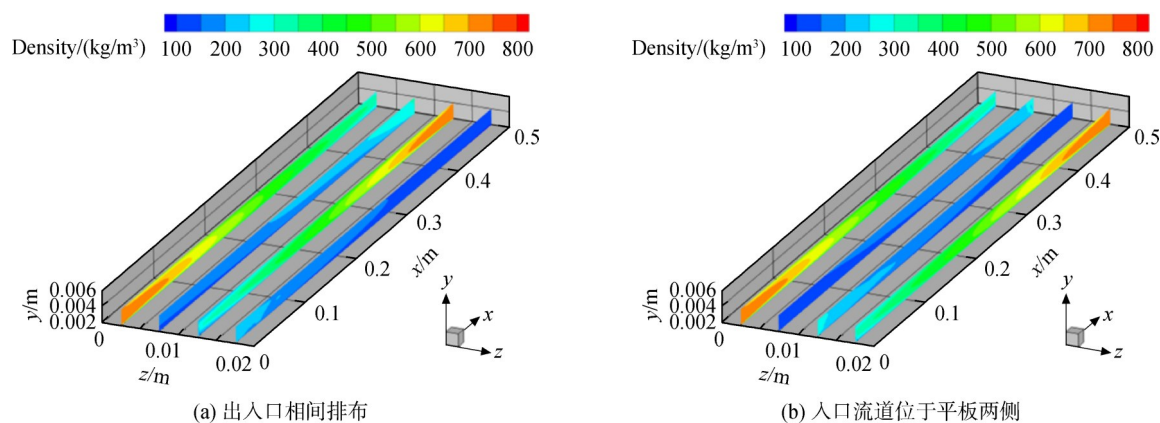


图 24 反向入口 U 型流道平板各通道中心处截面的冷却剂密度分布

Fig.24 Distribution of coolant density on the center section of each channel of a U-shaped channel plate with reverse inlet

表 6 反向入口 U 型流道平板出口冷却剂物性及压降

流道方案	流速/(m/s)		密度/(kg/m³)		压降/Pa	
	1 号出口	2 号出口	1 号出口	2 号出口	1 号出口	2 号出口
出入口相间排布	2.38	3.22	147	109	4 344	5 603
入口位于两侧	2.81	2.81	131	131	4 980	4 980

于其反向对称性,两出口的流速都为 2.81 m/s,密度都为 131 kg/m³,压降都为 4 980 Pa。各数据基本都介于出入口相间排布流道方案中的两个出口之间,反向对称性和整体的均匀性是其比较大的特点。

从整体冷却效果来对比,同为反向入口 U 型流道平板,不同的流道方案有着很明显的区别和特点。出入口相间排布的流道方案,会存在一个较为明显的局部高温区域,且整个燃烧室壁面温度会呈现出一侧温度低且向另一侧高温区过渡的分布。而入口流道位于平板两侧的流道方案,由于入口流道放在平板的边缘,把出口流道放在中间,能够减小局部高温区域的温度,并使整体面板温度分布更为对称。

2.3 不同流道构型的冷却效果对比

之前主要针对同向入口 U 型流道平板和反向入口 U 型流道平板这两种构型,分别对其不同的流道方案进行了研究和讨论。接下来主要对这几种构型的冷却效果进行横向对比,研究讨论其各自的特点与优势。

表 7 为各构型不同流道方案下的底壁面温度,很明显地看出,反向入口 U 型流道平板的最

高温度和平均温度更低,说明在控制局部高温的能力上,反向入口 U 型流道平板更有优势,其冷却效果更加理想。

但是每种构型的各种流道方案得到的底壁面温度分布都有其各自的特点,同向入口 U 型流道平板和反向入口 U 型流道平板的出入口相间排布流道方案更适合于有一定规律的非均匀热流,将流道设计中的局部高温区域匹配到低热流区,将局部过冷的区域匹配到较高热流区,能够使整体的冷却效果更加高效,一定程度上减小冷却剂的质量流量浪费。

同向入口 U 型流道平板和反向入口 U 型流道平板的入口流道位于平板两侧的流道方案就更适用于相对较均匀的热流环境。在同样的热流环境下,其设计特点能够得到较低的局部高温以保护材料安全,并且局部低温区域的温度略高,避免了局部过冷,使得燃烧室壁面整体温度更加均匀且平均温度更低。其中反向入口 U 型流道平板的入口流道位于平板两侧的流道方案,能得到最低的温度峰值和较高的燃烧室壁面最低温度,是针对相对较均匀热流的工况下,性能最好的流道方案。

表 7 各构型不同流道方案下的底壁面温度

Table 7 Bottom wall temperature of different configurations and different channel schemes

通道构型	流道方案	最高温度/K	最低温度/K	平均温度/K
同向入口 U 型流道平板	出入口相间排布	1 202	868	1 118
	入口位于两侧	1 167	885	1 105
反向入口 U 型流道平板	出入口相间排布	1 160	829	1 063
	入口位于两侧	1 121	832	1 063

3 结 论

本文主要对 U 型冷却流道平板的不同流道方案进行了四组三维仿真模拟。主要针对同向入口 U 型流道平板和反向入口 U 型流道平板这两种构型进行研究,并在每一种构型中采用不同的冷却剂出入口方案,并对不同方案的冷却效果进行研究和对比,主要得到以下结论:

1) 同向入口 U 型流道平板和反向入口 U 型流道平板的出入口相间排布的流道方案更适用于有一定规律的非均匀热流,将流道设计中的局部高温区域匹配到低热流区,将局部过冷的区域匹配到较高热流区,能够使整体的冷却效果更加高效,一定程度上减小冷却剂的质量流量浪费。

2) 同向入口 U 型流道平板和反向入口 U 型流道平板的入口流道位于平板两侧的流道方案就更适用于相对较均匀的热流环境。在同样的热流环境下,其设计特点能够得到较低的局部高温以保护材料安全,并且局部低温区域的温度略高,避免了局部过冷,使得燃烧室壁面整体温度更加均匀且平均温度更低。

3) 相比之下,在针对相对较均匀热流的工况下,反向入口 U 型流道平板的入口流道位于平板两侧的流道方案,能得到最低的温度峰值和较高的燃烧室壁面最低温,整体分布非常均匀且平均温度较低,是一种针对均匀热流工况比较理想的流道方案。

4) 这种 U 型流道平板与传统冷却流道设计的最大区别在于,由于相邻流道间冷却剂的温差较大,会发生较为强烈的肋间传热,并且较低温的冷却剂流道能够从燃烧室壁面吸收更多的热流,能明显减小相邻高温流道的冷却负担。这种设计对于降低局部高温和避免局部过冷,起到很大的作用。

参考文献:

- [1] CURRAN E T. Scramjet engines: the first forty years[J]. Journal of Propulsion and Power, 2001, 17(6): 1138-1148.
- [2] 王振国, 梁剑寒, 丁猛, 等. 高超声速飞行器动力系统研究进展[J]. 力学进展, 2009, 39(6): 716-739.
WANG Zhenguo, LIANG Jianhan, DING Meng, et al. A review on hypersonic airbreathing propulsion system[J]. Advances in Mechanics, 2009, 39(6): 716-739. (in Chinese)
- [3] 王振国, 罗世彬, 吴建军. 可重复使用运载器研究进展[M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 2004.
- [4] 罗世彬, 吴先宇, 罗文彩, 等. 机身推进系统一体化高超声速飞行器冷却性能分析[J]. 弹箭与制导学报, 2004, 24(1): 56-62.
LUO Shibin, WU Xianyu, LUO Wencai, et al. Cooling analysis of an airframe propulsion integrated hypersonic vehicle[J]. Journal of Projectiles, Rockets, Missiles and Guidance, 2004, 24(1): 56-62. (in Chinese)
- [5] 西格尔 C. 超燃冲压发动机: 过程和特性[M]. 张新国, 译. 北京: 航空工业出版社, 2012.
- [6] 俞刚, 范学军. 超声速燃烧与高超声速推进[J]. 力学进展, 2013, 43(5): 449-471.
YU Gang, FAN Xuejun. Supersonic combustion and hypersonic propulsion[J]. Advances in Mechanics, 2013, 43(5): 449-471. (in Chinese)
- [7] FAN X, GONG Y, LI J, et al. Combustion and ignition of thermally cracked kerosene in supersonic model combustors[J]. Journal of Propulsion and Power, 2007, 23(2): 317-324.
- [8] EDWARDS T. Liquid fuels and propellants for aero-space propulsion: 1903—2003[J]. Journal of Propulsion and Power, 2003, 19(6): 1089-1107.
- [9] ALGARNI A Z, SAHIN A Z, YIBAS B S, et al. Cooling of aerospace plane using liquid hydrogen and methane[J]. Journal of Aircraft, 1995, 32(3): 539-546.
- [10] 吴峰, 王秋旺, 罗来勤, 等. 液体火箭发动机推力室冷却通道传热优化计算[J]. 推进技术, 2006, 27(3): 197-200.
WU Feng, WANG Qiuwang, LUO Laiqin, et al. Numerical optimization simulation on heat transfer in cooling channel of H_2/O_2 liquid rocket engine thrust chamber[J]. Journal of Propulsion Technology, 2006, 27(3): 197-200. (in Chinese)
- [11] 王厚庆, 何国强, 刘佩进, 等. 超燃冲压发动机燃烧室新型热结构的优化设计[J]. 推进技术, 2009, 30(3): 263-266, 313.

- WANG Houqing, HE Guoqiang, LIU Peijin, et al. Optimized design on a new type thermal structure of scramjet combustor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(3):263-266, 313. (in Chinese)
- [12] 牛禄,程惠尔,李明辉.高宽比和粗糙度对再生冷却通道流动的影响[J].上海交通大学学报,2002,36(11):1612-1615. NIU Lu, CHENG Huier, LI Minghui. Effects of aspect ratio and wall roughness on flow in regenerative cooling channels [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2002, 36(11): 1612-1615. (in Chinese)
- [13] 陈建华,杨宝庆,周立新,等.人为粗糙度强化换热机理分析及效果评估[J].火箭推进,2004,30(4):1-5. CHEN Jianhua, YANG Baoqing, ZHOU Lixin, et al. The mechanism and effect of artificial roughness on heat transfer enhancement[J]. Rocket Propulsion, 2004, 30(4):1-5. (in Chinese)
- [14] YOUN B, MILLS A F. Cooling panel optimization for the Active cooling system of a hypersonic aircraft[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 1995, 9(1):136-143.
- [15] 蒋劲,张若凌,乐嘉陵.超燃冲压发动机再生冷却热结构设计
- 的计算工具[J].实验流体力学,2006,20(3):1-7.
- JIANG Jin, ZHANG Ruoling, LE Jialing. The calculational tool of thermal structure design for regeneratively cooled scramjet[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2006, 20(3):1-7. (in Chinese)
- [16] FALEMPIN F, BOUCHEZ M, SALMON T, et al. An innovative technology for fuel-cooled composite materials structure[R]. AIAA-2001-3703, 2001.
- [17] WOSCHNAK A, OSCHWALD M. Thermal and fluid mechanical analysis of high aspect ratio cooling channels[R]. AIAA-2001-3404, 2001.
- [18] ZHONG F, FAN X, GONG Y, et al. Heat transfer of aviation kerosene at supercritical conditions[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2009, 23(3):543-550.
- [19] WARD T A, ERVIN J S, SHAFER L, et al. Pressure effects on flowing mildly-cracked *n*-decane[J]. Journal of Propulsion and Power, 2005, 21(2):344-355.
- [20] 王永鹏,范学军,仲峰泉,等.三维冷却结构中航空煤油对流传热特性实验研究[C]//高超声速科技学术会议.江苏无锡:中国科技学院高超声速科技中心,2010:1-7.

(编辑:陈越)