

文章编号: 1000-8055(2007)04-0540-07

扰流柱直径对倾斜出气孔层板内流动和 换热影响的数值研究

陶 智, 吕 东, 丁水汀, 徐国强

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

摘 要: 用数值模拟的方法,研究了倾斜出气孔层板结构最小单元体内扰流柱直径对于层板内流阻和换热的影响.采用了非结构化网格,并对气流转角较大区域做了局部加密;选择 $k-\varepsilon$ 湍流模型方程,配以壁面函数率,求解稳态无旋转的层板;采用了流体域与固体域耦合求解法计算耦合换热.给出了计算结果并分析了流动和换热情况.研究表明:适当增加扰流柱直径有利于降低流阻、提高冷却效率.

关 键 词: 航空、航天推进系统;层板;流阻;换热;出气孔;扰流柱直径

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Numerical study on the influences of pin-fin diameter on the flow resistance and heat transfer of leaning vent hole lamilloy

TAO Zhi, L Ü Dong, DING Shui-ting, XU Guo-qiang

(National Key Laboratory on Aero-Engines, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The influence of pin-fins diameter of minimum elements in the leaning vent hole lamilloy upon the flow resistance and heat transfer was studied through numerical simulation. A locally increased grid density was applied to the bigger area of flow angle with the help of unstructured grid method. $k-\varepsilon$ model equation was used to resolve the steady lamilloy along with fixed wall function. The coupling heat transfer was calculated using fluid area and solid area coupling solution. The calculated results were presented, helping to analyze the flow and heat transfer. The research results show that, proper increase of pin-fins diameter is helpful to decrease the flow resistance and increase the cooling efficiency.

Key words: aerospace propulsion system; lamilloy; flow resistance; heat transfer; vent hole; pin-fin diameter

层板结构被普遍认为具有较好的冷却性能,适用于下一代高推比和高涡轮前温度的航空发动机^[1].国外于 20 世纪 70 年代开始研究该技术,美国以将其作为 IHPTET 计划中的一部分,艾尔逊公司和 NASA 承担了主要的研究工作,在实验和数值计算方面都积累了大量的数据和工程经验,并且已经将其应用于部分型号的燃烧室和涡轮叶

片的冷却上^[2].中国在该领域起步较晚,西北工业大学的刘松龄等人对出气孔垂直的层板结构进行了实验和数值模拟研究.但在涡轮叶片的冷却结构中,大部分气膜孔是倾斜的,本文将以 141 型层板为研究对象,利用数值模拟的方法研究出气孔倾斜的情况下,内部扰流柱直径变化对流阻和换

收稿日期: 2006-04-23; 修订日期: 2006-12-18

作者简介: 陶智(1963-),男,辽宁大连人,北京航空航天大学能源与动力工程学院“长江学者”特聘教授,博士,从事航空发动机热端旋转部件内的流动与换热过程研究.

热的影响。

1 数值模拟方法

1.1 几何建模

典型的层板是由多层孔板以及板间支撑物构成,对于单层层板来说,其基本结构单元包括“进气板”、“进气孔”、“扰流柱”、“出气板”、“出气孔”共五种,参见图1。扰流柱在结构上连接和支撑了进气板和出气板;而进气孔和出气孔则连通了层板内腔和层板两侧。使用“进气孔”、“扰流柱”、“出气孔”这三种元件的数量和相对位置关系,可以对层板进行类型划分,图1显示的即为一种比较典型的划分方式,在本文的研究工作中称为141型层板,因为其中,上述三种元件的数量比为1:4:1。以这种划分和命名方式为基础的还有121型、181型和1G1(G代表16)型,具体结构可参见文献[3]。由于层板中扰流柱和气孔的排列具有周期性和对称性,可以将层板看成是多个几何形状一致的单元体排列组合而成的。本文所研究的出气孔倾斜的141型层板的最小单元体包括有2个“1/4进气孔”、2个“扰流柱”、1个“1/2出气孔”和对应的进、出气板。在整个层板各位置上工况一致的假设下,可以认为每个最小单元体内的流动和换热情况都相同,因此可以把最小单元体作为研究和计算的对象,借此来研究整个层板的流阻和换热特性。

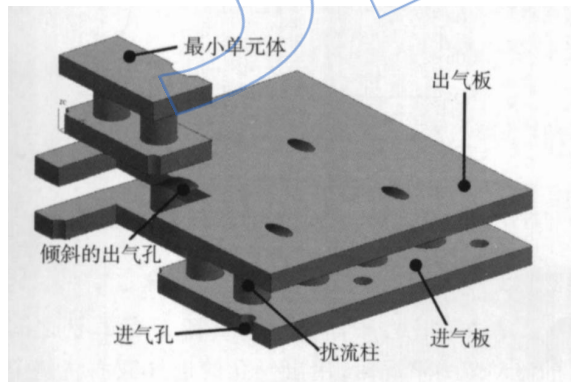


图1 层板结构三维视图

Fig.1 3-Dimension view of lamilloy 141

为本文和以后的研究工作方便,对层板采用了参数化的几何结构建模,所涉及到的参数有:进气孔直径 d_1 ;扰流柱直径 D ;出气孔直径 d_2 ;进气板厚度 h_1 ;扰流柱高度 H ;出气板厚度 h_2 ;进气孔轴线间距 L ,以及出气孔轴线与层板法向夹角 α 。个别层板存在进气孔轴线间距不等,以及扰流柱

和出气孔不在中心位置的现象,不在研究和参数化建模之列。

扰流柱是层板的一个重要元件,它的大小,影响了层板内气流流动路径以及旋涡的位置和强度,在换热方面,它直接改变了层板内腔的换热面积以及对流换热系数的分布,是一个影响层板性能的重要和敏感参数。本文将在固定 $d_1 = d_2 = 0.5 \text{ mm}$; $h_1 = h_2 = 0.5 \text{ mm}$; $H = 1 \text{ mm}$; $L = 4 \text{ mm}$; $\alpha = 60^\circ$ 几个参数不变和相同工况的条件下,改变扰流柱直径 D 分别为0.4, 0.8, 1.2, 1.5, 1.7 mm和1.8 mm,来研究扰流柱直径对层板性能的影响。

1.2 网格划分

本文中的所有算例,均采用四面体网格,四面体网格(即非结构化网格)具有贴体、灵活、适应性强、利于局部加密等特点,比较适合本计算。经过对每个模型的网格无关解验证(即通过不同网格密度下收敛解的结果比较,找到不影响计算结果的最合适网格密度),确定最合适的网格边长为0.04 mm,为进气孔轴线间距 L 的1%。同时,对流体域壁面附近网格采用了层状加密以保证边界层计算的精度,而对于出气孔附近流体转角较大(150°)的区域,网格的密度被大大增加,网格边长减小到了0.02 mm。

以 $D = 1.2 \text{ mm}$ 的模型为例,流体区域网格节点数为184 983个,单元数为876 577个,其中四面体单元数为803 591个,棱柱体单元数为72 986个;固体区域网格节点数为284 637个,单元数为1 576 039个,因为固体区域没有边界层加密,所以全部为四面体网格。

1.3 计算方法及参数选取

本文计算采用的求解器是商用CFD程序CFX-Solver,版本为10.0。使用了其可压缩流体和 $k-\varepsilon$ 湍流模型方程,配以壁面函数来求解稳态无旋转的层板流动,同时通过求解总能量方程来计算流体与固体区域的耦合换热,并且忽略了浮升力和辐射换热。流体工质为理想空气,其动力学粘性系数为 $1.831 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$,导热系数为 $0.0261 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 。固体材料为一种耐热合金钢,其导热系数为 $15 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 。

1.4 边界条件

由于本文研究的是几何结构对层板性能的影响,故每组工况中所有模型的边界条件都相同。多组算例的入口条件分别为流量 $m = 2 \times 10^{-6}$, $3 \times$

$10^{-6}, 4 \times 10^{-6}, 5 \times 10^{-6}, 6 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$; 所有算例的出口条件均为平均静压 $p = 101\,325 \text{ Pa}$; 固体区域中, 燃气面热流密度 $q = 50\,000 \text{ W/m}^2$, 冷气面绝热. 如图 2 所示, 模型两端相对应的固体边界和流体边界, 都被赋予了直线型周期性边界条件. 其余切割表面都是对称性边界条件.

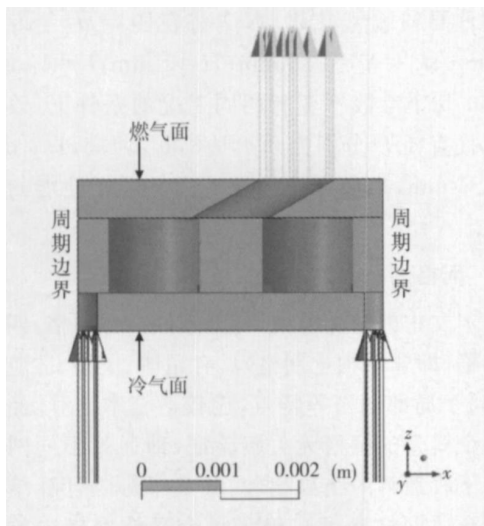


图2 边界条件示意图

Fig.2 Boundary conditions

2 结果及分析

2.1 流动阻力及结果分析

2.1.1 层板流动特点

对于不同流量以及不同的扰流柱直径, 层板流动结构和特点具有一定的相似性, 现以入口流量 $m = 5 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$, 扰流柱直径 $D = 1.5 \text{ mm}$ 的算例来介绍层板流动的特点. 图 3 即为上述算例中, 层板内腔流线图, 通过对流线形式的观察, 可以发现典型层板流动可以分为三个阶段: 第一段是进气冲击流动, 发生于进气孔以及进气孔所对应的冲击靶面, 在本文所研究的非旋转工况下, 该冲击流动为直冲击; 第二段为圆柱绕流流动, 发生于冲击流动之后, 经过扰流柱的前缘, 扰流柱间通道以及扰流柱尾缘, 这一阶段的流动中, 大部分流量比较靠近内腔的上表面(即出气板), 而远离该表面的流动大部分是以旋涡为主要的存在状态; 第三阶段是出气节流流动, 发生于扰流柱尾缘和倾斜的出气孔, 该阶段流动由于流通面积突然减小, 导致流动速度剧烈增加, 而靠近孔腹面, 由于流线转角达到了 150° , 形成了一个强烈的低压区, 阻力较大.

截取图 3 中的一根流线, 观察其沿程的总压

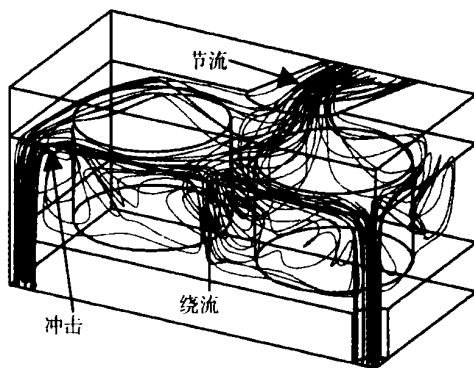


图3 层板流动流线图

Fig.3 Streamlines of fluid region

变化, 示于图 4, 该图纵坐标为沿程总压 p^* , 横坐标为流线上取点的标号 N , 其中原点为流线的起点, 由图 4 可知, 该流线经历了 3 次比较明显的总压损失: 第一次总压损失发生于冲击点附近; 第二次损失发生于扰流柱的前缘; 第三总压次损失, 也是最大的一次, 发生于出气孔, 流动在这三处之外, 总压基本上没有变化. 由此我们可以看出, 进气射流冲击和扰流柱前缘冲击以及出气孔节流, 是层板流动总压损失的主要部分, 而后者更是占到了全部损失的一半左右.

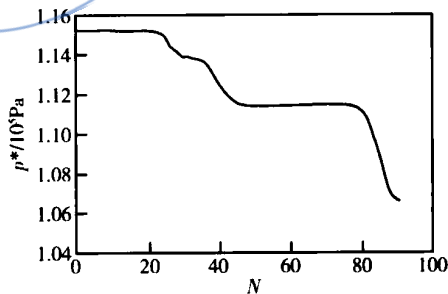


图4 流线沿程总压变化

Fig.4 Total pressure on a streamline

2.1.2 扰流柱直径 D 对流阻的影响

本文在比较不同扰流柱直径 D 的算例之间的流动阻力情况时, 用出气孔的进气截面将整个流动划分为“层板内腔流动”(Part a)和“层板出气孔流动”(Part b)两个部分, 意在研究直径 D 变化对两部分流动阻力的分别影响, 进而更准确的评价其对整个系统的流阻影响. 图 5 和图 6 即分别显示了入口流量为 $3 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$ 和 $5 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$ 两种工况下, 这种影响的情况. 由图可知, 随着扰流柱直径的增大, Part a 和 Part b 以及整体的 (Total) 总压损失 Δp^* , 都有所减小. 例如图 6 中, 扰流柱直径 $D = 1.8 \text{ mm}$ 的模型相对于 $D =$

0.4 mm 的模型, Part a 的 Δp^* 减小了 6.3 %; Part b 的 Δp^* 减小了 11.8 %; 总损失减小了 8.9 %。可见, 增加扰流柱直径 D , 有利于减小层板的流动阻力。

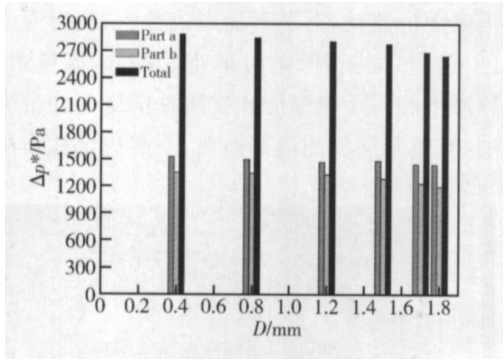


图 5 $m = 3 \times 10^{-6}$ kg/s 时, 层板总压损失
Fig. 5 Total pressure loss ($m = 3 \times 10^{-6}$ kg/s)

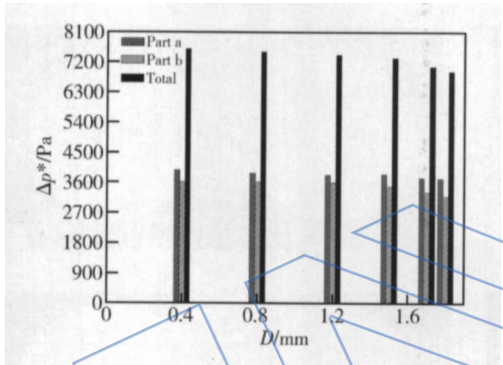


图 6 $m = 5 \times 10^{-6}$ kg/s 时, 层板总压损失
Fig. 6 Total pressure loss ($m = 5 \times 10^{-6}$ kg/s)

通常意义上说, 作为流动阻力元件的扰流柱, 增大其直径会导致整体流动阻力的增加, 本文的研究结果是个例外。对于第一部分流动来说, 扰流柱的变化, 并不会直接改变进气冲击流动的形式, 改变最大的是内腔的体积和流通截面积。而内腔的体积和流通面积, 决定了气流在内腔的膨胀程度。扰流柱直径 $D = 0.4$ mm 和 1.8 mm 时层板内腔的平均流通面积减少了约 60 %, 而在进气孔截面积远远小于层板内腔流通面积的情况下, 这意味着气流在内腔膨胀的程度减小了。膨胀程度的减小, 有助于减小总压损失。对于第二部分流动来说, 扰流柱直径的改变, 直接改变了出气孔入口附近的流型。图 7 中对比了扰流柱直径分别为 0.4 mm 和 0.8 mm 时, 在扰流柱尾缘到出气孔入口之间区域切面上的速度矢量分布, 可见扰流柱增大使得气流以更小的转角进入出气孔, 显然这更有利于流体以更小的阻力通过出气孔。

在本文的计算范围中 ($0.4 < D < 1.8$ mm), 扰流柱直径 D 的增加有利于减小流阻, 但是这并

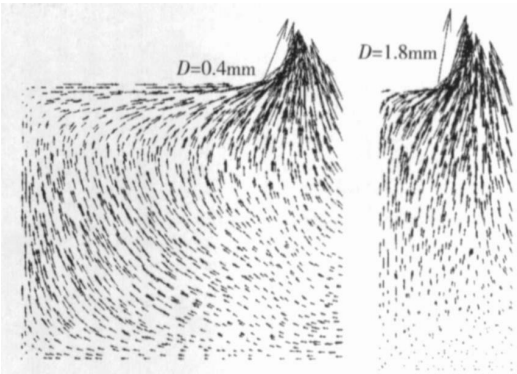


图 7 扰流柱直径 D 为 0.4 mm 和 1.8 mm 时, 扰流柱尾缘速度矢量对比
Fig. 7 Velocity vectors in pin-fins tail edge area ($D = 0.4$ mm and 1.8 mm)

不意味着可以在层板设计中可以无限制的增大扰流柱直径, 首先因为会受到进气孔轴线间距 L 的限制 ($D < L/2$), 其次, 可以设想, 当扰流柱增大到使得通道最小截面积与进气孔面积相当的时候, 气体会在狭窄处产生节流流动, 流阻会剧烈的增加。

2.2 换热及结果分析
2.2.1 层板换热特点

层板内腔的换热主要发生于三种表面——内腔上表面(出气板)、扰流柱侧面和内腔下表面(进气板), 除此以外, 还有各开孔产生的孔面, 因面积较小, 流动形式相似, 不在研究之列。下面以进气孔流量为 $m = 6 \times 10^{-6}$ kg/s 的一组算例, 分析上述三种表面上换热特点。

图 8 中显示的是扰流柱直径 D 分别为 0.4 mm 和 1.8 mm 的模型中, 内腔上表面对流换热系数 α 的分布, 图中, α 最高的区域在出气孔腹面的边缘, 但是区域面积很小, 不产生主要的换热贡献。其余区域大致可分为扰流柱前和扰流柱后两个部分, 其中, 前缘区域因为存在冲击流动而 α 较高, 后一部分因为扰流柱尾缘存在一定的气流分离旋涡而 α 较低。值得注意的是, 进气直冲击流动的靶点(图中矩形区域的两个下角), 相对与冲击转折后的下游, α 略低, 因为气流在靶点附近停滞, 流速较低。

图 9 显示的是扰流柱直径 D 分别为 0.4 , 1.2 , 1.8 mm 的模型中, 扰流柱侧面 α 的分布。扰流柱上的 α 分布呈现大致的对称趋势——以前、后缘连线平面为对称面, 所以图中仅显示了其中一侧; 且左边为来流方向, 即前缘。综合图 9 中三

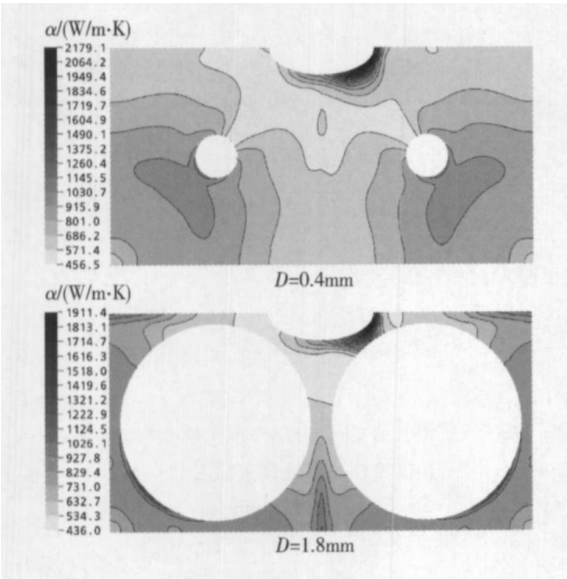


图 8 出气板 α 分布

Fig. 8 Distribute of α on outflow board

个算例的结果,可以发现,扰流柱 α 的分布,具有“前缘高”和“高低值分界明显”等特点.气流在冲击完内腔上表面之后,会在扰流柱的前缘形成第二次冲击,该区域 α 较高,显然是层板换热的一个主要部分.气流流过前缘之后,会在扰流柱壁面附近产成分离,分离线大致呈斜向 45° .分离线后的 α 低于前缘.在尾缘区域,因为分离涡被出气孔抽吸,使得换热有所加强,在 $D = 1.8\text{ mm}$ 的算例中比较明显.

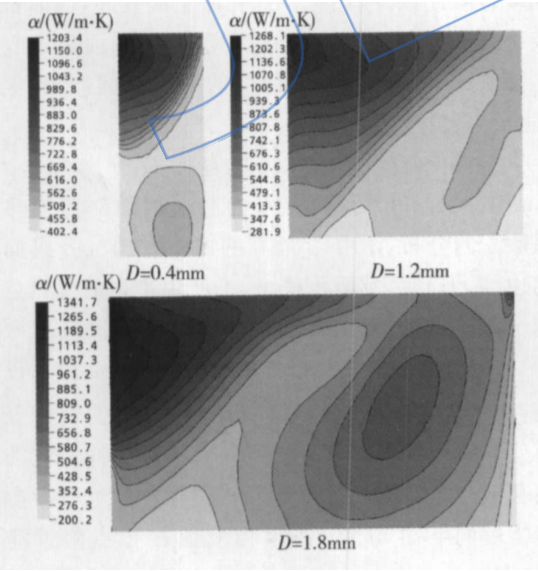


图 9 扰流柱侧面 α 分布

Fig. 9 Distribute of α on pin-fins

图 10 显示的是扰流柱直径 D 分别为 $0.4, 1.5, 1.8\text{ mm}$ 的模型中,内腔下表面 α 的分布.由于层板内腔的中的流动,主要以贴近上壁面的为

主,使得内腔下表面的换热没有上表面明显.图中数值较高的区域一是集中于出气孔边缘;二是扰流柱间的通道.两相邻进气孔的气流,会在扰流柱形成的通道附近撞击,对冲之后会形成从上壁面到下壁面的流动,对下壁面形成冲击,使得通道中心区域换热加强,但是由于速度较低,流量不大,这种冲击相对于上壁面和扰流柱前缘的冲击流动来说,对整个层板的内部换热,不起决定性作用.

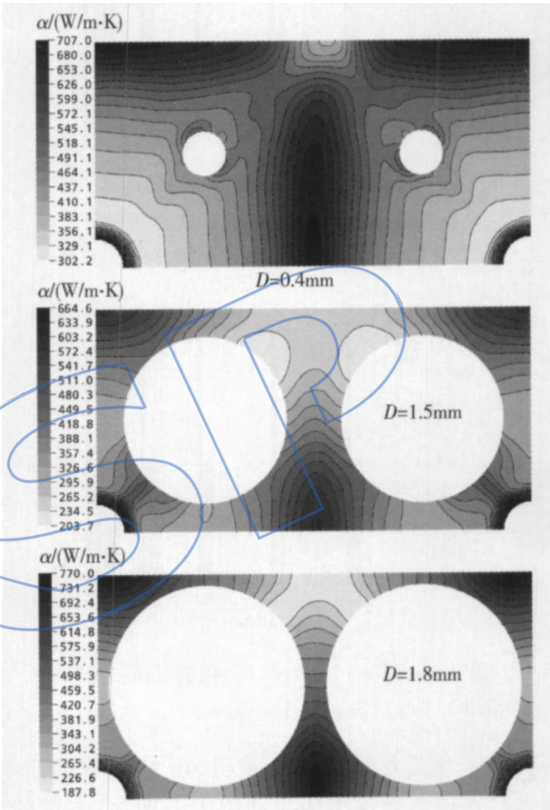


图 10 进气板 α 分布

Fig. 10 Distribute of α on inflow board

2.2.2 扰流柱直径 D 对换热的影响

本文在计算模型的外换热条件中,采用的是第二类边界条件,即等热流密度 $q = 50\,000\text{ W/m}^2$,在加热功率和冷气流量不变的条件下,使固体区域温度值更低,意味着该冷却结构更有效率,冷却效果也越好.图 11 显示的是,进气孔流量为 $m = 6 \times 10^{-6}\text{ kg/s}$ 时,随着扰流柱直径 D 的增加,固体计算域内的最高温度 $T_{\max}$ 和平均温度 T_{average} 的变化,可以看到: $T_{\max}$ 随着扰流柱直径 D 增大而一直减小;而 T_{average} 则呈现先增大后减小的趋势.其余流量下的计算结果趋势于之相同.在航空发动机热端部件研究中,如果以最高温度小(远离危险温度),平均温差小(减小热应力)来衡量本文所计算的算例,显然扰流柱直径为 1.8 mm 的模型为

最佳.

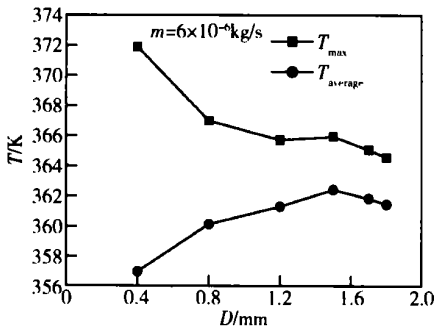


图 11 固体计算域的温度

Fig. 11 Temperature of solid region

扰流柱直径的改变,对于换热效果的影响有两个:一是内腔的换热面积;二是对流换热系数分布.下面就从这两个方面来具体分析.

在忽略了进、出气孔之后,层板内腔的换热面积等于内腔上、下表面以及扰流柱侧面面积之和,其值:

$$S = 2 \times \frac{L^2}{2} - 4\pi \times \left(\frac{D}{2}\right)^2 + 2\pi \times D \times H = -\pi D^2 + 2\pi HD + L^2$$

在进气孔轴线间距 L 和扰流柱高度 H 为定值时,内腔总换热面积 S 是一个关于扰流柱直径 D 的二次函数,该抛物线开口向下,顶点在第一象限.当 $H < L/2$ 时, $D = H$ 使得内腔换热面积最大,为 $S = \pi H^2 + L^2$; 当 $H > L/2$ 时, $D = L/2$ 使得内腔换热面积最大,但此时扰流柱已经充满内腔,气流已经无法通过层板.在本文计算的算例中,扰流柱直径 $D = H = 1 \text{ mm}$ 时,换热面积最大.

层板内腔三个换热面上的平均对流换热系数 α_{op} , α_{bottom} , α_{pin} 随扰流柱直径 D 的变化趋势,显示于图 12.

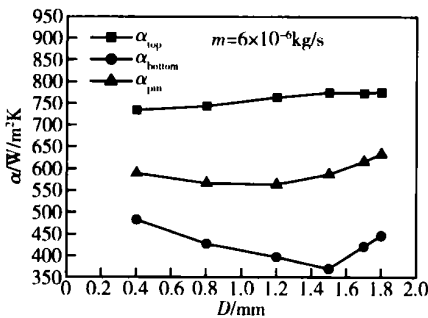


图 12 内腔各表面的 α

Fig. 12 Interior walls α

图中,可以看到,出气板平均对流换热系数 α_{op} 强于扰流柱平均对流换热系数 α_{pin} 强于出气板

平均对流换热系数 α_{bottom} , α_{op} 随 D 的增大而增大,扰流柱直径增大,使得通道形状变得紧凑,使扰流柱前的冲击效果变强,且扰流柱后的分离流动被一定程度上抑制,所以整体效果来看,平均的换热增强,具体变化可参见图 8. α_{pin} 先减小后增大,由图 9 的对比可以看出,增大扰流柱直径后,对扰流柱前缘始终是换热增强,而对扰流柱的尾缘区域,是先弱化后强化,而者综合的效果,造成了上述趋势.从总体效果来看,增大扰流柱直径到一定程度,对前缘和尾缘的换热都有强化作用. α_{bottom} 呈先减小后增大的趋势,这主要是缘于气流在通道中部由出气板向进气板冲击强度的先减小后增大.由图 10 可以看出,通道变的狭窄,先是使得冲击流动由全部通道,退为仅通道前部存在,这使得进气板上换热被弱化,而继续随着通道继续变得狭窄,冲击发生的面积不变,但强度变大,使得换热被强化.

总体上来说,扰流柱直径增大到一定程度后,流动的扩张程度减小,气流的平均流速增加,增强了换热,而通道截面形状变窄后,通道内和扰流柱尾缘的旋涡也相对变弱,由利于换热的增强.

2.3 层板综合性能分析

为子反映层板在流阻和换热方面的综合性能,定义层板的性能无量纲参数 $E = \frac{Q}{P}$, 其中 Q 为层板在某工况下冷气的换热功率, P 为推动单位体积工质所消耗的泵功,该参数能够反映换热过程中收益与代价之比,用来评价.以扰流柱直径 $D = 0.4 \text{ mm}$ 的模型的综合性能为 E_0 , 定义各模型的相对综合换热性能为 E/E_0 , 绘制 E/E_0 , 在环境温度为 470 K , 对流换热系数为 $500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, 冷气入口流量 $m = 6 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^3$ 时,随扰流柱直径的变化于图 13.

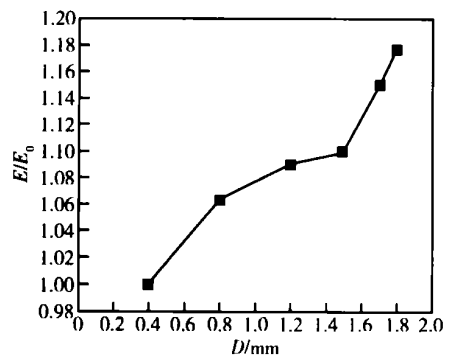


图 13 E/E_0 随扰流柱直径 D 的变化

Fig. 13 E/E_0 of lamilloy

由图可知,相对的综合性能 E/E_0 随扰流柱直径 D 增大而增大, $D = 1.8 \text{ mm}$ 的模型比 $D = 0.4 \text{ mm}$ 的模型,提高了 18%,这样的结果是由于 D 的增加同时降低了流阻和增强了换热.

3 结 论

(1) 层板流动的主要流阻产生于“进气冲击流动”、“扰流柱前缘冲击流动”和“出气孔节流流动”.

(2) 出气孔内的总压损失占全部损失的一半左右,是最主要的阻力元件.

(3) 在一定范围内增大扰流柱直径可以大大减小气流在内腔的扩张程度,从而减小层板腔内流阻;可以改善出气孔进口处的流型,使气流转折角度变小,降低出气孔流阻;可以较好的起到改善流动结构的作用,在整体上减小整个层板系统流动阻力.

(4) 出气板和扰流柱是换热的主要结构,增大扰流柱直径至一定程度,可改善换热,使层板结构温度更均匀,且最高温度更低.

(5) 层板综合性能随扰流柱直径增大而提高.

参考文献:

- [1] Nealy D A, Reider S B. Evaluation of laminated porous wall material for combustor liner cooling[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1980, 102: 268-276.
- [2] Mongia H C, Reider S B. Allison combustion research and development activities[R]. AIAA 28521402, 1985.
- [3] 全栋梁, 刘松龄, 李江海. 层板冷却结构强化换热机理[J]. 航空动力学报, 2004, 19(6): 860-865.
QUAN Dongliang, LIU Songling, LI Jianghai. Numerical investigation on mechanism of heat transfer augmentation in Lamilloy[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(6): 860-865.