

## 空气射流冷却圆锥热沉的传热特性分析

李海,唐志国,高钦,张峰,宋安琪

(合肥工业大学机械工程学院,安徽合肥 230009)

**摘要:** 采用数值模拟的方法,选择 Transition SST 湍流模型求解 Navier-Stokes 方程,研究了空气单孔射流冷却不同夹角圆锥体热沉的传热特性,结合流动特点分析了不同位置的传热差异. 结果表明:引入圆锥凸起,极大强化了驻点附近的传热效果;小夹角圆锥热沉的平均换热性能比平板热沉好,且夹角越小,传热强化效果越好. 在圆锥底部边缘,先后出现流动分离和二次射流,导致传热被先削弱后增强.

**关键词:** 圆锥热沉;射流冷却;二次射流;强化传热;数值模拟

**中图分类号:** TK124      **文献标识码:** A      doi: 10.3969/j.issn.0253-2778.2020.05.001

**引用格式:** 李海,唐志国,高钦,等. 空气射流冷却圆锥热沉的传热特性分析[J]. 中国科学技术大学学报,2020,50(5):551-558.

LI Hai, TANG Zhiguo, GAO Qing, et al. Analysis of heat transfer characteristics of an air jet cooling a conical heat sink[J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2020,50(5):551-558.

## Analysis of heat transfer characteristics of an air jet cooling a conical heat sink

LI Hai, TANG Zhiguo, GAO Qing, ZHANG Feng, SONG Anqi

(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract:** The heat transfer characteristics of a single air jet to cool conical heat sinks with different conical angles were studied by numerical simulation. The Transition SST turbulence model was adopted to solve the Navier-Stokes equation. The difference of heat transfer between different locations was analyzed in combination with flow characteristics. The results show that introducing a conical protrusion greatly enhances the heat transfer near the stagnation point. The average heat transfer performances of cone heat sinks with small angles are better than that of flat heat sinks. And the smaller the angle, the better the heat transfer enhancement. At the bottom edge of the cone, the heat transfer has been weakened first and then enhanced, which is caused by flow separation and secondary jet respectively.

**Key words:** conical heat sink; jet cooling; secondary jet; heat transfer enhancement; numerical simulation

### 0 引言

冲击射流是指具有一定动能的换热介质,通过

不同形式的喷嘴,垂直或以一定角度冲击到换热表面的流动形式. 由于直接冲击靶材表面,导致边界层很薄、受冲击区域的换热能力增强,冲击射流因此被

收稿日期: 2018-12-04; 修回日期: 2019-04-05

基金项目: 国家自然科学基金(51006031)资助.

作者简介: 李海,男,1994年生,硕士生. 研究方向: 强化传热. E-mail: lihai6@outlook.com

通讯作者: 唐志国,博士/副教授. E-mail: tzhiguo@hfut.edu.cn

广泛地应用于高性能电子元器件和航空发动机涡轮叶片的冷却、材料的热处理,以及纸张、木材和纺织品干燥等领域。

冲击射流换热效果受到冲击方式、喷嘴形状和布置策略、射流介质、流动状态和靶材表面形状等诸多因素影响<sup>[1-4]</sup>。靶材表面几何由平面扩展到多种新型表面。肋片、翅片、球冠、球窝和圆锥等形状能够起到明显强化传热的效果<sup>[5-7]</sup>。Hrycak<sup>[7]</sup>于1984年实验研究了圆孔射流冲击单圆锥热沉的换热性能,发现驻点处流动具有层流特点,指出驻点附近区域的传热增强是引入圆锥凸起的结果。Wang等<sup>[8]</sup>通过步进遗传算法获得了具有更高换热量和翅片效率的圆锥形翅片。Alam等<sup>[9]</sup>研究了横流中圆锥肋的摩擦和传热之间的关系,发现布置圆锥表面的通道平均努塞尔数比半球表面高30%。Yemin等<sup>[10]</sup>观察到高努塞尔数区域出现在锥形凹面边缘位置,且圆锥表面平均努塞尔数比光滑表面高45%。Guan等<sup>[11-12]</sup>研究了单个受限射流通过人字形喷嘴撞击圆锥形凹面的传热增强机理。他们认为喷嘴喷射的流体在凹面形成壁面射流,产生较大法向速度,诱导生成成对并排的涡流,导致射流波动。唐志国等<sup>[13-15]</sup>仿真分析了圆锥夹角、喷嘴直径、射流雷诺数和热流密度等参数对水射流冲击圆锥热沉换热性能的影响,发现圆锥热沉平均努塞尔数比平板热沉高3.4%~6.2%。

本文通过模拟空气射流冲击圆锥热沉的物理过程,研究换热表面不同位置的传热特点,结合流动特点分析不同区域传热差异的原因,并比较不同换热半径范围内的平均传热能力,为阵列射流提供重要参考依据。

## 1 问题描述

### 1.1 建立物理模型

空气射流冷却是指空气以一定的速度通过喷嘴,冲击到圆锥热沉表面,受到固体的阻碍后改变流动方向,从圆柱形侧面流出,并将热沉的热量转移到周围环境中,达到冷却热沉的效果。为了提高计算效率,节省计算资源,本文选取1/4的几何模型进行仿真研究。图1为单孔射流冲击单圆锥体热沉的计算域模型,包括喷嘴与下方柱形区域组成的流体域和圆锥凸起及下方平板组成的固体域。其中,圆锥尖采用圆角光滑处理。为了提高仿真结果的可靠性,射流系统的参数和Hrycak<sup>[7]</sup>的实验参数保持一致,如表

1所示。考察的变量包括喷嘴入口雷诺数( $Re = 5\ 000、14\ 000$ 和 $26\ 000$ )和圆锥底部夹角( $\alpha = 0^\circ、20^\circ、40^\circ、60^\circ$ 和 $80^\circ$ )。当夹角为 $0^\circ$ 时,圆锥热沉退化为平板热沉,作为其他圆锥热沉的空白对照。

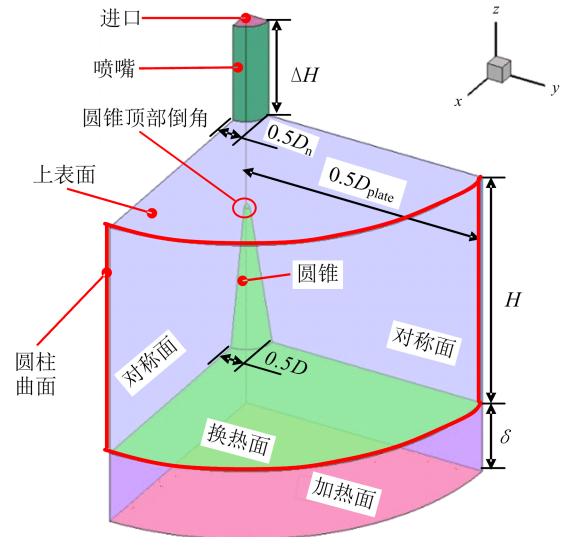


图1 单孔射流冲击单圆锥体热沉的1/4几何模型

Fig. 1 1/4 geometric model of heat sink of a single cone impacted by a single hole jet

表1 单孔射流冲击单圆锥体热沉的参数  
Tab. 1 Parameters of heat sink of a single cone impacted by a single hole jet

射流参数	取值
喷嘴内径( $D_n$ )	9.52 mm
喷嘴长度( $\Delta H$ )	20 mm
射流高度( $H$ )	47.6 mm
圆锥圆角直径( $D_c$ )	1.6 mm
圆锥底面直径( $D$ )	11.1 mm
热沉直径( $D_{plate}$ )	100 mm
热沉厚度( $\delta$ )	14.4 mm
圆锥底部夹角( $\alpha$ )	$0^\circ、20^\circ、40^\circ、60^\circ、80^\circ$
入口雷诺数( $Re$ )	5 000、14 000、26 000

### 1.2 定义评价标准

本文的评价标准包括雷诺数、压力系数和努塞尔数,其定义如下。

喷嘴入口雷诺数  $Re$ :

$$Re = \frac{D_n u_{in,ave}}{\nu} \quad (1)$$

式中,  $u_{in,ave}$  为喷嘴入口空气平均速度, 单位 m/s;  $\nu$  为空气运动粘度, 单位 m/s.

压力系数  $C_p$ :

$$C_p = \frac{2(p_x - p_a)}{\rho_o u_{in,o}^2} \quad (2)$$

式中,  $\rho_o$  为喷嘴入口空气密度, 单位 kg/m<sup>3</sup>;  $p_x$  和  $p_a$  分别表示换热面某点处的压力和标准大气压, 单位 Pa;  $u_{in,o}$  为喷嘴入口圆心位置的空气速度, 单位 m/s.

当地努塞尔数  $Nu_x$ :

$$Nu_x = \frac{qD_n}{(T_{w,x} - T_{f,o})k_f} \quad (3)$$

式中,  $q$  为热流密度, 单位 W/m<sup>2</sup>;  $T_{w,x}$  为换热面某点处的温度, 单位 K;  $T_{f,o}$  为喷嘴入口空气温度, 300 K;  $k_f$  为空气导热系数.

平均努塞尔数  $Nu_{ave}$ :

$$Nu_{ave} = \frac{\sum Nu_x dA_x}{\sum dA_x} \quad (4)$$

式中,  $dA_x$  表示换热面某网格单元的面积.

圆锥热沉的平均努塞尔数与平板热沉的平均努塞尔数比值定义为  $\eta$ :

$$\eta = \frac{Nu_{ave, cone}}{Nu_{ave, plate}} \quad (5)$$

## 2 数值计算方法及其验证

### 2.1 建立控制方程

本文研究的喷嘴入口雷诺数大于 2300, 流动处于湍流状态. 空气作为理想气体处理, 射流为定常流. 同时, 忽略重力和热辐射的影响. 根据以上假设, 建立如下流动控制方程.

连续方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (6)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right) \quad (7)$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j T_f) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{Pr} k_f \frac{\partial T_f}{\partial x_j} \right) \quad (8)$$

式中, 雷诺应力项由 RANS 方法简化求解:

$$\overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (9)$$

式中,  $\nu_t$ 、 $k$  和  $\delta_{ij}$  分别代表湍流涡流黏度、湍流动能和 Kronecker 函数.

上述控制方程通过商用软件 Fluent 求解. 对流项采用二阶迎风格式求解. 速度和压力耦合采用 SIMPLEC 算法处理. 残差均小于  $10^{-5}$ . 同时, 作为第二收敛判据, 换热面的最大温度残差小于  $10^{-3}$ .

### 2.2 选择湍流模型

合适的湍流模型能提高数值计算结果的可靠性和准确度. 虽然目前已报道多种湍流模型<sup>[16]</sup>, 但是每个湍流模型都有相应的适用范围. 冲击射流常用湍流模型有 Realizable  $k-\epsilon$  模型<sup>[17]</sup>、 $v^2-f$  模型<sup>[18]</sup>、SST  $k-\omega$  模型<sup>[19]</sup> 和 Transition SST 模型<sup>[20]</sup> 等. 由于 Hrycak<sup>[7]</sup> 测试的实验数据较少, 无法全面表征圆锥热沉的换热特性. 因此, 本文先对比空气射流冲击球凸表面的实验数据<sup>[21]</sup> 和不同湍流模型仿真曲线, 遴选合适的湍流模型, 再对比圆锥热沉实验数据和所选湍流模型的仿真结果. 其中, 球凸表面实验主要参数为:  $Re=23\ 000$ 、 $D_n/D=0.089$  和  $H/D=6$ .

如图 2 所示, 除 Realizable  $k-\epsilon$  模型外, 采用其余三种湍流模型的仿真结果均与实验数据基本吻合. 但是,  $v^2-f$  模型计算的努塞尔数在  $r/D=2$  附近出现第二峰值.  $v^2-f$  模型和 SST  $k-\omega$  模型的努塞尔数在驻点附近低于实验值, Transition SST 模型没有明显变化, 因此选择 Transition SST 模型作为本文的湍流模型. 对比圆锥热沉实验数据和 Transition SST 模型的仿真曲线发现, 曲线趋势基本吻合, 仿真结果略低于实验值.

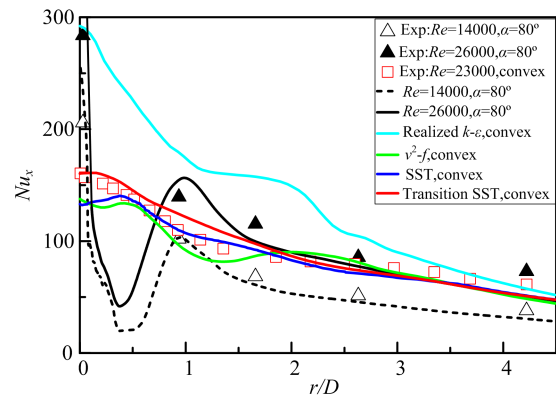


图 2 实验和仿真的努塞尔数径向分布

Fig. 2 Experimental and simulated radial distribution of Nusselt number

### 2.3 分析网格无关性

为节约计算成本、兼顾计算精度, 采用 STAR

CCM+软件对计算域划分多面体网格,对主流区域网格加密,流动边界层为 10 层,保证  $Y^+$  小于 1. 在确定最终网格数之前,对计算域进行了网格无关性测试,用于测试的射流雷诺数  $Re = 26\ 000$ 、圆锥底部夹角  $\alpha = 60^\circ$ 、评价标准为换热面的平均努塞尔数. 采用 4 套网格随该工况进行计算,如表 2 所示,网格数分别为 267 879、441 499、589 386 和 779 055. 随着网格数增加,平均  $Nu$  数差值减小. 当网格数为 589 386 时,相对误差不超过 0.70%. 综合考虑计算成本和精度,将平均努塞尔数的误差不超过 1% 作为满足网格无关性的标准. 因此,最终选取第 3 套网格方案.

表 2 网格数对换热面平均努塞尔数的影响

Tab. 2 Effect of grid number on average Nusselt number of heat transfer surface

序号	网格数	$Nu_{ave}$	误差
网格 1	267 879	64.361	2.61%
网格 2	441 499	66.083	1.16%
网格 3	589 386	66.861	-0.70%
网格 4	779 055	66.394	—

## 2.4 设置边界条件

喷嘴入口设置为流动充分发展的速度入口,空气温度为 300 K. 圆柱曲面为压力出口,背压为标准大气压. 换热面设置为流固耦合界面,无滑移边界. 加热底面设置为恒热流密度边界,除对称面外,其他固体壁面均为绝热边界.

## 3 数值结果与讨论

### 3.1 热沉温度分布

本文研究的变量包括喷嘴入口雷诺数  $Re$  和圆锥底部夹角  $\alpha$ . 众所周知,当雷诺数较小时,热沉温度随着喷嘴入口雷诺数的增大而降低. 因此,本节仅分析在相同雷诺数水平 ( $Re = 26\ 000$ ) 下,圆锥夹角  $\alpha$  对热沉温度分布的影响.

如图 3 所示,热沉温度由射流中心向周围逐渐升高. 圆锥体及其周围的温度较低,最低温度在圆锥顶部. 最高温度在热沉加热底面边缘. 在高温区域和低温区域之间,换热表面温度呈圆环状分布,说明射流换热的对称性较好;对称面温度以低温区域和高温区域为中心分别呈环状分布.

对比 4 种热沉的温度云图发现,增大圆锥底部夹角  $\alpha$ ,圆锥高度增加,最低温度降低,低温区域面积扩大. 这是因为大夹角圆锥的顶部到达射流潜在

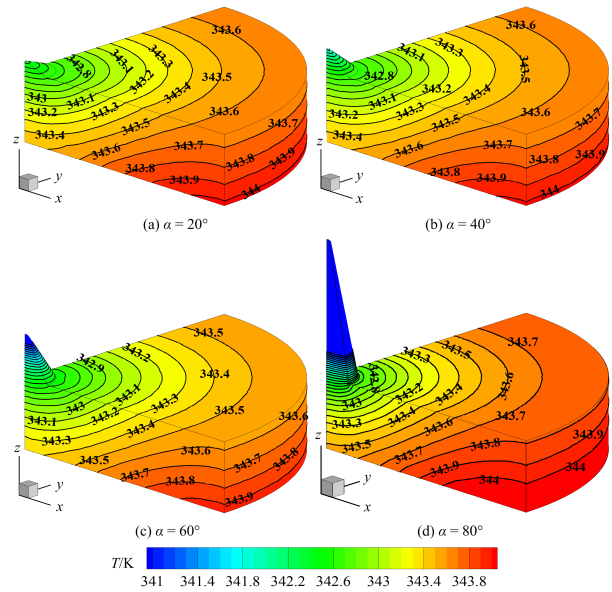


图 3 圆锥热沉的温度分布 ( $Re = 26\ 000$ )

Fig. 3 Temperature distribution of cone heat sink ( $Re = 26000$ )

核心区. 潜在核心区的流速较大,换热能力强. 但是,增大圆锥夹角,圆锥底部平板区域的温度变化规律复杂. 当夹角  $\alpha = 60^\circ$  时,热沉的整体温度小于其他热沉,高温区域面积明显小于其他热沉,其最高温度比  $20^\circ$ 、 $40^\circ$  和  $80^\circ$  夹角的圆锥体分别低 0.1 K、0.1 K 和 0.2 K. 当夹角  $\alpha = 80^\circ$  时,圆锥体的低温区域最大,但低温区域并没有延伸到圆锥体周围,且圆锥体根部的温度较其他热沉高. 这说明大夹角圆锥体破坏了射流潜在核心区后,导致流向下流的传热被削弱. 对比夹角  $\alpha = 20^\circ$  和  $40^\circ$  的圆锥热沉,发现圆锥体的变化对热沉温度分布的影响不明显.

综上所述,改变圆锥夹角可以改变热沉温度,有利于强化热沉换热. 但是,仅从图 3 分析圆锥夹角影响换热的细节信息和传热差异的原因较难. 因此,为了更准确地描述热沉换热的细节,评价热沉强化传热的性能,下文对换热面的努塞尔数(公式(3))的径向分布特点展开研究.

### 3.2 努塞尔数径向分布

圆锥热沉表面努塞尔数径向分布如图 4 所示,其中,  $r$  表示换热表面某点到  $z$  轴的距离. 努塞尔数在滞止点 ( $r/D = 0$ ) 最大,并在小范围内 ( $0 < r/D < 0.2$ ) 保持较高水平,这与 Hrycak<sup>[7]</sup> 的实验结果一致. 在滞止点及其附近,如图 5 所示,流速较小,流动为层流流动. 如图 6 所示,滞止点附近压力系数很高,在滞止点达到 1. 这说明由入口喷射的高速空气

垂直冲击到圆锥顶部,动能大部分转化为静压能.由此导致滞止点附近边界层很薄,传热阻力小,传热被显著强化.对比圆锥热沉和平板热沉的努塞尔数曲线,如图 4 所示,发现圆锥热沉在滞止点附近的努塞尔数更大.这主要是因为圆锥热沉引导上游流体沿着圆锥壁面流动,流速在圆锥表面恢复较快,如图 5 所示;而平板的阻碍使上游流体的方向转变  $90^\circ$ ,流速恢复变慢.同样地,对比换热面的压力系数发现,在  $0 < r/D < 0.3$  的范围内,圆锥热沉的压力系数减小幅度更大,平板的压力系数减小幅度较小,这与图 5 的流速恢复是吻合的.同时,  $0.1 < r/D < 0.4$  范围的圆锥表面处于射流潜在核心区外的剪切层区域.顺压梯度导致此区域的流速恢复过程中边界层增厚,传热阻力逐渐增加,因此努塞尔数逐渐降低.

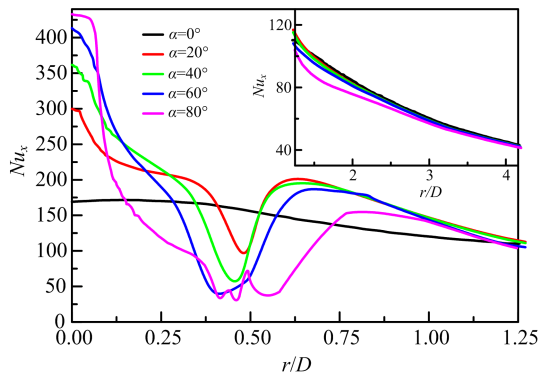


图 4 换热面努塞尔数沿径向的分布 ( $Re = 26\ 000$ )  
Fig. 4 Radial distribution of Nusselt number on heat transfer surface ( $Re = 26000$ )

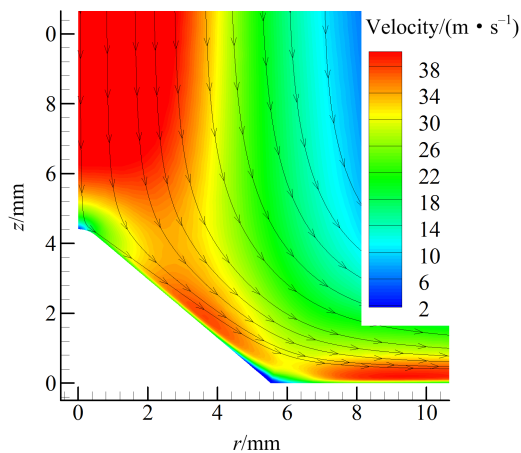


图 5 圆锥热沉附近区域的流速云图 ( $\alpha = 40^\circ$  &  $Re = 26\ 000$ )  
Fig. 5 Cloud image of velocity in the area around the cone heat sink ( $\alpha = 40^\circ$  &  $Re = 26000$ )

在随后的圆锥表面 ( $0.3 < r/D < 0.5$ ),努塞尔

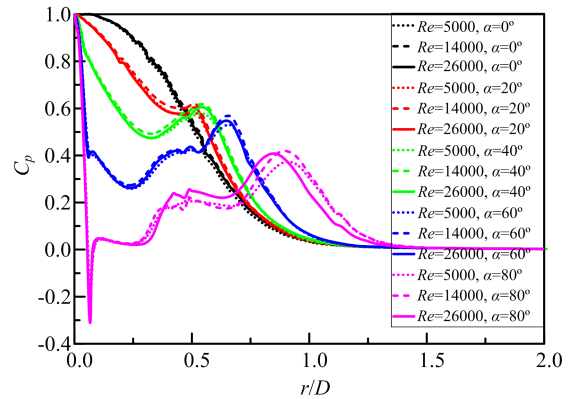


图 6 换热面压力系数沿径向的分布  
Fig. 6 Radial distribution of pressure coefficient of heat transfer surface

数迅速降低,在圆锥底面边缘 ( $r/D = 0.5$ ) 附近出现极小值.从图 5 观察知,在圆锥边缘区域出现局部低速区域.压力系数在此区域逐渐增大,表现为逆压力梯度.如图 7 所示,在圆锥边缘区域出现局部高压区域,发生流动分离.因此,传热阻力增加,传热恶化.当  $r/D > 0.5$  时,脱离圆锥壁面的分离流体倾斜冲击到平面上,再次与壁面低速流体汇合,形成二次射流,如图 6 所示.二次冲击使热沉平面出现局部高压区(二次滞止区),压力系数产生二次峰.二次峰形状机制与平板滞止区形成机制相似.二次射流强化了二次滞止区的传热能力,努塞尔数曲线出现二次峰.由于上游的流动损失,二次强化能力低于圆锥热沉滞止区,其努塞尔数值远小于滞止区.二次冲击驱使流体沿壁面逆流向上.在流动分离、二次倾斜射流和壁面阻碍的共同作用下,在圆锥边缘区域形成图 7 所示的马蹄涡.

随着径向距离的进一步增大 ( $r/D > 1.2$ ),流体在平板表面为扩散流动,压力系数趋近 0.流动边界层不断发展,换热能力减弱.努塞尔数逐渐减小,圆锥热沉和平板努塞尔数差值减小.但是,其差异没有消失;这说明上游的换热和流动差异会影响下游的传热性能.

### 3.3 圆锥夹角对努塞尔数径向分布的影响

对比图 4 中不同圆锥夹角的努塞尔数曲线,发现均在滞止点取得最大值,并在附近区域保持较高水平.随着径向距离  $r/D$  的增大,努塞尔数迅速降低,在圆锥边缘,传热恶化.然后,二次射流强化二次滞止区传热,努塞尔数出现二次峰.最后,所有曲线逐渐汇聚,换热能力继续降低.

虽然曲线径向分布趋势一致,但是不同夹角的圆锥热沉努塞尔数差异较大.这是因为改变几何形状导致冲击射流的流动情况发生较大变化.如图 6 所示,不同夹角的圆锥热沉的压力曲线差异较大.在滞止点附近,80°夹角的圆锥热沉的压力系数迅速降低,努塞尔数保持在较高水平,均大于 400.随后,压力系数出现负值,最小值为-0.326,出现图 8 所示的负压区域,流线与圆锥表面的贴合度变差,流动边界层增厚,换热能力迅速减弱,努塞尔数率先降低到平板水平.随着夹角的减小,其他圆锥的努塞尔数依次降低到平板水平.同时,夹角越小,滞止点的努塞尔数越小.当 $\alpha = 20^\circ$ 时,滞止点的努塞尔数小于 300.因此,在整个圆锥表面上部位置,大夹角的圆锥换热减弱趋势更大.

观察图 7 可知,大夹角的圆锥表面率先出现流动分离.圆锥夹角越大,马蹄涡尺寸越大.当 $\alpha = 20^\circ$ 时,没有捕捉到涡.当 $\alpha = 80^\circ$ 时,马蹄涡在 $r$ 轴和 $z$ 轴方向尺寸均超过 4 mm.在大涡左上方和左下方,出现伴生小涡,导致压力系数和努塞尔数曲线波动.从图 7 压力云图可知,夹角越大,局部高压范围越大,高压核心位置越远离夹角拐点,但压力值越低.20°和 40°夹角的圆锥热沉表面压力系数的二次峰值均高于 0.58,而 80°夹角的热沉表面压力系数最低,略小于 0.4.基于上述因素的影响,努塞尔数二次峰位置随着夹角增大而后移,峰值在夹角为 20°时最高.当 $r/D = 1.25$ 时,压力系数小于 0.05,80°夹角的圆锥热沉努塞尔数低于其他热沉.当压力系数为 0 时( $r/D > 1.5$ ),80°夹角的热沉努塞尔数与其他热沉的差距达到极大值.随后,差值减小,但是其值始终小于其他热沉.

### 3.4 雷诺数对努塞尔数径向分布的影响

不同入口雷诺数冲击热沉表面努塞尔数的径向分布如图 4 和图 9 所示.随着雷诺数的增大,努塞尔数增大,滞止点附近的高努塞尔数区域扩大,二次峰的高努塞尔区域也扩大.因此,圆锥热沉与平板热沉的努塞尔数曲线两个交点横坐标依次相应后移和前移,努塞尔数曲线汇聚的位置后移.但是,改变雷诺数没有影响努塞尔数沿径向的整体分布规律.原因是射流冲击圆锥热沉的整体流动结构主要受热沉形状的影响.如图 6 所示,不同夹角圆锥热沉的压力系数差异明显.不同雷诺数冲击的同一个圆锥热沉压力系数差异远小于不同热沉的.值得注意的是,当夹角 $\alpha = 80^\circ$ 时,圆锥边缘区域的努塞尔数发生明显变

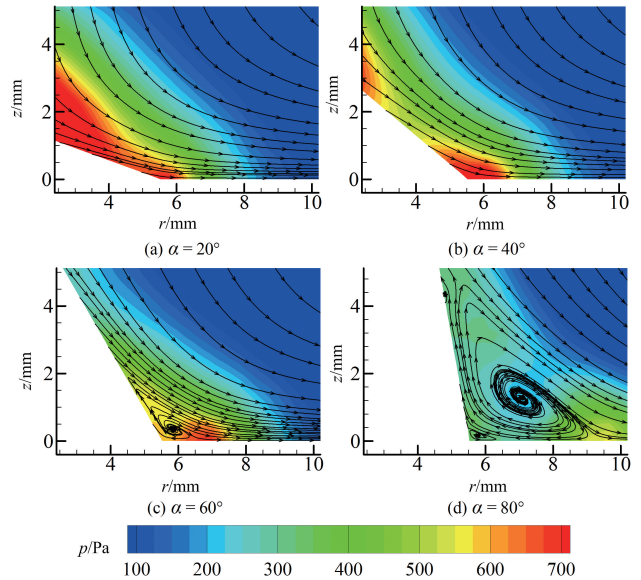


图 7 圆锥附近的流线和压力云图( $Re = 26\ 000$ )

Fig. 7 Streamlines and pressure clouds near the cone ( $Re = 26000$ )

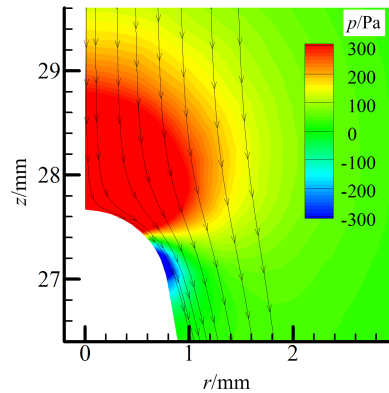


图 8 圆锥顶部压力云图和流线( $\alpha = 80^\circ$  &  $Re = 26\ 000$ )

Fig. 8 Pressure nephogram and streamline at the top of cone ( $\alpha = 80^\circ$  &  $Re = 26000$ )

化.当 $Re = 14\ 000$ 和 $23\ 000$ 时,努塞尔数震荡比 $Re = 5\ 000$ 时剧烈.同时,改变雷诺数会影响二次峰.随着雷诺数的增大,20°和 40°夹角的圆锥热沉峰值增幅更大.当 $Re = 26\ 000$ 时,20°和 40°夹角圆锥热沉的努塞尔数峰值分别为 201 和 195,大于 60°和 80°夹角的圆锥热沉(努塞尔数分别为 186 和 154).而且,其二次峰位置向 $r/D$ 大的方向发展.

### 3.5 热沉平均换热性能

由于圆锥热沉表面沿径向的努塞尔数曲线变化较大,相继出现传热强化和恶化区域,难以直接判断热沉换热性能的优劣.因此,引入平均努塞尔数(公

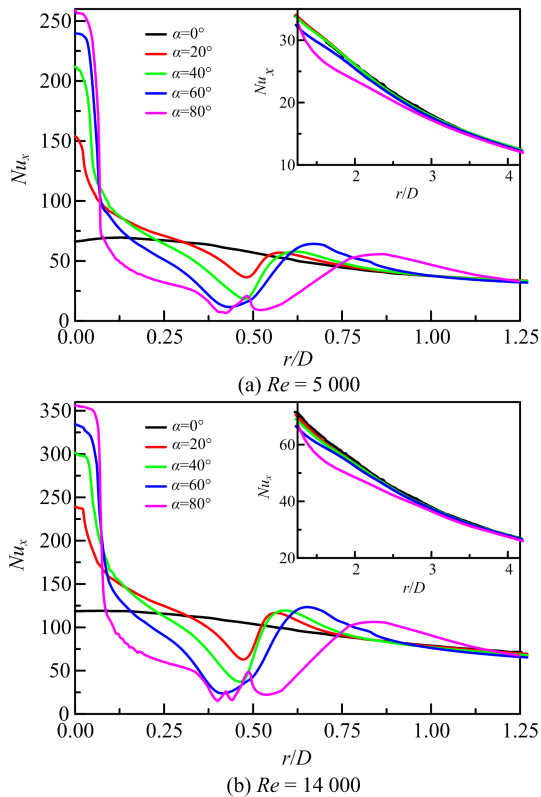


图 9 不同雷诺数下换热面努塞尔数沿径向的分布  
Fig. 9 Radial distribution of Nusselt number on heat transfer surface under different Reynolds numbers

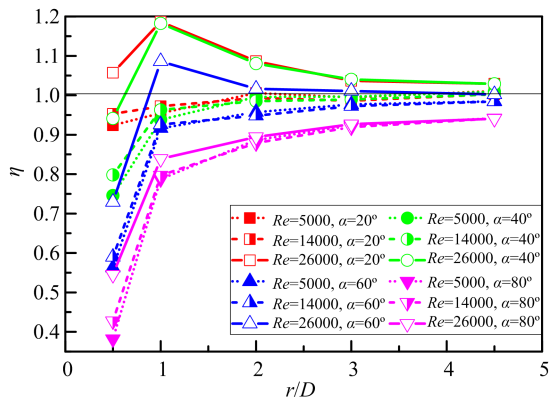


图 10 不同换热半径内圆锥与平板热沉的平均努塞尔数比值  
Fig. 10 Ratio of average Nusselt number of heat sink between cone and plate in different heat transfer radii

式(4))评估热沉整体换热效果. 为了分析圆锥热沉相对于平板热沉的传热强化程度, 采用圆锥热沉与平板热沉的平均努塞尔数之比  $\eta$  作为评价标准. 图 10 给出了不同换热半径内 ( $0 < r/D < 0.5$ ,  $0 < r/D < 1$ ,  $0 < r/D < 2$ ,  $0 < r/D < 3$  和  $0 < r/D < 4.5$ ) 的

$\eta$  值.

当  $0 < r/D < 0.5$  时, 绝大多数  $\eta$  值小于 1, 说明凸起圆锥面的平均换热能力低于平板, 滞止点附近的传热强化优势不能够弥补流动分离导致传热恶化的影响. 此时, 减小圆锥夹角和增大雷诺数可以提升  $\eta$  值. 这是因为小夹角圆锥表面逆压梯度较小, 流动分离没有充分发展; 增大雷诺数, 射流核心区增大, 滞止点附近传热强化范围增大. 当  $\alpha = 20^\circ$  和  $Re = 23\ 000$  时,  $\eta$  值为 1.06. 随着二次射流的出现, 圆锥表面的局部换热能力增强. 当  $0 < r/D < 1$  时, 高雷诺数下的圆锥热沉传热性能较好, 分别比平板高出 18.6%、18.2% 和 8.6% (对应圆锥夹角为  $20^\circ$ 、 $40^\circ$  和  $60^\circ$ ). 当圆锥夹角为  $80^\circ$  时, 其传热效果不如平板,  $\eta$  值最大仅为 0.84. 进一步增大换热半径, 高雷诺数强化传热的优势下降, 因为二次射流主要提高了局部范围 ( $0.5 < r/D < 1.5$ ) 的努塞尔数值, 扩大换热半径稀释了其贡献度. 当  $Re = 23\ 000$  时, 圆锥夹角为  $20^\circ$ 、 $40^\circ$  和  $60^\circ$  的热沉换热效果始终比平板好.

对比不同夹角圆锥热沉的  $\eta$  值, 发现夹角较小的圆锥热沉  $\eta$  值较大. 这说明虽然小夹角圆锥热沉诱导的二次射流强化效果比其他热沉弱, 但是流动分离引起的传热恶化效果更小. 因此, 选用小夹角圆锥热沉可以提高热沉整体的换热能力. 对于研究射流阵列, 选取换热范围在  $0 < r/D < 2$  以内, 圆锥热沉的整体换热能力更强.

## 4 结论

本文通过数值模拟的方法研究了空气射流冲击不同高度圆锥热沉的传热特性, 通过流动特点分析了热沉不同区域传热差异的原因, 得出的主要结论如下:

(I) 适当增大圆锥底部夹角, 可以降低热沉温度. 当  $Re = 26\ 000$  时, 夹角  $60^\circ$  热沉最高温度比其他热沉低 0.2 K, 且低温区域明显扩大.

(II) 引入圆锥热沉, 极大地强化了滞止点附近的换热效果, 且大多数热沉的整体换热效果比平板热沉好. 换热半径在  $0 < r/D < 2$  内, 热沉的传热强化效果较好. 当  $0 < r/D < 1$  时, 热沉表面平均努塞尔数增幅最大, 分别比平板高出 18.6%、18.2% 和 8.6% (对应圆锥夹角为  $20^\circ$ 、 $40^\circ$  和  $60^\circ$ ). 但是, 圆锥夹角为  $80^\circ$  时, 圆锥热沉的换热始终比平板差.

(III) 圆锥热沉底部边缘的传热强化主要是二次

射流的贡献,传热恶化主要是流动分离造成的.流动分离和二次射流以及壁面限制,形成了圆锥边缘的马蹄涡.

#### 参考文献(References)

- [1] MARTIN H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces[J]. *Advances in Heat Transfer*, 1977, 13 : 1-60.
- [2] POLAT S, HUANG B, MUJUMDAR A S, et al. Numerical flow and heat transfer under impinging jets: A review[J]. *Annual Review of Heat Transfer*, 1989, 2(2): 157-197.
- [3] JAMBUNATHAN K, LAI E, MOSS M A, et al. A review of heat transfer data for single circular jet impingement[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1992, 13(2): 106-115.
- [4] LI Yongping, ZHANG Liang, LIN Qizhao, et al. Large eddy simulation of normally impinging round air-jet heat transfer at moderate Reynolds numbers[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2017, 38 ( 17 ): 1439-1448.
- [5] 吴峰,王秋旺.脉动流条件下带突起内翅片管强化传热数值研究[J]. *中国电机工程学报*, 2007, 27 (35): 108-112.
- [6] 崔海亭,袁修干,姚仲鹏,等.异形凹槽螺旋槽管传热及流动阻力的实验研究[J]. *中国电机工程学报*, 2003, 23 (6): 217-220.
- [7] HRYCAK P. Heat transfer from impinging jets to a flat plate with conical and ring protuberances [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1984, 27(11): 2145-2154.
- [8] WANG J, WANG X. The heat transfer optimization of conical fin by shape modification[J]. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 2016, 24(8): 972-978.
- [9] ALAM T, KIM M H. Heat transfer enhancement in solar air heater duct with conical protrusion roughness ribs[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 126: 458-469.
- [10] YEMIN O, WAE-HAYEE M, NARATO P, et al. The effect of conical dimple spacing on flow structure and heat transfer characteristics of internal flow using CFD[J]. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017, 243: 012002.
- [11] GUAN T, ZHANG J Z, SHAN Y. Conjugate heat transfer on leading edge of a conical wall subjected to external cold flow and internal hot jet impingement from chevron nozzle-Part 2: Numerical analysis[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 106: 339-355.
- [12] GUAN T, ZHANG J Z, SHAN Y, et al. Conjugate heat transfer on leading edge of a conical wall subjected to external cold flow and internal hot jet impingement from chevron nozzle-Part 1: Experimental analysis[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 106: 329-338.
- [13] 马鹏程,唐志国,刘轻轻,等.新型单圆锥体热沉单孔射流散热数值模拟[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(24): 136-141.
- [14] 周嘉,唐志国,闵小滕,等.微小单锥体热沉射流流动及换热特性研究[J]. *工程热物理学报*, 2017, 38(11): 2399-2407.
- [15] TANG Z G, LIU Q Q, LI H, et al. Numerical simulation of heat transfer characteristics of jet impingement with a novel single cone heat sink[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 127: 906-914.
- [16] ANSYS, Inc. *Fluent 14. 5: User' s Guide* [M]. Canonsburg, PA, USA: ANSYS, Inc., 2012.
- [17] ELEBIARY K, TASLIM M E. Experimental/numerical crossover jet impingement in an airfoil leading-edge cooling channel[C]// *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. New York: ASME, 2011: 1397-1409.
- [18] BHAGWAT A B, SRIDHARAN A. Numerical simulation of oblique air jet impingement on a heated flat plate [J]. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2016, 9(1): 011017.
- [19] YANG L, REN J, JIANG H D, et al. Experimental and numerical investigation of unsteady impingement cooling within a blade leading edge passage [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 71: 57-68.
- [20] ZHANG D, QU H C, LAN J B, et al. Flow and heat transfer characteristics of single jet impinging on protrusioned surface[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 58(1/2): 18-28.
- [21] LEE D H, CHUNG Y S, KIM D S. Turbulent flow and heat transfer measurements on a curved surface with a fully developed round impinging jet [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1997, 18 (1): 160-169.