

涡轮叶片内冷表面V肋-凹陷复合流动控制 强化传热优化设计^{*}

许超, 饶宇, 张鹏

(上海交通大学 机械与动力工程学院 叶轮机械研究所, 上海 200240)

摘要: 通过基于Kriging代理模型的多目标优化方法针对 $Re=50500$ 条件下矩形通道内单面排布的V肋-凹陷流动控制结构进行优化设计。通过稳态实验及瞬态热色液晶实验充分地验证了数值方法。获得了努塞尔数比最高的结构(肋高径比 $e/D_h=0.1$, 凹陷深径比 $\delta/d=0.21$, 肋-肋间距比 $P/e=10.8$, 肋-凹陷间距比 $L/e=9.9$)和综合传热因子(TPF)最高的结构($e/D_h=0.08$, $\delta/d=0.19$, $P/e=13.5$, $L/e=12.3$)。结合数值模拟解析优化结构的强化传热机理, 较高肋($e/D_h=0.1$)诱发的强附着流和较深凹陷($\delta/d=0.21$)的卷吸共同作用导致掠过肋的流体强烈地冲刷肋后平板, 较大的间距比($L/e=9.9$)为流体提供了宽广的附着区域, 附着后的流体进入凹陷打破回流区, 从凹陷后缘分离冲出后主流剪切并遭遇下排肋前收缩, 强掺混增强了湍流热输运。通过改变复合结构中凹陷的位置调控附着后流体的流动以实现强化传热。

关键词: 涡轮叶片; 冷却; 传热; 数值模拟; 多目标优化; 流动控制

中图分类号: V231.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2023) 05-2208017-10

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 2208017

Heat Transfer Optimization Design of Flow Control on V Rib-Dimple Hybrid Surface in Turbine Blade Internal Cooling

XU Chao, RAO Yu, ZHANG Peng

(Institute of Turbomachinery, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiaotong University,
Shanghai 200240, China)

Abstract: The parameter optimization is carried out for the V rib-dimple flow control structures on one wall of the rectangular channel at $Re=50500$ by the multi-objective optimization method based on the Kriging surrogate model. The numerical method is fully verified by steady-state and transient TLC experiments. The structure with the highest Nusselt number ratio (rib height-to-diameter ratio $e/D_h=0.1$, dimple depth-to-diameter ratio $\delta/d=0.21$, rib pinch-to-height ratio $P/e=10.8$, rib-dimple spacing-to-height ratio $L/e=9.9$) and the structure with the highest thermal performance factor (TPF) ($e/D_h=0.08$, $\delta/d=0.19$, $P/e=13.5$, $L/e=12.3$) are obtained. The heat transfer enhancement mechanism of the optimal structure is analyzed by numerical simulations. The interaction of the strongly attached flow induced by the higher rib ($e/D_h=0.1$) and the suction of the deep dimple (δ/d

^{*} 收稿日期: 2022-07-27; 修订日期: 2022-10-02。

基金项目: 国家科技重大专项 (2017-III-0009-0035); 国家自然科学基金 (11972230); 中德合作小组 (GZ1577); 上海市科委国际科技合作项目 (20110711000); 深圳科技项目 (JCYJ20210324123404011)。

作者简介: 许超, 硕士生, 研究领域为航空发动机涡轮叶片冷却技术。

通讯作者: 饶宇, 博士, 教授, 研究领域为先进燃气轮机/航空发动机气动、传热与冷却技术。E-mail: yurao@sjtu.edu.cn

引用格式: 许超, 饶宇, 张鹏. 涡轮叶片内冷表面V肋-凹陷复合流动控制强化传热优化设计[J]. 推进技术, 2023, 44(5):2208017. (XU Chao, RAO Yu, ZHANG Peng. Heat Transfer Optimization Design of Flow Control on V Rib-Dimple Hybrid Surface in Turbine Blade Internal Cooling[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(5):2208017.)

$d=0.21$) results in the intense downwash of the fluid passing the rib against the flat wall downstream of the rib. The large spacing ratio ($L/e=9.9$) provides a large attachment area for the fluid. The attached fluid enters the dimple, breaks the recirculation zone, and detaches from the trailing edge of the dimple, then the fluid shears with the mainstream and contracts before the next-row ribs. The intensive fluid mixing increases the turbulence heat transfer. By changing the position of the dimple, the flow of the attached fluid can be controlled to enhance heat transfer.

Key words: Turbine blade; Cooling; Heat transfer; Numerical simulation; Multi-objective optimization; Flow control

1 引言

提高涡轮的入口温度可以有效提高航空发动机的热效率。涡轮叶片是航空发动机承受热负荷最高的部件之一,因此强化涡轮叶片的冷却一直是研究的重点。

涡轮叶片的冷却技术复杂。叶片中弦主要采用对流冷却技术,叶片内部布有中空的弯折通道,通道内通有空气冷却叶片壁面。在通道内壁设置扰流肋、凹陷涡发生器等装置通过诱发二次流、强化近壁区域湍流剪切与流动掺混等方式可以有效的增强传热^[1]。相对于直肋和斜肋,V形肋可以诱发更为复杂的湍流来强化传热。Han等^[2]发现V形肋的传热比平行斜肋、交叉斜肋和直肋高。Tanda^[3]发现45°和60°间断V形肋比同尺寸的间断直肋传热增强了10%。Hagari等^[4]使用Abe-Kondoh-Nagano(AKN) $k-\epsilon$ 模型针对W形肋通道进行数值模拟,发现该模型能够准确预测肋周围流动的分离与附着。一些研究发现,将凹陷放置在肋后可以在改善低换热区的换热同时提高综合热性能^[5-10]。Choi等^[5]发现在斜肋后放置小尺寸凹陷,在传热增强的同时提高了综合传热性能。Jang等^[6]在斜肋后放置凹陷或突起,发现斜肋-凹陷相对于斜肋-突起结构在强化传热方面有更强的优势,但会增大流阻。在斜肋-突起复合结构中,较矮的突起传热更强且综合传热性能更高。Kunstmann等^[7]发现在V形肋后增加凹陷对于压力损失的影响仅有6%。凹陷的存在使传热分布更加均匀,有助于减小热应力。Singh等^[8]发现相对于斜肋,V形肋诱导的二次流进一步增强近壁湍流混合,与凹陷引起的涡脱落相互配合增强传热。Zhang等^[9-10]在每个小尺寸V形肋的下游布置凹陷。发现紧凑的微小V肋-凹陷结构的通道比只有凹陷的通道传热提升60%,比只有V形肋的通道传热提升28%。通过DDES数值模拟发现微小V形肋诱导的纵向涡对下洗冲入凹陷区域,在打破凹陷前缘流动死区的同时提

高端流掺混,增强主流与壁面的对流热输运。

许多工程问题可以借助多目标优化方法进行优化设计,这种方法通常采用Kriging代理模型逐步逼近Pareto优化前缘,通过遗传算法等优化算法求得局部最优值^[11-14]。Kim等^[11]针对密排椭圆凹陷结构提取出两个典型的结构参数进行优化设计,使得传热提高32.8%,流阻降低34.6%。Moon等^[12]针对旋转矩形通道中的针肋结构进行优化设计,发现随着针肋间距的减小,传热和流阻均会上升。Seo等^[13]针对方形通道内的靴形肋进行优化设计,发现使用响应面近似模型比Kriging模型得到的Pareto最优前沿一致性较好,但传播性较差。优化结构相对基准结构传热上升了7.36%,流阻上升了23.76%。Wang等^[14]针对矩形通道半附着型肋进行优化,优化后的结构在传热提高9.45%的同时热性能提高了12.13%。发现半附着型肋可以将带肋壁面右侧的涡核向中心移动,在提高中心和左侧传热的同时右侧传热降低较少。

已经有较多的学者针对扰流肋和凹陷配合增强传热进行了研究。对于肋-凹陷复合结构,结构参数对传热影响较大,拓展结构参数的范围进行优化设计具有重要的研究意义。本文在采用严格的实验验证数值方法后,针对不同参数组合的V肋-凹陷共130个设计点进行数值模拟,建立基于Kriging模型的代理模型并采用遗传算法求得参数范围内 $\overline{Nu}/Nu_0$ 和 TPF (综合传热因子)最优的结构组合。针对 $\overline{Nu}/Nu_0$ 最优的参数组合进行二次实验验证并揭示了最优结构的流动及传热强化机理。

2 实验方法

图1为实验系统的简图,测试段长 $L_c=245\text{mm}$,宽 $W=120\text{mm}$,高 $H=20\text{mm}$,通道水力直径 $D_h=34.3\text{mm}$ 。实验流体为空气,来流通过无级调速离心风机吸入风洞后,依次通过涡街流量计(KVFN-23-05 N)、稳压箱、丝网加热器、收缩段(长 $16D_h$)、入口段(长

$7.3D_h$)进入测试段。实验系统出入口均放置了稳压箱以保证进出口流动状态的稳定。

2.1 瞬态热色液晶实验

瞬态热色液晶实验的测试板为有机玻璃板,为了屏蔽环境光的影响,在测试板上喷涂液晶(LCR Hallcrest Ltd., SPN-100/R35C1W)前先喷涂一层黑漆,如图1所示。液晶的显色范围为 $35\sim 36^\circ\text{C}$ 。在可以精准调控温度的铜板上喷涂液晶对TLC(thermochromic liquid crystal)变色温度进行校准。实验光源为冷光灯,使用CMOS相机(IDS uEye UI-1460-C)捕捉TLC的颜色变化,相机的时间和空间分辨率分别为 7.5pixels/mm 和 25Hz 。在测试段前后共布置6个压力测点和5个温度测点,分别采用压力扫描阀(DSA 3217-16Px)和热电偶(Omega SCASS-020G-12)获得进出口截面的平均压力及平均温度。

瞬态热色液晶实验基于一维半无限大平板假设,为了保证假设成立,测试件采用 15mm 厚的低导热系数(约为 $0.2\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)的有机玻璃板,并将实验时间严格控制在 $60\sim 90\text{s}$ 内。通过Duhamel原理可以将一维导热方程的解析解简化为式(1)^[15]

$$T_w - T_i = \sum_{j=1}^N \left[1 - \exp\left(h^2 \frac{(t - \tau_j)}{k\rho c}\right) \times \operatorname{erfc}\left(h \sqrt{\frac{(t - \tau_j)}{k\rho c}}\right) \right] (T_{r,i} - T_{r,j-1}) \quad (1)$$

式中 T_w 为测试板壁面温度(K); T_i 为测试板的初始温度(K); T_r 为测试板表面局部流体温度(K); $T_{r,i}-T_{r,j-1}$ 表征来流温度的阶跃; τ_j 是划分每个时间区间内温度阶跃的时刻点(s); k 、 ρ 和 c 分别为有机玻璃板的热导率($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$),密度(kg/m^3)和比热容($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)。通过迭代可以求解出对流换热系数 h ($\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$),进

而计算出局部努塞尔数。

2.2 稳态传热实验

稳态传热实验中的测试板采用较高导热率的紫铜板,在其背部沿流向的中心线上均匀开七个孔孔放置热电偶,如图1所示,孔内填充导热硅脂以避免空气进入。测试板采用直流稳压电源供电的PI加热膜进行加热,保证加热功率恒定。优化V肋-凹陷结构测试板几何模型如图2所示,测试板几何模型的中V肋肋角 $\alpha=45^\circ$,其他参数取值如表1所示。

采用努塞尔数(Nu)衡量传热性能, $\overline{Nu}$ 为基于浸润面积的努塞尔数,其定义如式(2)所示

$$\overline{Nu} = \frac{h_{\text{ave}} D_h}{\lambda} \quad (2)$$

式中 $D_h=2WH/(W+H)$ 为通道的水力直径(m),在数值模拟中,展向边界为周期边界,易知 $D_h=2H$; λ 为流体的热导率($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$); h_{ave} 为通过实验测得的平均对流换热系数($\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$),其定义如式(3)所示

$$h_{\text{ave}} = \frac{Q_{\text{net}}}{A_{\text{wet}} \Delta T_{\text{lm}}} \quad (3)$$

式中 Q_{net} 为加热膜传入主流的热量(W), $Q_{\text{net}}=Q_{\text{total}}-Q_{\text{loss}}$, Q_{total} 为来自加热膜总加热量(W), Q_{loss} 为散失到环境中的热量(W); A_{wet} 为V肋-凹陷结构的浸润面积(m^2); ΔT_{lm} 为平均温差(K),采用对数方法计算,如式(4)所示

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{(T_w - T_{\text{in}}) - (T_w - T_{\text{out}})}{\ln[(T_w - T_{\text{in}})/(T_w - T_{\text{out}})]} \quad (4)$$

式中 T_w 为壁面温度(K); T_{in} 为测试段入口温度(K); T_{out} 为测试段出口温度(K)。

TPF为综合换热因子,用于衡量等泵功下不同通道的传热性能,如式(5)所示

$$TPF = \frac{\overline{Nu}/Nu_0}{(ff_0)^{1/3}} \quad (5)$$

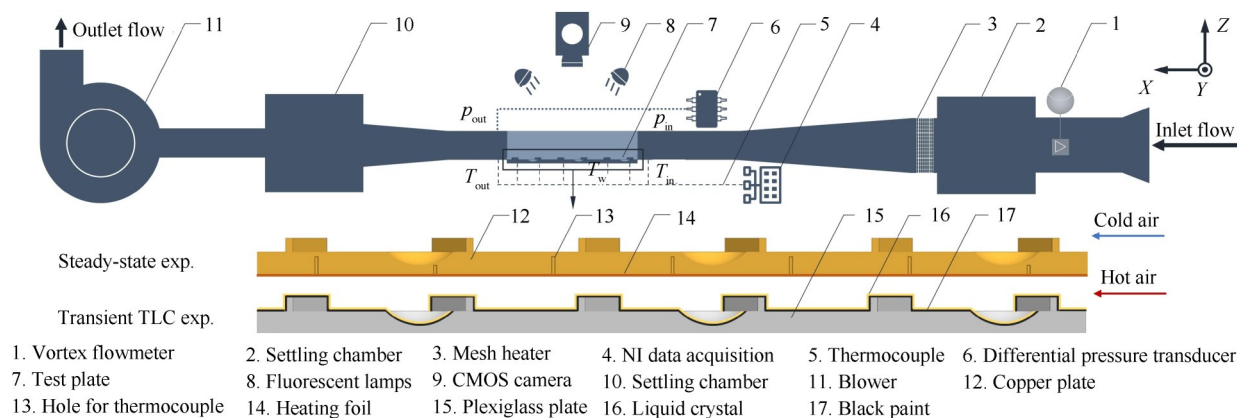


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental system

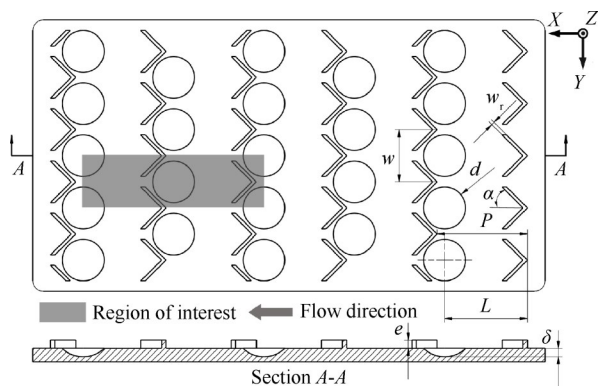


Fig. 2 Geometrical model and interest region of V rib-dimple test plate

Table 1 Geometrical parameters and values of V rib-dimple test plate

Parameter	e	δ	P	L	d	w_r	w
Value/mm	4	4	43.2	39.6	20	1.5	25

式中 Nu_0 为光滑通道的努塞尔数,采用 Dittus-Boelter 关联式计算,如式(6)所示; f 为摩擦因子,用于衡量通道的流动损失,如式(7)所示; Δp 为测试段压力损失(Pa); u_b 为测试段主流流速(m/s); ρ 为流体的密度(kg/m^3); f_0 为光滑通道的摩擦因子,采用 Blasius 关联式计算,如式(8)所示

$$Nu_0 = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \tag{6}$$

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{\rho u_b^2 L_c} \tag{7}$$

$$f_0 = 0.316Re^{-0.25} \tag{8}$$

实验各参数 $R=R(X_1, X_2, \dots, X_i, 1 \leq i \leq N)$ 的不确定度通过 Moffat 方法进行计算^[16],如式(9)所示。结果如表 2 所示。

$$\sigma R = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \tag{9}$$

3 数值模拟方法与实验验证

使用 ANSYS Workbench 平台中的 Design Modeler 软件进行参数化建模,使用 ANSYS Mesh 软件生成四面体网格。生成了体网格数量 N_i 分别为 1.47×10^6 , 3.59×10^6 , 5.72×10^6 的 3 套网格并采用 GCI(grid independence index)方法选取合适的网格用于计算,该方法^[17]采用 Richardson 外推法推导得出,用于计量数值模拟结果的离散误差。图 3 为 3 套网格沿流向中心线的努塞尔数比, x/d 为结构流向坐标与凹陷投影直径的比值, GCI 值用误差棒表示,线上 136 个点的平均 GCI 值为 0.077。将网格数量控制在 360 万左右,保证其他结构的网格密度相同进行

Table 2 Uncertainties of parameters

Parameter	Uncertainty
$L/\%$	± 0.1
$A_f/\%$	± 1
T_w/K	± 0.3
$u_b/\%$	± 2.5
t/s	± 0.04
$D_h/\%$	± 1
$\Delta p/\%$	± 2
$Q_{\text{net}}/\%$	± 3.5
$\Delta T_{\text{lm}}/\%$	± 4
$Re/\%$	± 2.7
$f/\%$	± 5.2
$Nu/\%$	± 5.5

计算,以节约计算资源。网格如图 4(b) 所示,在 V 肋与凹陷的位置进行网格局部加密并在壁面处划分边界层棱柱网格,保证第一层网格的近壁无量纲距离 $y^+ \approx 1.0$ 。

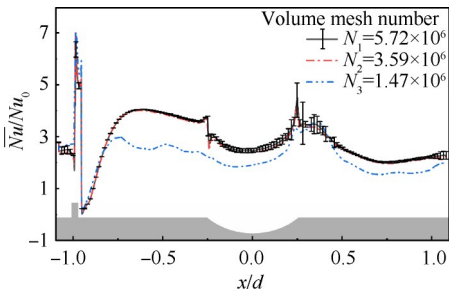


Fig. 3 Spanwise-averaged Nusselt number ratio distributions of different mesh size ($Re=50500$)

计算域被简化为如图 4(a) 所示的结构单元。模型沿流向和展向均为周期边界,布置 V 肋-凹陷结构的壁面为定壁温边界(318K),其对向壁面为绝热边界,来流温度为 293K。采用 ANSYS Fluent 软件进行数值模拟,采用基于压力的耦合算法求解稳态三维二阶 Navier-Stokes 方程,由于通道入口流速为 18.96m/s,流体可以视为不可压缩流体。前期开展的研究针对基准 V 肋-凹陷结构进行了详尽的模型验证^[9],充分显示了 AKN $k-\varepsilon$ 湍流模型对 V 肋-凹陷结构的适用性,本文采用 AKN $k-\varepsilon$ 湍流模型进行计算。

表 3 为两种不同 V 肋-凹陷结构努塞尔数比和摩擦因子比稳态实验结果与数值模拟结果的比较,数值模拟结果和实验的偏差在可接受的范围内。图 5 将优化结构瞬态热色液晶实验及数值模拟结果进行了对比,图 5(a) 为 V 肋-凹陷壁面流向中心线传热对

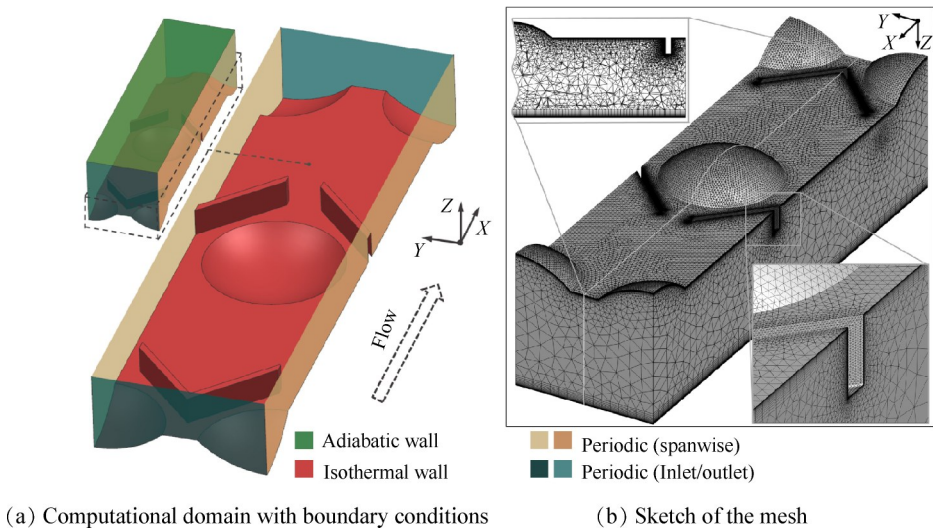


Fig. 4 Computational domain and mesh

Table 3 Comparisons of average Nusselt number ratios and friction factor ratios between steady-state experiment results and numerical simulation results for different V rib-dimpled structures

Structure parameters	$e/D_h=0.044, \delta/d=0.2, L/e=12, P/e=14.4$		$e/D_h=0.1, \delta/d=0.2, L/e=9.9, P/e=10.8$	
Parameters	$\overline{Nu}/Nu_0$	ff_0	$\overline{Nu}/Nu_0$	ff_0
Exp. results	2.14	5.19	2.53	11.51
Num. results	2.27	5.81	2.92	10.96
Deviations/%	5.8	11.9	15.5	-4.8

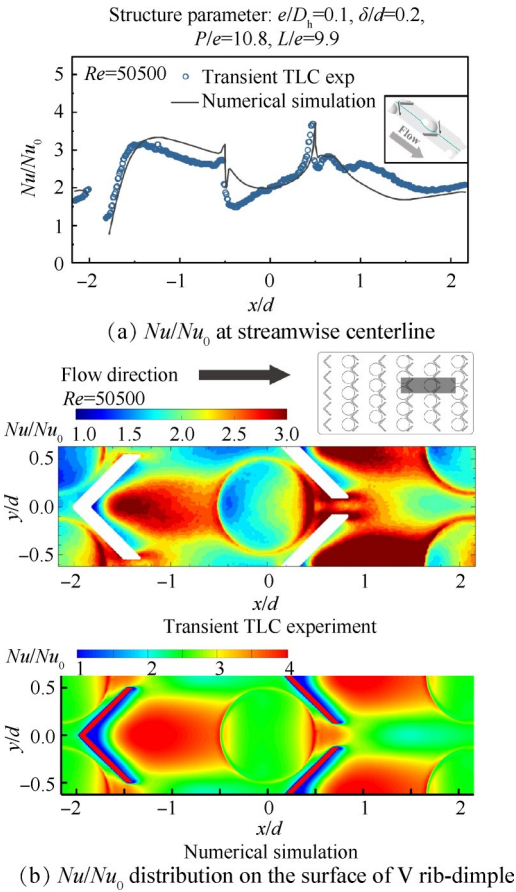


Fig. 5 Comparison between experimental and numerical results of optimum V rib-dimple structure

比,图中肋后流体的附着位置及流体在凹陷内附着的位置均十分吻合,图 5(b)为 V 肋-凹陷壁面处的传热分布云图,肋后平板及凹陷后缘高换热区的形状及分布基本一致,数值模拟结果与实验一致性较好。

4 优化方法

4.1 优化过程

优化过程如图 6 所示,首先自 V 肋-凹陷结构中提取几何参数作为设计变量。通过 ANSYS Workbench 平台进行参数化建模,生成计算网格后使用求解器批量计算生成设计点。随后将设计点导入 Matlab 中调用 Kriging 模型建立代理模型,通过验证后调用遗传算法进行寻优,最终得到不同目标函数下的最优结构。

4.2 设计变量与目标函数

本研究选取肋高 e , 凹陷深度 δ , V 肋-V 肋间距 P , V 肋-凹陷间距 L 四个参数作为设计变量。在涡轮叶片内部冷却通道的设计中, $\overline{Nu}/Nu_0$ 和 TPF 分别表征结构基于浸润面积 A_{wet} 的传热性能和综合传热性能。目标函数及约束条件如式 (10) 所示。

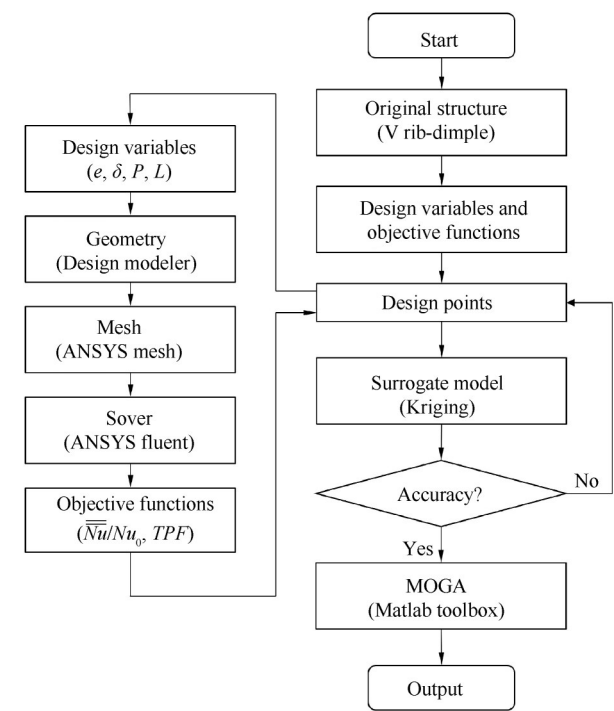


Fig. 6 Optimized procedure

Maximize:
 $\overline{Nu}/Nu_0 = \phi(e, \delta, P, L)$
or $TPF = \phi(e, \delta, P, L)$
Subject to :
 $0.5 \leq e \leq 4$
 $2 \leq \delta \leq 6$
 $21.6 \leq P \leq 43.2$
 $18 \leq L \leq 39.6$
 $Re = 50500$

(10)

4.3 生成设计点

设计点结构参数的选取如表 4 所示, V 肋肋角 α 为 45° , V 肋厚度 w_r 为 1.5mm, 计算域展向长度 w 为 25mm。第一组共计算 40 个设计点, 主要研究在紧凑的 V 肋-凹陷结构中, V 肋肋高 e 和凹陷深度 δ 变化对传热性能的影响。第二组共计算 90 个设计点, 主要研究不同 e 和 δ 的结构中, V 肋-凹陷间距 L 和 V 肋-V 肋间距 P 的变化对传热性能的影响。

Table 4 Groups of parameters for numerical simulations		
Parameters	Values of the first group/ mm	Values of the second group/ mm
e	0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0	3.0, 4.0
δ	2.0, 3.0, 4.0, 5.0, 6.0	2.0, 4.0, 6.0
L	18.0	18.0, 21.6, 25.2, 28.8, 32.4, 36.0, 39.6
P	21.6	21.6, 28.8, 36.0, 43.2

4.4 构建 Kriging 代理模型

Kriging 方法又称空间局部插值法, 由一个参数模型和一个非参数随机过程构成。Kriging 模型的基本形式如式 (11) 所示^[18], 它包含了回归部分 $F(x)$ 和非参数部分 $z(x)$ 。

$y(x) = F(x) + z(x)$

(11)

式中 $F(x)$ 为已知的近似函数, 由设计点得到; $z(x)$ 为随机分布的误差, 其均值为 0, 方差为 σ^2 , 协方差非零。 $z(x)$ 提供对模拟局部误差的近似。

4.5 代理模型验证

随机选用设计点总数的 74% 建立代理模型, 其余的设计点作为测试样本。如图 7 所示, 可以发现 94% Kriging 模型 $\overline{Nu}/Nu_0$ 预测值的偏差小于 ± 0.05 , 最大偏差低于 2.6%; 91% ffl_0 预测值的偏差小于 ± 0.2 , 最大偏差低于 5.0%, 建立的 Kriging 模型满足精度要求。

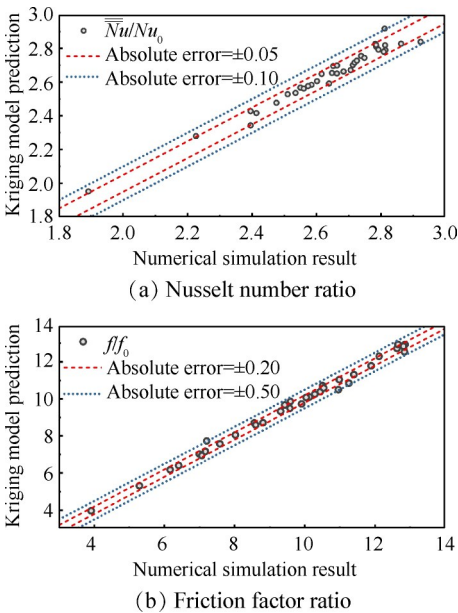


Fig. 7 Comparison between results of Kriging model prediction and numerical simulation

4.6 多目标遗传算法 (MOGA)

多目标优化问题中的各目标函数一般互相矛盾, 不存在一组解使得所有目标函数一同达到最优值, 所以多目标优化一般求解 Pareto 解集。MOGA 算法无需将多个目标转化为单一目标, 可以利用 Pareto 机制直接处理。本研究调用软件 Matlab Toolbox 中的遗传算法进行寻优, 关于遗传算法的理论不再赘述。

5 结果与分析

5.1 优化结果

表 5 展示了通过遗传算法求得的目标函数 $\overline{Nu}/Nu_0$ 和 TPF 的最优值及取得最优值对应的结构参数。遗传算法与数值模拟结果间的最大偏差为 0.24%。图 8 为通过数值模拟求得的最优结构各性能间的比较,结合表 5 中的结构参数可以发现,当肋高为 4mm,V 肋-V 肋间距 P 较大,V 肋-凹陷间距 L 达到最大值($P=43.2\text{mm}$, $L=39.6\text{mm}$)时,结构单元排布疏松,基于浸润面积的传热($\overline{Nu}/Nu_0$)最高,为 2.93。在 $\overline{Nu}/Nu_0$ 最优结构的基础上,保持 P 和 L 不变,通过降低肋高和凹陷深度($e=3.21\text{mm}$, $\delta=3.88\text{mm}$),使得传热降低了 6.5% 的同时流动阻力降低了 22.6%,最终导致综合传热因子上升了 1.51%,获得综合传热因子(TPF)最优的结构,为 1.34。

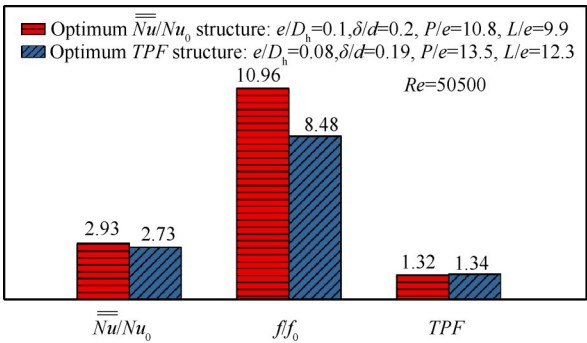


Fig. 8 Performance comparisons of optimal V rib-dimple structures (numerical simulation)

$\overline{Nu}/Nu_0$ 和 TPF 最优结构沿流向中心线的努塞尔数比分布的数值模拟结果如图 9 所示,流体掠过肋后在平板区域附着,随后流经凹陷后在凹陷尾缘冲出,故肋后平板、凹陷尾缘区域为高换热区。由于 $\overline{Nu}/Nu_0$ 最优结构相对于 TPF 最优结构拥有更高的肋(如表 5 所示),导致流体附着位置延后,但附着冲击强度增加,引起肋后高换热区传热的数值增加,肋后附着流打破了凹陷前缘的低换热区,所以尽管 $\overline{Nu}/Nu_0$ 最优结构凹陷更深,但凹陷内低换热区面积并无增加。

5.2 传热强化机理

图 10 为不同 L/e 下的 V 肋-凹陷结构数值模拟结果,其中图 10(a)为 V 肋凹陷壁面努塞尔数比分布云图,图 10(b)为 $y/d=0$ 截面湍动能分布云图及面内流线,图 10(c)为 $y/d=0$ 截面速度分布云图,图 10(d)为 $y/d=0$ 截面无量纲温度分布云图。图 11 展示了不同 L/e 下的 V 肋凹陷结构近壁三维流线。V 肋凹陷结构相对于单一的 V 肋或凹陷结构传热大幅增加(图 10(a))。由于凹陷的卷吸作用,增强了流体对肋后平板的附着冲击,导致肋后回流区流速增加(图 10(c)),肋后高换热区明显增大,附着流使得凹陷前缘回流区减小。V 肋产生的二次流沿展向偏移(图 11),附着流流入凹陷后在凹陷后缘冲出,V 肋与凹陷产生的涡流相互影响引起湍动能的大幅增加(图 10(b))。相对于最优的结构, TPF 最优的结构通过降低肋高使得流动阻力减小,但由于掠过肋的流体附着点前移(图 11)且附着冲击强度减弱,导致肋后高换热区、高湍动能区的面积减小(图 10(a),(b)),但合适的肋高并没有导致凹陷内部出现回流区(图 10(c)),且相对于最优的结构,温度边界层没有明显增厚(图 10(d)),维持了较高的传热性能,最终导致 TPF 增大。

因为存在制约关系 $P/e \geq L/e + 3.6/e$,而对于 $\overline{Nu}/Nu_0$ 和 TPF 最优的结构, $P/e = L/e + 3.6/e$,这说明 L/e 决定了 P/e 的取值,参数 L/e 主导了传热性能,故聚焦分析 L/e 对流动与传热的影响。当 $L/e=5.4$ 时,凹陷紧贴肋后。流体掠过肋后主要在凹陷后缘和凹陷后部平板区域附着,导致凹陷后缘出现高传热三角区。由于凹陷前缘靠近肋后流体回流区,凹陷内部流速下降,壁面温度边界层较厚,传热较差;当 $L/e=8.1$ 时,凹陷位于两排肋的中间位置,流体掠过肋后主要在肋后平板和凹陷内附着,导致肋后平板区域出现高换热区,由于部分流体在凹陷内附着,改善了凹陷内部的低流速区,对流传热增强。流体经凹陷后缘冲出与主流剪切形成高湍动能区域;当 $L/e=9.9$ 时,凹陷靠近下排肋。掠过肋的流体在肋下游平板区域附着,引起大面积高传热三角区的形成,随后流经凹陷经历分离与再附着过程,结合下排肋前收缩效应增强凹陷后缘的湍动能,进一步增强传热。

Table 5 Optimization results with the parameters of the corresponding optimum structures

Item	Structure parameters/mm				MOGA result	Num. result	Deviation/%
	<i>e</i>	δ	<i>L</i>	<i>P</i>			
Optimum $\overline{Nu}/Nu_0$ structure	4.00	4.18	39.6	43.2	$\overline{Nu}/Nu_0=2.933$	2.926	0.24
Optimum <i>TPF</i> structure	3.21	3.88	39.6	43.2	<i>TPF</i> =1.352	1.338	0.10

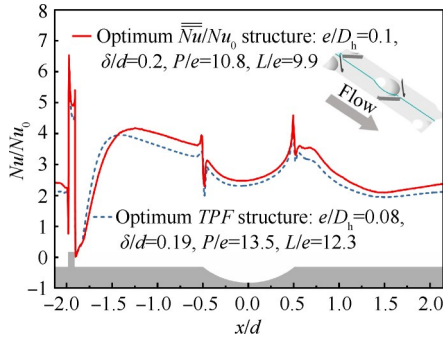


Fig. 9 Nu/Nu_0 distribution along streamwise centerline of optimal V rib-dimple structures ($Re=50500$)

通过改变 V 肋-凹陷间距调控凹陷的位置,从而精准地控制肋后附着流体的流动,以增强传热。随着间距比 L/e 的增加:(1)凹陷前平板面积增加,为掠过肋的流体提供了宽阔的附着区域,温度边界层逐渐变薄,平板高传热区和高端动能区域增大;(2)凹陷前缘逐渐远离肋后回流区,改善了凹陷内部的低流速区,凹陷内部对流传热增强;(3)凹陷后缘远离肋后流体附着区,湍动能降低引起凹陷后缘传热下降;(4)凹陷后平板区域面积减小,凹陷后缘出流再

附着不够充分,但由于靠近下排肋的肋后收缩位置,湍动能增强,湍流热输运弥补了对流热输运的不足。

进一步分析肋高 e 和凹陷深度 δ 与肋凹陷间距 L 对传热的作用关系。图 12(a)固定 $\delta=4\text{mm}$,研究 e 和 L 对传热的影响,如图 12(a)所示,传热随 e/D_h 的增大而增强。流体经肋后分离,附着点随 e/D_h 增加而远离肋,此时 L/δ 的增加为流体在平板区域附着提供了空间,增强了对流传热。图 12(b)固定 $e=4\text{mm}$,研究 δ 和 L 对传热的影响。对于较浅的凹陷($\delta/d=0.1\sim 0.15$),传热随 L/e 的增加,先降低后增加。 L/e 较小($L/e=4.5\sim 6.9$)时,高传热区位于凹陷后缘,凹陷后缘传热占主导,增加 L/e 虽然可以改善凹陷内部的传热,但无法弥补凹陷后缘的传热下降,导致整体传热下降。直到 $L/e>6.9$ 后,肋后平板高传热区面积增大后主导整体传热,传热随 L/e 的增加而增强。当凹陷深度增加后($\delta/d>0.15$),凹陷内部传热恶化, L/e 增加虽然降低了凹陷后缘的传热,但改善了凹陷内部的传热,最终导致整体传热增强。凹陷深度增加后,($\delta/d>0.15$)传热随 L/e 的增加而增强。

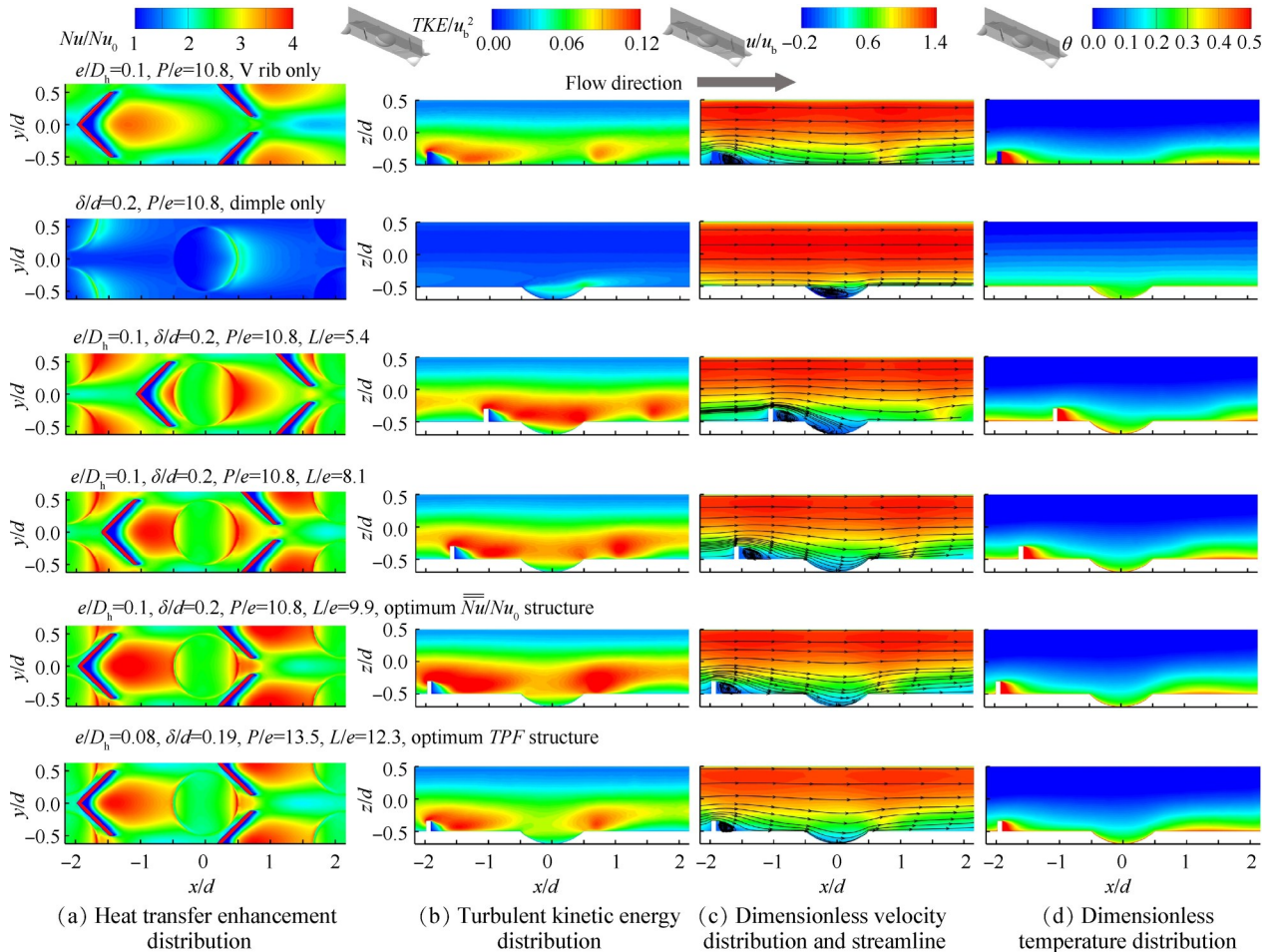


Fig. 10 Contours of different structures ($Re=50500$)

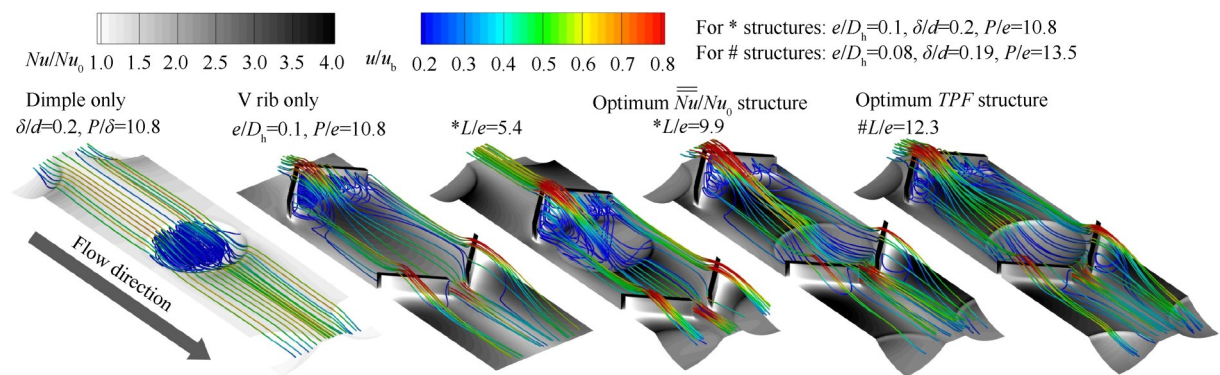


Fig. 11 Three-dimensional near-wall area streamline diagram of different structures ($Re=50500$)

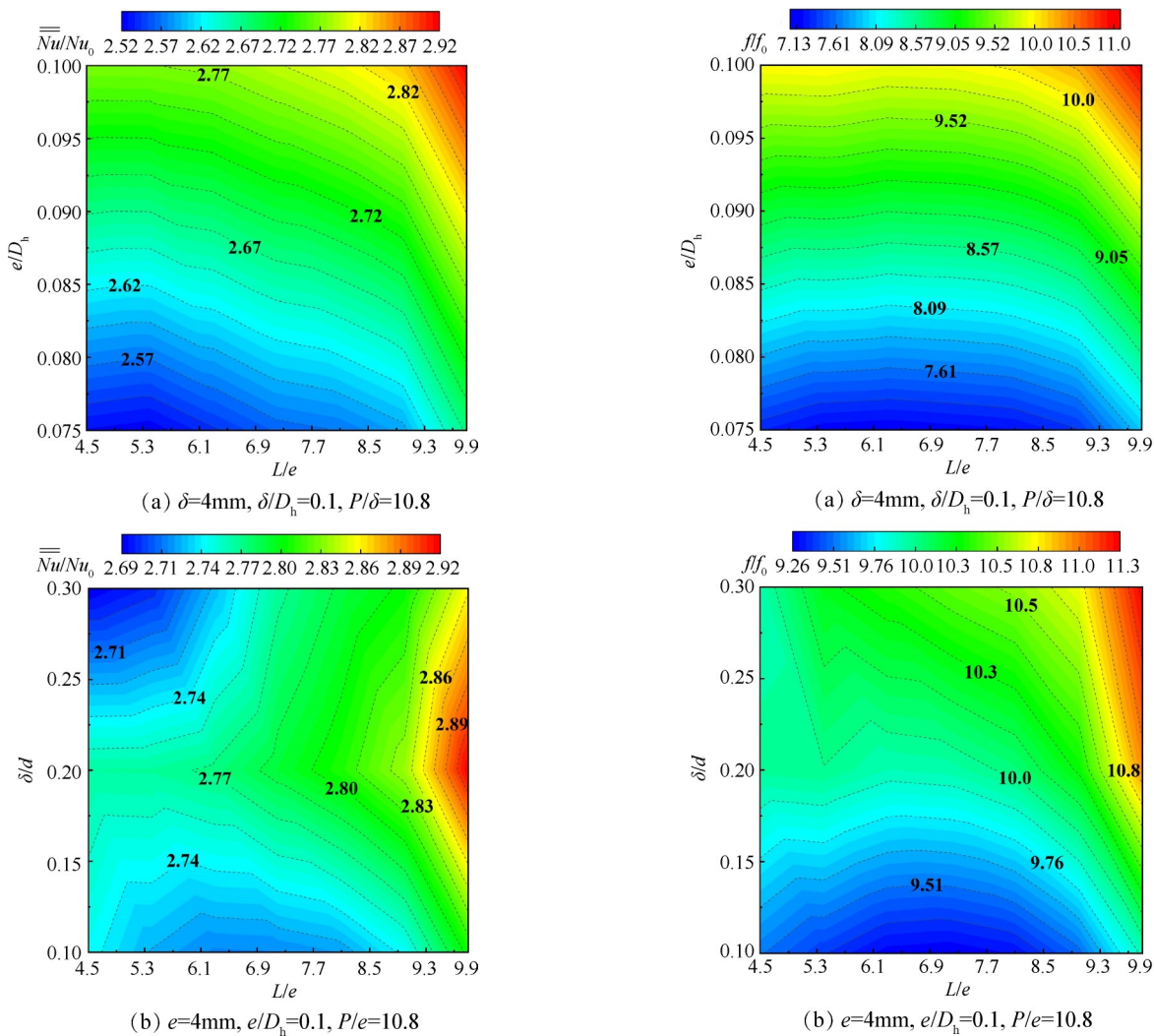


Fig. 12 Relationship between structural parameters to Nusselt number ratio ($Re=50500$)

如图 13 所示,流动损失随 e/D_h 增大而增加,在 $L/\delta=4.5\sim 9.0$ 内, e/D_h 不变,增加 L/δ 对流动损失影响微弱,但会强化传热,这进一步说明当 δ 不变时,增加肋-凹陷间距可以提高综合传热性能。流动损失随 δ/d 的增加而增大。相对于 e/D_h 不变的条件,流动损失在 δ/d 不变的条件下对 L/e 的变化更加敏

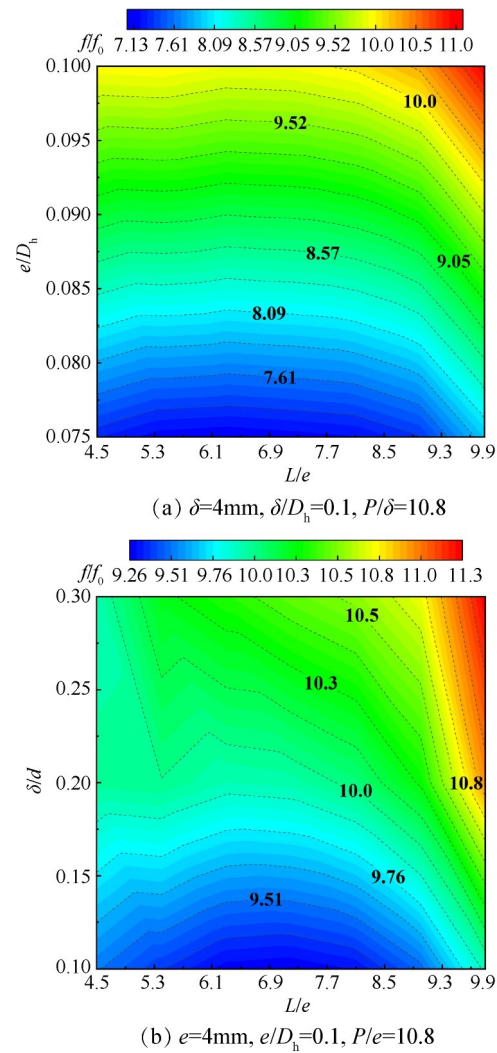


Fig. 13 Relationship between structural parameters to friction factor ratio ($Re=50500$)

感。凹陷深度在 $0.1\sim 0.2$ 内, δ/d 不变,增加 L/e 对流动损失影响较小,而凹陷深度较大时 ($\delta/d>0.25$),较小的 L/e ($L/e=4.5\sim 6.1$) 引起传热恶化 (如图 13(b)) 而压力损失仍然较高,较大的 L/e ($L/e=9.3\sim 9.9$) 略微改善了传热而压力损失急剧增加,这说明凹陷深度的选取要适中。

6 结 论

本文对 $Re=50500$ 条件下的单面 V 肋-凹陷结构进行优化设计及机理研究,得到如下主要结论:

(1)在设计参数范围内,当肋高较高(肋高 $e=4\text{mm}$),V 肋-V 肋间距 P 较大,V 肋-凹陷间距 L 达到最大值($P=43.2, L=39.6$)时,基于浸润面积的努塞尔数比($\overline{Nu}/Nu_0$)最高,为 2.93。保持 P 和 L 不变,通过降低肋高和凹陷深度($e=3.21\text{mm}, \delta=3.88\text{mm}$),获得综合传热因子(TPF)最高的结构,为 1.34。

(2)传热最优结构较高的肋($e/D_h=0.1$),和较深的凹陷相互配合($\delta/d=0.21$),引起掠过肋的流体强烈的附着冲击,较大的 L/e ($L/e=9.9$)提供了宽广的附着区域,导致肋后出现大面积的高传热三角区,流体附着后经凹陷分离-再附着,增强了湍流热输运,从而进一步强化传热。

(3)通过调控凹陷的位置控制肋后附着流体的流动以增强传热。肋高较高时($e/D_h=0.1$),除凹陷较浅($\delta/d=0.1\sim 0.15$)的结构外,增加 L/e 均可以增强传热。特别地,对于较浅的凹陷($\delta/d=0.1\sim 0.15$), L/e 应保持较小值($L/e=4.5$)以维持凹陷后缘高传热区不变,或增加至较大值($L/e>6.9$)提供肋后平板附着区增强传热。

致 谢:感谢国家科技重大专项、国家自然科学基金、中德合作小组、上海市科委国际科技合作项目和深圳科技项目的资助。

参考文献

- [1] Ligrani P. Heat Transfer Augmentation Technologies for Internal Cooling of Turbine Components of Gas Turbine Engines[J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013, 2013: 1-32.
- [2] Han J C, Zhang Y M, Lee C P. Augmented Heat Transfer in Square Channels with Parallel, Crossed, and V-Shaped Angled Ribs[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1991, 113(3): 590-596.
- [3] Tanda G. Heat Transfer in Rectangular Channels with Transverse and V-Shaped Broken Ribs[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47(2): 229-243.
- [4] Hagari T, Ishida K, Oda T, et al. Heat Transfer and Pressure Losses of W-Shaped Small Ribs at High Reynolds Numbers for Combustor Liner[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2011, 133(9): 825-834.
- [5] Choi E Y, Choi Y D, Lee W S, et al. Heat Transfer Augmentation Using a Rib-Dimple Compound Cooling Technique[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 51(1): 435-441.
- [6] Jang H N, Park J S, Kwak J S. Experimental Study on Heat Transfer Characteristics in a Ribbed Channel with Dimples, Semi-Spherical Protrusions, or Oval Protrusions[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 131: 734-742.
- [7] Kunstmann S, Von Wolfersdorf J, Ruedel U. Heat Transfer and Pressure Drop in Combustor Cooling Channels with Combinations of Geometrical Elements[C]. *Glasgow: ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*, 2010.
- [8] Singh P, Ekkad S. Experimental Study of Heat Transfer Augmentation in a Two-Pass Channel Featuring V-shaped Ribs and Cylindrical Dimples[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 116: 205-216.
- [9] Zhang P, Rao Y, Li Y, et al. Heat Transfer and Turbulent Flow Structure in Channels with Miniature V-Shaped Rib-Dimple Hybrid Structures on One Wall[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2019, 141(7): 071903.
- [10] Zhang P, Rao Y, Xie Y, et al. Turbulent Flow Structure and Heat Transfer Mechanisms over Surface Vortex Structures of Micro V-Shaped Ribs and Dimples[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 178: 121611.
- [11] Kim H M, Moon M A, Kim K Y. Multi-Objective Optimization of a Cooling Channel with Staggered Elliptic Dimples[J]. *Energy*, 2011, 36(5): 3419-3428.
- [12] Moon M A, Husain A, Kim K Y. Multi-Objective Optimization of a Rotating Cooling Channel with Staggered Pin-Fins for Heat Transfer Augmentation[J]. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 2012, 68(7): 922-938.
- [13] Seo J W, Afzal A, Kim K Y. Efficient Multi-Objective Optimization of a Boot-Shaped Rib in a Cooling Channel[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2016, 106: 122-133.
- [14] Wang X, Xu H, Wang J, et al. Multi-Objective Optimization on the Fluid Flow and Heat Transfer of Semi-Attached Rib-Channels[C]. *Online: ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, 2021.
- [15] Ekkad S V, Han J-C. A Transient Liquid Crystal Thermography Technique for Gas Turbine Heat Transfer Measurements[J]. *Measurement Science and Technology*, 2000, 11(7): 957-968.
- [16] Moffat R J. Describing the Uncertainties in Experimental Results[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-17.
- [17] Celik I B, Ghia U, Roache P J, et al. Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications[J]. *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the ASME*, 2008, 130(7): 078001.
- [18] Simpson T W, Mauery T M, Korte J J, et al. Kriging Models for Global Approximation in Simulation-Based Multidisciplinary Design Optimization[J]. *AIAA Journal*, 2001, 39(12): 2233-2241.

(编辑:梅 瑛)