基于增强协同与减少耗散的对流传热强化理论研究

刘伟^{*}, 肖辉

华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074

* E-mail: w_liu@hust.edu.cn

收稿日期: 2021-03-29; 接受日期: 2021-06-07; 网络版发表日期: 2021-09-06

国家自然科学基金(批准号: 51736004)资助项目

摘要 对流传热具有守恒、协同和耗散三大特性, 揭示其内在联系与基本规律对发展对流传热强化理论意义重大. 本文基于能量和动量传输的本构和守恒关系, 全面审视对流传热的多场协同与不可逆耗散机制, 分析流体传热、耗功及惯性协同角之间的相互关系, 提出反映对流传热不可逆耗散的热效率和熵效率, 探索基于增强协同与减少耗散的对流传热强化理论. 基于此, 提出一种V型复合肋槽强化传热管并进行湍流换热计算模拟. 研究发现: 与光滑圆管相比, 在管壁形成V型复合肋槽可减小强化管的传热和惯性平均协同角, 热效率和熵效率分别超过92%和34%, 性能和效能评价系数分别为1.22~1.69和0.53~1.07.

关键词 多场协同, 不可逆耗散, 对流传热强化, 复合肋槽管

1 引言

工业过程中能量传输80%以上依靠换热设备, 而换热设备中热量传递75%以上依靠对流传热. 发展对流传热强化的新理论、新方法和新技术, 对提高换热设备效能、降低换热设备功耗具有及其重要的意义.

20世纪末以来, 对流传热强化的协同和耗散理论引起了人们的关注. 过增元等人^[1~4]揭示了热流与速度场的协同机制, 提出了对流传热的温度-速度两场协同原理. 陶文铨等人^[5~7]基于层流和湍流传热温度场与速度场协同关系, 通过大量数值计算证实了场协同原理

的正确性. 刘伟等人^[8,9]分析了流体压力对传热和流动的影响和作用机制, 在两场协同原理基础上提出了温度-速度-压力三场协同原理, 并将场协同原理由层流拓展到湍流领域. 此外, 刘伟等人^[10,11]基于流体的热能、机械能、质量和动量协同方程, 探索了对流传热传质的多场协同原理.

除了多物理场协同以外, 传输过程的不可逆耗散也是影响对流传热的重要机制. Bejan^[12]基于热力学第二定律, 提出了传递过程的熵产最小化原理, 广泛应用于能量传递过程的不可逆耗散分析^[13]. 过增元等人^[14]提出了新的物理量熵以及传热过程的熵耗散极值原理,

引用格式: 刘伟, 肖辉. 基于增强协同与减少耗散的对流传热强化理论研究. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 1166–1177

Liu W, Xiao H. Theoretical study on enhancing convective heat transfer based on strengthening synergy and reducing dissipation (in Chinese). Sci Sin Tech, 2021, 51: 1166–1177, doi: [10.1360/SST-2021-0127](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0127)

揭示了改善流体的温度均匀性是对流传热强化最根本的属性. 孟继安等人^[15]基于焓耗散极值原理建立了传热优化模型并开展了数值计算. 陈群等人^[16]和刘伟等人^[17]以焓耗散极值为优化目标开展了传热优化计算. 何雅玲等人^[18]论述并揭示了场协同与焓耗散极值原理之间的内在关系. 为了同时表征传热与流动的耗散特性, 刘伟等人^[19]建立了可用势函数和可用势方程, 提出了传递过程的熵损最小化原理, 由此, 王俊博等人^[20,21]和肖辉等人^[22]对一些传热单元和设备的结构参数进行了优化设计. 近年来, 陈群等人^[23]、刘伟等人^[24]、王俊博等人^[25]和贾辉等人^[26]分别以传热和流动耗散最小为优化目标, 建立了基于变分原理的传热优化数学模型, 求解出具有“多涡纵向旋流”结构的低耗散流场. 基于此, 刘鹏等人^[27-31]和吕金艺等人^[32]设计出系列高效低阻对流传热强化新元件, 并验证了其优良的传热和流动性能.

根据以上研究, 本文进一步探索基于增强协同与减少耗散的对流传热强化理论, 为设计和研发高效低阻传热强化元件及设备提供指导.

2 对流传热的守恒特性

对流传热的能量和动量守恒特性由流体的热能、机械能以及动量方程来描述, 而热流、功流和动量流的迁移规律则由传输过程的本构关系来反映.

2.1 本构关系

在描述工程或自然界的热传输现象时, 需要引入热流、功流和动量流与相应驱动力之间的本构关系^[33,34].

$$\mathbf{q} = -k \nabla T, \quad (1)$$

$$\boldsymbol{\omega} = -\zeta \nabla p, \quad (2)$$

$$\boldsymbol{\tau} = -\mu \nabla u, \quad (3)$$

式中, T 为流体温度, K; p 为流体压力, Pa; u 为 x 方向速度, m/s; $\mathbf{q}$ 为热通量($\mathbf{q} = -a \nabla(\rho c_p T)$), W/m²; $\boldsymbol{\omega}$ 为功通量, W/m²; $\boldsymbol{\tau}$ 为动量通量($\boldsymbol{\tau} = -v \nabla(\rho u)$), N/m²; a 为热扩散系数, m²/s; ζ 为功扩散系数(功率因子), m²/s; v 为动量扩散系数(运动黏度), m²/s; k 为流体导热系数, W/(m K); ρ 为流体密度, kg/m³; c_p 为流体比热, J/(kg K); μ 为动力黏度, Pa s. 式(1)~(3)表征了对流传

热过程的三种唯象关系, 表明热量、功量和动量传输在数学上具有相似性, 是建立流体能量和动量守恒方程的物理和数学基础.

2.2 守恒方程

基于以上本构关系以及流体能量和动量守恒, 将常物性、不可压缩牛顿流体稳态层流传热的热能、机械能、动量守恒方程表达为^[11]

$$\mathbf{U} \cdot \nabla T = a \nabla^2 T, \quad (4)$$

$$\mathbf{U} \cdot \nabla p = \zeta \nabla^2 p, \quad (5)$$

$$\mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{U} = -\nabla p / \rho + \nu \nabla^2 \mathbf{U}, \quad (6)$$

式中, $\mathbf{U}$ 为流体的速度矢量, m/s.

对于常物性、不可压缩牛顿流体, 稳态湍流传热的热能、机械能、动量守恒方程以及 k - ε 方程^[35]为

$$\mathbf{U} \cdot \nabla T = (a + \varepsilon_h) \nabla^2 T, \quad (7)$$

$$\mathbf{U} \cdot \nabla p = (\zeta + \varepsilon_p) \nabla^2 p, \quad (8)$$

$$\mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{U} = -\nabla p / \rho + (\nu + \varepsilon_m) \nabla^2 \mathbf{U}, \quad (9)$$

$$u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\varepsilon_m}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \varepsilon_m \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - \varepsilon - 2\nu \left(\frac{\partial k^{1/2}}{\partial y} \right)^2, \quad (10)$$

$$u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\varepsilon_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + c_1 \frac{\varepsilon}{k} \varepsilon_m \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - \frac{c_2 \varepsilon^2}{k} + 2\nu \varepsilon_m \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \quad (11)$$

式中, ε_h 为湍流热扩散系数, m²/s; ε_p 为湍流功扩散系数(湍流功率因子), m²/s; ε_m 为湍流动量扩散系数, m²/s; k 为湍流动能; ε 为湍流耗散率; 常数 $c_1=1.45$, $c_2=2$, $\sigma_k=1$, $\sigma_\varepsilon=1.3$. 由上可见, 守恒方程(4)~(6)与(7)~(9)在形式上是相似的, 故可推知, 湍流传热的协同及耗散特性与层流传热具有相似性^[9].

3 对流传热的协同特性

根据流体的热能、机械能以及动量守恒方程, 可以导出反映对流传热多物理场协同关系的流体热能、机械能以及动量协同方程.

3.1 协同方程

过增元等人^[1]首次提出了热流与速度场协同的概念, 并基于流体的热能守恒方程, 导出了层流稳态传热的热能协同方程:

$$Nu = RePr \int_0^{\delta_t/l} (\mathbf{U} \cdot \nabla T) dY. \quad (12)$$

基于此, 刘伟等人^[11]根据流体的机械能守恒方程, 导出了层流稳态传热的机械能协同方程:

$$Eu = ReLi \int_0^1 \int_0^1 (\overline{\mathbf{U}} \cdot \nabla \overline{p}) dX dY. \quad (13)$$

为了反映流体的惯性扰动机制, 刘伟等人^[10]基于流体的动量守恒方程, 导出了层流稳态传热的动量协同方程:

$$Eu = \int_0^1 \overline{\tau}_w dX + \int_0^1 \int_0^1 (\mathbf{U} \cdot \nabla \overline{u}) dX dY. \quad (14)$$

在上述方程中, Nu 为努谢尔特数; Eu 为欧拉数; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数; Li 为新的无量纲准则数 ($Li = \nu/\zeta$); δ_t 为黏性边界层厚度; m ; δ_t 为热边界层厚度; m ; l 为通道高度, m ; 上划线代表平均; 下标 w 代表壁面. 方程(14)的物理意义为: 流体压降与黏性阻力和流体惯性相平衡, 即外界给流体提供的机械能用于克服流体的黏性以及改变流体的惯性.

3.2 协同评价

根据方程(12), 流体传热的协同关系可表达为^[11]

$$\beta = \arccos \frac{\mathbf{U} \cdot \nabla T}{|\mathbf{U}| |\nabla T|}, \quad (15)$$

式中, β 为反映流体换热强弱的协同角. β 角越小, 流体换热性能越好.

根据方程(13), 流体耗功的协同关系可表达为^[10]

$$\theta = \arccos \frac{\mathbf{U} \cdot (-\nabla p)}{|\mathbf{U}| |-\nabla p|}, \quad (16)$$

式中, θ 为反映流体耗功大小的协同角. θ 角越小, 流体消耗功率越少. 但 β 角的减少将导致 θ 角增大, 即增强流体传热与减少流体功耗相矛盾. 因此, 只有传热和流动实现了协同强化, 才能达到优良的综合性能.

根据方程(14), 流体惯性的协同关系可表达为^[11]

$$\alpha = \arccos \frac{\mathbf{U} \cdot \nabla u}{|\mathbf{U}| |\nabla u|}, \quad (17)$$

式中, α 为反映流体惯性扰动的协同角. α 角越小, 流体惯性扰动越充分. 在一定的雷诺数下, 流体的黏性阻力一般不易改变. 若要改善传热单元的综合性能, 一个切实可行的办法是调整流体惯性, 也即强化对流传热最可行的办法是通过合理地扰动流体, 将协同角 α 控制在合适的范围.

式(15)~(17)反映流场某一流体质点的物理量协同关系, 若在流体域 Ω 内积分式(15), 可得评价流体传热的平均协同角:

$$\beta_m = \arccos \frac{\iiint_{\Omega} |\mathbf{U}| |\nabla T| \cos \beta dV}{\iiint_{\Omega} |\mathbf{U}| |\nabla T| dV}. \quad (18)$$

在流体域 Ω 内积分式(16), 可得评价流体耗功的平均协同角:

$$\theta_m = \arccos \frac{\iiint_{\Omega} |\mathbf{U}| |\nabla p| \cos \theta dV}{\iiint_{\Omega} |\mathbf{U}| |\nabla p| dV}. \quad (19)$$

在流体域 Ω 内积分式(17), 可得评价惯性扰动的平均协同角:

$$\alpha_m = \arccos \frac{\iiint_{\Omega} |\mathbf{U}| |\nabla u| \cos \alpha dV}{\iiint_{\Omega} |\mathbf{U}| |\nabla u| dV}, \quad (20)$$

式中, V 为流体容积, m^3 ; 下标 m 代表流场平均值. 式(18)~(20)可评价流体的传热、耗功和扰流性能, 也反映了对流传热的强化方向.

文献[9]研究表明: 稳态湍流传热的热能、机械能和动量协同方程以及协同角表达式, 与方程(12)~(14)以及式(15)~(17)完全类似, 只是要定义湍流物性参数和湍流无量纲准则数. 因此, 多场协同原理也适合湍流传热的情形.

4 对流传热的耗散特性

流体熵和焓平衡方程表征传递过程不可逆性, 而流体焓平衡方程可表征过程的不可逆热耗散, 于是, 根据热力学第二定律可定义传递过程热效率.

4.1 耗散方程

不可逆耗散是对流传热过程的基本属性, 减少传

热和流动耗散是强化对流传热的根本要求. 根据文献[12], 传递过程的熵平衡方程为

$$\rho \frac{Ds}{Dt} = -\nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{q}}{T} \right) + \frac{k(\nabla T)^2}{T^2} + \frac{\Phi}{T}, \quad (21)$$

式中, s 为流体的熵, $\text{kJ}/(\text{kg K})$; $-\nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{q}}{T} \right)$ 为熵流的变化, $\text{W}/(\text{m}^3 \text{K})$; $\frac{k(\nabla T)^2}{T^2}$ 为流体熵产, $\text{W}/(\text{m}^3 \text{K})$; Φ 为黏性耗散热, W/m^3 ; t 为时间, s .

根据文献[36,17], 传递过程的焓平衡方程为

$$\rho \frac{Dg}{Dt} = -\nabla \cdot (\mathbf{q}T) - k(\nabla T)^2 + \Phi T, \quad (22)$$

式中, g 为流体的焓, $(\text{kJ K})/\text{kg}$; $-\nabla \cdot (\mathbf{q}T)$ 为焓流的变化, $(\text{W K})/\text{m}^3$; $k(\nabla T)^2$ 为流体焓耗, $(\text{W K})/\text{m}^3$.

在方程(21)和(22)中, 熵产和焓耗散为表征传递过程不可逆性的物理量. 类似地, 可将流体的热能守恒方程改写为传递过程的焓平衡方程:

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = -T \nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{q}}{T} \right) + \frac{k(\nabla T)^2}{T} + \Phi, \quad (23)$$

式中, h 为流体的焓, kJ/kg ; $-T \nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{q}}{T} \right)$ 为热流的变化, W/m^3 ; $\frac{k(\nabla T)^2}{T}$ 为不可利用的无效热或流体内热损, W/m^3 . 式中可见, 流体的输运热为有效热与无效热之和. 其中, 无效热代表了对流传热过程流体的不可逆热耗散, 强化对流传热的主要目标就是要减少耗散, 从而提高热传输效率.

在流体域 Ω 对局部内热损积分有

$$Q_l = \iiint_{\Omega} q_l dV = \iiint_{\Omega} \frac{k(\nabla T)^2}{T} dV. \quad (24)$$

式(24)表明, 流体域的温度越均匀且流体平均温度越高, 总热损将越小. 这时, 流体与壁面的温差减小, 当热流一定时, 其热阻也将减小.

此外, 文献[18]建立了传递过程的可用势平衡方程:

$$\rho \frac{De}{Dt} = -\nabla \cdot \left[\left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \mathbf{q} \right] - \frac{T_0 k(\nabla T)^2}{T} + \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \Phi + \frac{Dp}{Dt}, \quad (25)$$

式中, e 为流体的可用势或可用焓 ($e = h - T_0 s$), kJ/kg ;

$-\nabla \cdot \left[\left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \mathbf{q} \right]$ 为焓流的变化, W/m^3 ; $\frac{k(\nabla T)^2}{T}$ 为流体的传热焓损, W/m^3 ; T_0 为环境温度, K . 流体压力全导数 Dp/Dt 为流动焓损 (W/m^3), 对于不可压缩流体有

$$\begin{aligned} \frac{Dp}{Dt} &= \frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{U} \cdot \nabla p \\ &= -\mathbf{U} \cdot (\rho \mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{U} - \mu \nabla^2 \mathbf{U}). \end{aligned} \quad (26)$$

可见, 流体的功耗为流体的惯性项与黏性项之和, 改善对流传热强化的综合性能, 就是要将流体的惯性扰动控制在合适的范围内.

经过简化, 传递过程的可用焓平衡方程为

$$\begin{aligned} \rho \frac{De}{Dt} &= -\nabla \cdot \left[\left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \mathbf{q} \right] - \frac{T_0 k(\nabla T)^2}{T} \\ &\quad + \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \Phi. \end{aligned} \quad (27)$$

对比方程(21)~(23)及(27)可知, 与流体的总势 h 以及可用势 e 相类似, 熵和焓也分别代表流体的“势”, 描述传递过程中流体传输能力的变化. 这四个方程说明, 流体势的改变始终伴随着传递过程发生的不可逆性.

值得指出: 对于不对外做功的不可压缩流体, 熵的定义为: $ds = \frac{\delta Q}{T} = \frac{dh}{T}$; 焓的定义为: $dg = T\delta Q = Tdh$. 这时, 关于流体熵、焓和焓的平衡方程(21)~(23)可以互导, 三者均可表征热量传递过程的不可逆性. 此外, 温度或环境温度与熵、焓流以及熵产乘积的物理意义十分明确(表1), 而传递方程中的传输流以及不可逆耗散项则体现出良好的对称性(表2).

表2可见, 热损 $\frac{k(\nabla T)^2}{T}$ 是介于熵产 $\frac{k(\nabla T)^2}{T^2}$ 和焓耗散 $k(\nabla T)^2$ 之间的物理量, 因其具有能量单位 W/m^3 , 更适合作为传热强化元件或设备的性能优化指标.

对于湍流传热, 以上不可逆耗散理论仍然适用, 只是湍流的普朗特数、热扩散系数和导热系数分别定义为

$$Pr_t = \frac{\varepsilon_m}{\varepsilon_h}; \quad \varepsilon_h = \frac{k_t}{\rho c_p}; \quad k_t = \frac{\rho c_p \varepsilon_m}{Pr_t}.$$

4.2 耗散评价

根据热力学第二定律, 由方程(23)可将对流传热过程的热效率表达为

表 1 温度与熵、熵流及熵产乘积的意义

Table 1 The meaning of the product between temperature and entropy, entropy flux and entropy generation

热势	不可用热势	扩散热流	不可用热流	热损	熵损
T_s	$T_0 s$	$-T \nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{q}}{T} \right)$	$-T_0 \nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{q}}{T} \right)$	$T \frac{k(\nabla T)^2}{T^2}$	$T_0 \frac{k(\nabla T)^2}{T^2}$

表 2 传输过程的势、流以及不可逆表征^{a)}

Table 2 The expressions of potential, flux and irreversibility in the transport process

流体势	传输流	不可逆耗散
s (J/(kg K))	$-\nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{q}}{T} \right)$ (W/(m ³ K))	$\frac{k(\nabla T)^2}{T^2}$ (W/(m ³ K))
g ((J K)/kg)	$-\nabla \cdot (\mathbf{q}T)$ ((W K)/m ³)	$k(\nabla T)^2$ ((W K)/m ³)
h (J/kg)	$-T \nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{q}}{T} \right)$ (W/m ³)	$\frac{k(\nabla T)^2}{T}$ (W/m ³)
e (J/kg)	$-\nabla \cdot \left[\left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \mathbf{q} \right]$ (W/m ³)	$\frac{T_0 k(\nabla T)^2}{T}$ (W/m ³)

a) 括号中表示单位。

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_l}{Q} = 1 - \frac{\iiint_{\Omega} \frac{k(\nabla T)^2}{T} dV}{\iiint_{\Omega} -\nabla \cdot \mathbf{q} dV}. \quad (28)$$

同样, 由方程(27)可将对流传热过程的熵效率表达为

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{E_{x,l}}{E_x} = 1 - \frac{\iiint_{\Omega} T_0 \frac{k(\nabla T)^2}{T^2} dV}{\iiint_{\Omega} -\nabla \cdot \left[\left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \mathbf{q} \right] dV}, \quad (29)$$

式中, Q_l 为传热过程的总热耗, W; Q 为进入流体的总热流, W; $E_{x,l}$ 为传热过程的总熵损, W; E_x 为进入流体的总熵流, W。

为了评价传热与流动协同强化的综合性能, 引入性能评价系数^[37]:

$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}, \quad (30)$$

以及效能评价系数^[38]:

$$EEC = \frac{Q/Q_0}{P/P_0} = \frac{Nu/Nu_0}{Eu/Eu_0} = \frac{Nu/Nu_0}{f/f_0}, \quad (31)$$

式中, Q 为强化管的热流, W; P 为强化管的流体耗功, W; f 为强化管的流体阻力系数; 下标0表示光管。值得指出: 式(31)可对强化管的传热和流动性能进行评价,

也可对换热器管束的对流传热强化性能进行评价。

至此, 协同关系式(18)~(20)、耗散表达式(28)和(29), 以及性能评价式(30)和(31)构成了对流传热强化的综合指标, 用于对传热单元和设备的性能进行全面评价。

5 强化传热管的计算分析

本文提出一个V型复合肋槽强化传热管, 通过数值计算, 模拟传热和流动的多场协同和不可逆耗散特性, 分析其对流传热强化的综合性能。

5.1 计算模型

强化传热管由正反方向布置的V型凸肋和凹槽复合而成, 肋和槽在圆周上均匀布置, 数量均为4组, 计算模型见图1。相关尺寸为: 管内径 $D_h=17$ mm; 管外径 $D_o=19$ mm; 进口段管长 $L_{in}=100$ mm; 测试段管长 $L=300$ mm; 出口段管长 $L_{out}=100$ mm; 无量纲截距 $p/D=0.8, 1.0, 1.2, 1.4$; 肋槽长度为6 mm; 肋槽宽度为2 mm; 两肋槽顶端间距为 $0.8D_h$; 肋槽夹角为 90° 。

管内流动工质选择为水。计算参数范围为: 雷诺数 $Re=6000\sim 18000$, 无量纲截距 $p/D_h=0.8\sim 1.4$ 。计算边界条件为: 进口速度和温度均匀分布; 进口流体平均温

图 1 (网络版彩图) V型复合肋槽强化管的计算模型示意

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of the calculating model of the V-shaped rib-groove composited tube.

度为300 K; 壁面温度为330 K; 环境温度为293.15 K; 壁面速度无滑移; 进口湍流强度给定为 $I=0.16Re^{-1/8}$; 出口给定为压力出口。

本文采用商业软件ICEM 16.0对计算模型生成非结构化网格, 如图2所示。在强化管的核心区域采用六面体网格, 在强化管的边界区域采用致密网格, 在肋槽表面附近对网格进一步加密, 壁面附近网格满足 $y^+ < 1$ 。

计算雷诺数、努塞尔特数和阻力系数的定义式如下:

$$Re = \frac{\rho u_m D_h}{\mu}, \quad (32)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k} = \frac{q D_h}{k \Delta T_m}, \quad (33)$$

$$f = \frac{\Delta p}{(L/D_h) \rho u_m^2 / 2}, \quad (34)$$

式中, u_m 是流体进口平均速度, m/s; ΔT_m 是进出口流体与壁面的对数平均温差, K; Δp 是强化管测试段的压差, Pa。

5.2 结果与分析

本文采用商业软件FLUENT 16.0中的 $k-\varepsilon$ 湍流模型求解流场和温度场。通过有限容积法离散控制方程, 压力采用二阶格式, 速度和温度采用二阶迎风格式。选择SIMPLE算法对压力和速度迭代求解。当连续性方程的残差小于 10^{-4} , 其余方程的残差小于 10^{-6} 时, 认为计算结果收敛。

网格独立性验证结果见图3(a)。计算中分别选取188万, 322万, 540万, 840万和1200万五套网格系统。当网格数从840万增加到1200万时, Nu 数和 f 值分别仅变化1.5%和3.2%, 表明网格系统已独立, 故计算中采

图 2 V型复合肋槽强化管计算模型的网格划分示意

Figure 2 Schematic diagram of mesh generation for the calculating model of the V-shaped rib-groove composited tube.

图3 (网络版彩图)计算验证结果. (a) 网格独立性验证; (b) 光管验证

Figure 3 (Color online) Results of calculation verification. (a) Grid independence verification; (b) smooth tube verification.

用840万网格. 光管的数值验证结果见图3(b). 其中, 光管 Nu_0 数的Gnielinski公式为

$$Nu_0 = \frac{(f_0/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{f_0/8}(Pr^{2/3}-1)}. \quad (35)$$

f_0 值的Petukhov公式为

$$f_0 = (0.782 \ln Re - 1.51)^{-2}. \quad (36)$$

光管验证的 Nu 数最大偏差为8.0%, f 值最大偏差为-8.6%.

图4显示了V型复合肋槽强化管的流线和速度分布. 图中可见, 强化管内已形成了多涡纵向旋流的低耗散湍流场, 其优点是管内扰流未发生反向涡旋, 流体耗功较少, 也即可在流动阻力增幅不大的前提下, 实现流体的传热强化.

图5显示了V型复合肋槽强化管与光管横截面的

图4 (网络版彩图)强化管横截面流场. (a) 流线; (b) 切向速度

Figure 4 (Color online) Flow field on the cross section of the enhanced tube. (a) Streamline; (b) tangential velocity.

温度分布对比. 图中可见, 在定壁温330 K的条件下, 强化管内的流体温度分布比光管均匀, 流体平均温度与壁面温度之差变小, 管内对流换热增强, 传热强化综合性能提高. 因此, 形成管内多涡纵向旋流是设计传热强化单元的技术发展方向.

图6显示了流体传热、耗功和惯性协同角的计算结果. 图中可见, 随 Re 数的增加和 p/D_h 值的减小, (1) 流体惯性平均协同角 α_m 呈下降趋势, 意味着流体的扰动逐渐增强; (2) 流体传热平均协同角 β_m 呈下降趋势, 即流体的传热随之逐渐增强; (3) 流体耗功平均协同角 θ_m 呈上升趋势, 说明流体的耗功也逐渐加大. 这说明增强流体的惯性扰动、减小协同角 α_m 是强化传热最根本的方法. 但是, 要防止流体发生过剩扰动, 这时协同角 θ_m 的增幅过大, 流体将会消耗过多的泵功, 不利于提高传热强化的综合性能. 因此, 对于管内湍流换热, 建议采用壁面低阻抗流结构来获取多涡纵向旋流的低耗散流场; 对于管内层流换热, 建议采用扰流效果更好的纵向旋流发生器来实现这种低耗散流场^[26-31].

图7给出了V型复合肋槽强化管的热效率和焓效率计算曲线. 如图7(a)所示, 由于不可逆耗散的减少, 强化管的热效率 η_{th} 比光管有所提升, 最高可达92.8%. 图中可见, Re 数的变化对热效率的影响不大, 但无量纲截距 p/D_h 越小, 热效率越高. 这是因为 p/D_h 值越小, 流体扰动衰减后恢复越快, 流体沿程温度的分布更加均匀, 流体的内热损越小, 传热性能越好. 强化管焓效率的变化情况由图7(b)所示. 图中可见, 强化管的焓效率远低于热效率, 最高焓效率只有40.5%, 这是因为流体温度与环境温度比较接近的缘故. 与图7(a)类似, Re

图 5 (网络版彩图)横截面温度场($p/D_h=1.0$). (a) 强化管; (b) 光滑管

Figure 5 (Color online) Temperature field on the cross section ($p/D_h=1.0$). (a) Enhanced tube; (b) smooth tube.

图 6 (网络版彩图)协同角随 Re 数变化. (a) 传热协同角 β_m ; (b) 耗功协同角 θ_m ; (c) 惯性协同角 α_m

Figure 6 (Color online) Synergy angle variation with Re number. (a) Heat transfer synergy angle β_m ; (b) power consumption synergy angle θ_m ; (c) inertia synergy angle α_m .

数的变化对焓效率的影响不大, 但无量纲截距 p/D_h 越小, 焓效率越高. 图中可见, 强化管的焓效率比光管明显提升. 当 $p/D_h=0.8$ 时, 在 Re 数为6000~18000的范围内,

焓效率 η_{ex} 可提升50%以上, 即强化管的不可逆耗散明显减少.

图8给出了强化管的换热和阻力性能计算曲线. 由

图 7 (网络版彩图)强化管与光管的效率比较. (a) 热效率 η_{th} ; (b) 炯效率 η_{ex}

Figure 7 (Color online) Efficiency comparison of the enhanced tube and smooth tube. (a) Thermal efficiency η_{th} ; (b) exergy efficiency η_{ex} .

图8(a)可见, 强化管与光管努谢尔特数比值随 Re 数增加后变化不大. 当 $p/D_h=0.8$ 时, Nu/Nu_0 值均在2.15以上, 说明强化管具有良好的换热增强效果. 但是, 强化管与光管阻力系数比值随 Re 数增加后变化较大, 如图8(b)所示. 图中可见, 当 $p/D_h=0.8$ 时, ff_0 值在 $Re=18000$ 时达到最高, 可见减小截距不利于改善强化管的流动性能.

图9给出了强化管的性能和效能评价系数计算曲线. 由图中计算结果发现, (1) V型复合肋槽强化管的传热与流动的综合性能良好, 当雷诺数 $Re=6000$ 时, PEC和EEC值分别可达最高值1.69和1.07; (2) PEC和EEC值随 Re 数增加后变化较大, 当雷诺数 $Re=18000$ 时, 分别达到最低值1.22和0.53; (3) 肋槽的无量纲截距 p/D_h 越大, PEC和EEC值越高, 强化管的综合性能越好. 由此可见, 在设计V型复合肋槽强化管时, 要适当选择 p/D_h 值的大小以及 Re 数的运行范围, 确保在湍流换热

时具有良好的传热强化综合性能.

综上所述, 由图4-9显示的V型复合肋槽强化管的传热和流动性能变化趋势, 与基于增强协同与减少耗散的对流传热强化理论预测完全一致, 说明该理论可以为高效低阻传热强化元件和设备的设计与研发提供指导.

6 结论

本文工作得到如下结论.

(1) 本文研究对流传热的守恒、协同和耗散三大特性, 揭示它们的内在联系及其在能量和动量传输中的作用机制, 探索基于耗散最小化的多场协同对流传热强化理论, 为研发高效低阻传热强化元件提供设计依据.

(2) 基于以上理论, 提出一种V型复合肋槽传热强

图 8 (网络版彩图)强化管的换热和阻力性能. (a) Nu/Nu_0 值; (b) ff_0 值

Figure 8 (Color online) Heat transfer and resistance performances of the enhanced tube. (a) Value of Nu/Nu_0 ; (b) value of ff_0 .

图 9 (网络版彩图)强化管的评价指标. (a) PEC值; (b) EEC值

Figure 9 (Color online) Evaluation indexes of the enhanced tube. (a) Value of PEC; (b) value of EEC.

化管, 其内形成了具有多涡纵向旋流的低耗散湍流流场, 有利于传热与流动的协同强化, 减少过程的不可逆耗散损失, 强化管的传热强化综合性能得到明显提升.

(3) 当 $Re=6000\sim18000$ 时, 管内传热协同角 β_m 可小于 88° ; 扰动协同角 α_m 可达 86° ; 耗功协同角 θ_m 为 $52^\circ\sim59^\circ$; 热效率 η_{th} 和炯效率 η_{ex} 可达 92.8% 和 40.5% ; 性能评价系数PEC和效能评价系数EEC可达 1.69 和 1.07 .

致谢 感谢过增元院士长期以来对本文作者的关心、指导和帮助.

参考文献

- Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement. *Int J Heat Mass Transfer*, 1998, 41: 2221–2225
- Guo Z. Mechanism and control of convective heat transfer. *Chin Sci Bull*, 2001, 46: 596–599
- Guo Z Y, Tao W Q, Shah R K. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer. *Int J Heat Mass Transfer*, 2005, 48: 1797–1807
- Chen Q, Ren J, Meng J. Field synergy equation for turbulent heat transfer and its application. *Int J Heat Mass Transfer*, 2007, 50: 5334–5339
- Tao W Q, He Y L, Wang Q W, et al. A unified analysis on enhancing single phase convective heat transfer with field synergy principle. *Int J Heat Mass Transfer*, 2002, 45: 4871–4879
- Tao W Q, Guo Z Y, Wang B X. Field synergy principle for enhancing convective heat transfer—Its extension and numerical verifications. *Int J Heat Mass Transfer*, 2002, 45: 3849–3856
- Ma L D, Li Z Y, Tao W Q. Experimental verification of the field synergy principle. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2007, 34: 269–276
- Liu W, Liu Z C, Guo Z Y. Physical quantity synergy in laminar flow field of convective heat transfer and analysis of heat transfer enhancement. *Sci Bull*, 2009, 54: 3579–3586
- Liu W, Liu Z C, Huang S Y. Physical quantity synergy in the field of turbulent heat transfer and its analysis for heat transfer enhancement. *Chin Sci Bull*, 2010, 55: 2589–2597
- Liu W, Liu Z, Ming T, et al. Physical quantity synergy in laminar flow field and its application in heat transfer enhancement. *Int J Heat Mass Transfer*, 2009, 52: 4669–4672
- Liu W, Liu P, Dong Z M, et al. A study on the multi-field synergy principle of convective heat and mass transfer enhancement. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 134: 722–734
- Bejan A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. *J Appl Phys*, 1996, 79: 1191–1218

- 13 Balaji C, Hölling M, Herwig H. Entropy generation minimization in turbulent mixed convection flows. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2007, 34: 544–552
- 14 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Transfer*, 2007, 50: 2545–2556
- 15 Meng J A, Liang X G, Li Z X. Field synergy optimization and enhanced heat transfer by multi-longitudinal vortexes flow in tube. *Int J Heat Mass Transfer*, 2005, 48: 3331–3337
- 16 Chen Q, Liang X G, Guo Z Y. Entransy theory for the optimization of heat transfer – A review and update. *Int J Heat Mass Transfer*, 2013, 63: 65–81
- 17 Liu W, Liu Z C, Jia H, et al. Entransy expression of the second law of thermodynamics and its application to optimization in heat transfer process. *Int J Heat Mass Transfer*, 2011, 54: 3049–3059
- 18 He Y L, Tao W Q. Numerical studies on the inherent interrelationship between field synergy principle and entransy dissipation extreme principle for enhancing convective heat transfer. *Int J Heat Mass Transfer*, 2014, 74: 196–205
- 19 Liu W, Liu P, Wang J B, et al. Exergy destruction minimization: A principle to convective heat transfer enhancement. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 122: 11–21
- 20 Wang J B, Liu Z C, Liu W. Evaluation of convective heat transfer in a tube based on local exergy destruction rate. *Sci China Tech Sci*, 2016, 59: 1494–1506
- 21 Wang J, Liu Z, Yuan F, et al. Convective heat transfer optimization in a circular tube based on local exergy destruction minimization. *Int J Heat Mass Transfer*, 2015, 90: 49–57
- 22 Xiao H, Wang J, Liu Z, et al. Turbulent heat transfer optimization for solar air heater with variation method based on exergy destruction minimization principle. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 136: 1096–1105
- 23 Chen Q, Wang M, Pan N, et al. Optimization principles for convective heat transfer. *Energy*, 2009, 34: 1199–1206
- 24 Liu W, Jia H, Liu Z C, et al. The approach of minimum heat consumption and its applications in convective heat transfer optimization. *Int J Heat Mass Transfer*, 2013, 57: 389–396
- 25 Wang J, Liu W, Liu Z. The application of exergy destruction minimization in convective heat transfer optimization. *Appl Thermal Eng*, 2015, 88: 384–390
- 26 Jia H, Liu Z C, Liu W, et al. Convective heat transfer optimization based on minimum entransy dissipation in the circular tube. *Int J Heat Mass Transfer*, 2014, 73: 124–129
- 27 Liu P, Zheng N, Shan F, et al. Numerical study on characteristics of heat transfer and friction factor in a circular tube with central slant rods. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 99: 268–282
- 28 Zheng N, Liu P, Shan F, et al. Turbulent flow and heat transfer enhancement in a heat exchanger tube fitted with novel discrete inclined grooves. *Int J Thermal Sci*, 2017, 111: 289–300
- 29 Zheng N, Liu P, Wang X, et al. Numerical simulation and optimization of heat transfer enhancement in a heat exchanger tube fitted with vortex rod inserts. *Appl Thermal Eng*, 2017, 123: 471–484
- 30 Liu P, Zheng N, Shan F, et al. An experimental and numerical study on the laminar heat transfer and flow characteristics of a circular tube fitted with multiple conical strips inserts. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 117: 691–709
- 31 Wang Y, Liu P, Shan F, et al. Effect of longitudinal vortex generator on the heat transfer enhancement of a circular tube. *Appl Thermal Eng*, 2019, 148: 1018–1028
- 32 Lv J Y, Liu Z C, Liu W. Active design for the tube insert of center-connected deflectors based on the principle of exergy destruction minimization. *Int J Heat Mass Transfer*, 2020, 150: 119260
- 33 Liu W, Wang J B, Liu Z C. A method of fluid dynamic analysis based on Navier-Stokes equation and conservation equation on fluid mechanical energy. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 109: 393–396
- 34 Xiao H, Liu W. A solution to pressure equation with its boundary condition of combining tangential and normal pressure relations. *Energies*, 2021, 14: 1507
- 35 Jones W P, Launder B E. The calculation of low-Reynolds-number phenomena with a two-equation model of turbulence. *Int J Heat Mass Transfer*, 1973, 16: 1119–1130
- 36 Liang X G, Chen Q. Mass nature of heat and its applications V: Entransy, entransy dissipation and heat transfer irreversibility. In: 14th International Heat Transfer Conference. Washington, 2010

- 37 Webb R L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. *Int J Heat Mass Transfer*, 1981, 24: 715–726
- 38 Liu W, Liu Z C, Ma L. Application of a multi-field synergy principle in the performance evaluation of convective heat transfer enhancement in a tube. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 1600–1607

Theoretical study on enhancing convective heat transfer based on strengthening synergy and reducing dissipation

LIU Wei & XIAO Hui

School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China

Convective heat transfer has three characteristics: conservation, synergy, and dissipation. Revealing their intrinsic connections and basic laws is of great significance to the development of the theory of convective heat transfer enhancement. Based on the constitutive relation and the law of conservation of energy and momentum, this study comprehensively examined the mechanism of multi-field synergy and irreversible dissipation in convective heat transfer; analyzed the relations among synergy angles of heat transfer, power consumption, and fluid inertia; proposed the thermal and exergy efficiencies reflecting irreversible dissipation during convective heat transfer; and explored the theory of convective heat transfer enhancement based on strengthening synergy and reducing dissipation. Based on this, an enhanced tube combined with V-shaped ribs and grooves was proposed, and a numerical simulation for turbulent heat transfer was performed. The V-shaped ribs and grooves on the tube wall can reduce average synergy angles of heat transfer and the inertia of the fluid in the enhanced tube compared with a smooth circular tube. The thermal and exergy efficiency exceeded 92% and 34%, respectively. The performance and efficiency evaluation criteria were 1.22–1.69 and 0.53–1.07, respectively.

multi-field synergy, irreversible dissipation, convective heat transfer enhancement, fin-groove combined tube

doi: [10.1360/SST-2021-0127](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0127)