文章编号:1001-2060(2025)05-0057-08

# 穿孔挡板涡流发生器间距对矩形吸收管 流动换热性能的影响

# 赵雨涵1,张海林2,詹银晓1

(1. 宁夏大学 机械工程学院, 宁夏 银川 750021; 2. 青岛城市学院 机电工程学院, 山东 青岛 266106)

摘 要:为了探讨穿孔挡板涡流发生器间距对矩形吸收管换热性能的影响,采用TiO<sub>2</sub> - Cu 水基纳米流体作为传热 流体,在矩形吸收管内部布置了穿孔挡板涡流发生器。利用 FLUENT 软件进行数值模拟,分析了不同穿孔挡板安 装间距以及穿孔直径对吸收管内部流体流动和传热性能的影响,结合涡结构、边界层理论以及场协同原理对强化 传热机理进行解释,并获得了强化传热效果最佳的涡流发生器结构参数。研究表明:穿孔挡板涡流发生器间距的 改变对流动结构影响较大,较小的间距拥有强度较大的回流区纵向涡,主流被限制在吸收管中心;对于较大的间 距,回流区形成横向涡并裹挟主流冲击受热壁,充分促进吸收管内的流体混合和能量交换;综合换热性能随着间距 的增加表现出先增大后减小的趋势,当涡流发生器间距与通道高度之比为0.75、穿孔直径与通道高度之比为0.05 时,吸收管内部的强化传热效果最佳。

关键 词:矩形吸收管;涡流发生器;安装间距;数值模拟;强化传热

中图分类号:TK124 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.05.007

[引用本文格式]赵雨涵,张海林, 詹银晓. 穿孔挡板涡流发生器间距对矩形吸收管流动换热性能的影响[J]. 热能动力工程,2025, 40(5):57-64. ZHAO Yuhan, ZHANG Halin, ZHAN YinxiaoInfluence of perforated baffle vortex gnerator pitch on the flow and heat transfer performance of rectangular absorption tube[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(5):57-64.

# Influence of Perforated Baffle Vortex Generator Pitch on the Flow and Heat Transfer Performance of Rectangular Absorption Tube

ZHAO Yuhan<sup>1</sup>, ZHANG Halin<sup>2</sup>, ZHAN Yinxiao<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Ningxia University, Yinchuan, China, Post Code: 750021;

2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao City University, Qingdao, China, Post Code: 266106)

Abstract: In order to investigate the influence of perforated baffle vortex generator pitch on the heat transfer performance of a rectangular absorber,  $TiO_2$ -Cu water-based nanofluid was employed as the heat transfer fluid, and perforated baffle vortex generators were installed in the rectangular absorption tube. Numerical simulations were conducted using FLUENT software to analyze the effects of different perforated baffle installation spacings and perforation diameters on the fluid flow and heat transfer performance inside the absorption tube. The enhanced heat transfer mechanism was elucidated combining with vortex structures, boundary layer theory, and the principle of field synergy, and the optimal structural parameters of the vortex generators for enhanced heat transfer were obtained. Research results show that the change in the pitch of the perforated baffle vortex generator has a large influence on the flow structure, and a smaller pitch possesses a stronger longitudinal vortex in the reflux zone, with the main flow being confined to

Fund-supported Project: Key Research and Development Program of Ningxia Hui Autonomous Region (2023BDE020134)

```
作者简介:赵雨涵(2000-),男,宁夏大学硕士研究生.
```

收稿日期:2024-08-13; 修订日期:2025-01-05

基金项目:宁夏回族自治区重点研发计划项目(2023BDE020134)

通信作者: 詹银晓(1981 -), 女, 宁夏大学副教授.

the center of the absorption tube. For a larger pitch, the reflux zone forms transverse vortices and wraps the main flow to impact the heated wall, which fully promotes the fluid mixing and energy exchange in the absorption tube. The comprehensive heat transfer performance shows a tendency of increasing firstly and then decreasing with the increase of pitch, and when the vortex generator pitch to channel height ratio is 0.75, and the perforation diameter to channel height ratio is 0.05, the reinforced heat transfer effect inside the absorption tube is the best.

Key words: rectangular absorption tube, vortex generator, installation pitch, numerical simulation, enhanced heat transfer

## 引 言

合理利用太阳能被认为是解决当前能源管理 和环境问题的解决方案之一。抛物面槽式太阳能集 热器(PTSC)在过去得到了广泛关注,但 PTSC 仍然 存在一些例如吸收管的热损失和热应力较大等缺 点。因此,提高 PTSC 的热效率成为亟待解决的 问题。

Al-dulaimi 等人<sup>[1]</sup>对不同形状的吸收管开展了 研究,发现三角形和矩形吸收管的热效率均高于圆 形吸收管。Akbarzadeh 等人<sup>[2]</sup>研究了3种不同的波 纹管对抛物面槽式集热器换热性能的影响,结果表 明,波纹管产生二次流,改善了管内壁和传热流体之 间的换热。刘妮等人<sup>[3]</sup>数值研究了百叶窗翅片管 换热器内部的流动传热特性,分析了翅片间距等参 数的影响,研究发现,翅片间距的减小会使传热因子 以及阻力因子增大。高阳等人[4]对不同体积分数 的纳米流体(CuO - 水、Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> - 水)在光滑圆管中的 换热性能进行了实验研究,结果表明,较大的雷诺数 对应纳米流体的努塞尔数更高。Roohi 等人<sup>[5]</sup>采用 CFD 方法对以纳米颗粒体积分数 1%~3%的 CuO/ 油基纳米流体为工作流体的抛物面槽式太阳能吸收 管进行了研究,结果表明,体积分数为1%、2%和 3%的情况下,纳米流体的最大综合传热因子(PEC) 较纯水提高了 70.8%、86.4% 和 105.9%。

综上所述,改变吸收管的形状、加入涡流发生器 和使用纳米流体均可以有效提升热性能。但对于在 太阳能集热器中同时结合3种被动换热技术,并且 通过涡结构的变化、边界层、场协同效应等揭示强化 传热机理的研究较少。本研究中以TiO<sub>2</sub> - Cu/water 混合纳米流体作为传热流体,内部交错布置了穿孔 挡板涡流发生器的矩形吸收管,研究了穿孔挡板的 安装间距和穿孔直径对吸收管内部流动和传热特性 的影响,并揭示了加入穿孔挡板涡流发生器后矩形 吸收管内的对流换热机理。

### 1 模型建立

#### 1.1 几何模型

本文的研究对象为 LS - 2 型抛物面槽式集热 器<sup>[6]</sup>,该集热器采用矩形截面吸收管与穿孔挡板涡 流发生器相结合的方式来提高热效率。矩形吸收管 示意图如图 1 所示。其中对于一个周期而言,人口 与出口为周期性边界条件,吸收管中每两个相邻挡 板的间距均相同。挡板选择了 4 种比直径 *d/H* (0.05、0.10、0.15、0.20)和 5 种安装间距 *P*(0.25 *H*、 0.75 *H*、1 *H*、1.5 *H*、3 *H*)。穿孔挡板的几何参数见 表 1。





#### 图1 吸收管示意图

#### Fig. 1 Schematic diagrams of absorption tube

#### 表1 穿孔挡板的几何参数

Tab. 1 Geometric parameters of perforated baffles

参 数	尺寸
通道高度 H/mm	50
周期长度 L/mm	100
比高度 h/H	0.5
挡板宽度 w/mm	50
挡板厚度 e/mm	1

#### 1.2 数学模型

利用 FLUENT 对矩形吸收管进行三维湍流流动 和传热求解。为简化计算,做出如下假设:(1)使用 不可压缩和单相的传热流体;(2)忽略热辐射和热 传导;(3)忽略体积和粘性耗散。三维通道中的流 体可用连续性方程、动量方程和能量方程描述。

连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial u_p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right]$$
(2)

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu \partial T}{\partial x_i P r}\right)$$
(3)

式中: $\rho$ —流体的密度, kg/m<sup>3</sup>; $\mu$ —流体动力粘度, m<sup>2</sup>/s; $u_p$ —吸收管内部压力, Pa; $x_i, x_j$ —*i*坐标的方向 和*j*坐标方向; $u_i, u_j$ —在*i*,*j*方向的流体流速分量, m/s;*Pr*—普朗特数;*T*—流体温度,K。

给出了 SST  $k - \omega$  模型中湍流动能 k 和耗散率  $\omega$  的方程<sup>[7-8]</sup>:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{\lambda} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_{\lambda} - Y_{\lambda} + S_{\lambda} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_{\alpha}\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right) + G_{\alpha} - Y_{\alpha} + D_{\alpha} + S_{\lambda}$$
(5)

式中: $G_k$ —湍流动能的生成; $G_{\omega}$ — $\omega$ 的生成; $\lambda$ 和  $\alpha$ —有效扩散率,1/s; $Y_k$ 和 $Y_{\omega}$ —k和 $\omega$ 因湍流引起的 耗散; $D_{\alpha}$ —交叉扩散项; $S_k$ 和 $S_{\lambda}$ —k和w的用户自定 义源项。

#### 1.3 参数定义

使用体积分数为 2% 的 TiO<sub>2</sub> - Cu/水纳米流体 作为传热流体,TiO<sub>2</sub>、Cu、水以及纳米流体的热物理 性能如表 2 所示<sup>[9-11]</sup>。

表 2 纳米流体的热物理性能

Tab. 2 Thermophysical properties of nanoparticles with water

参数	TiO <sub>2</sub>	Cu	水	纳米流体
密度 p/kg·m <sup>-3</sup>	4 150	700	8.4	-
比定压热容 $C_p/J\cdot kg^{-1}$	8 954	385	401	-
导热系数 k/W⋅m <sup>-1</sup> ⋅K <sup>-1</sup>	998.200	4 182	0.600	0.001
粘度 µ/kg·m <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup>	1 109	3 745	0.620	0.001

注:表中"-"表示无数据。

#### 1.4 边界条件

吸收管表面暴露于非均匀热流边界条件下。在 1000 W/m<sup>2</sup>的正常直接法线辐照度(DNI)下,通过 SolTrace 软件,采用蒙特卡罗射线追踪方法量化了非 均匀热通量分布。图 2 显示了吸收管表面圆周方向 的热流密度变化,其中对吸收管截面圆周角的起始位 置进行了说明。研究发现,吸收管受到的热流密度分 布近似对称,但在周向上的分布是不均匀的<sup>[12-13]</sup>。



图 2 热流密度在吸收管上分布随截面圆周角变化

Fig. 2 Change in heat flow density distribution in absorption tube with circumferential angle of cross-section

在计算中,流体入口温度为 300 K,纳米流体的 质量流量恒定。采用无滑移速度条件,并且忽略流 场分布的不均匀性。在瞬态仿真中采用 SIMPLE 算 法实现了压力 – 速度耦合,最小二乘法用于梯度计 算,QUICK 方案用于动量、湍流动能、耗散率和能量 的空间离散化。

#### 1.5 网格无关性验证

使用 ANSYS ICEM 对一个周期结构进行划分, 一个周期内的网格分布如图 3 所示。给出 11 万、25 万、35 万、53 万、72 万和 83 万 6 个不同的网格数, 并对相应网格数下吸收管内部的努塞尔数 Nu 和摩 擦系数 f 进行分析。当网格数小于 35 万时,努塞尔 数以及摩擦系数误差较大;当网格数大于 35 万时, 提高网格数量对计算精度提高较小。因此,选择 35 万网格进行后续仿真计算。



Fig. 3 Mesh divisions of model

#### 1.6 数值方法验证

基于文献[14]提出的模型,选取挡板开孔面 积与挡板面积之比为 0 和 20% 两种工况进行数 值验证,验证结果如图 4 所示。从图中可以看出, 模拟结果与文献[14]中所给出的 Nu 和 f 曲线 吻合较好,验证本文方法所采用的数值方法的可 靠性。



Fig. 4 Comparison between numerical simulation result and literature result

#### 2 计算结果及分析

#### 2.1 流动结构

通道内挡板的存在改变了流体流向形成涡流, 挡板顶端的流速迅速增加,从而出现"S"形流动模 式,部分流体从挡板的穿孔中通过形成射流并作用 于回流区。为了研究涡流发生器间距对吸收管内部 流场特性的影响,以下分析均在 Re = 10 000、d/H = 0.05、h/H = 0.5 的工况下进行。图5 给出了不同涡 流发生器在y/H = 0.5 截面的速度云图。由图5 可 知,当间距较小时(P = 0.25 H),主流受到剧烈扰 动,密集的挡板将主流限制在通道中央较窄的位置, 导致流体速度较大。随着间距的增大(P = 0.75 H), 主流经过挡板扰动后冲刷上下壁面,这种流动结构 能够增加流体在近壁面的停留时间,破坏了近壁面 边界层,同时促进了吸收管内部的流体混合。当间 距持续增大时(P = 1.5 H),同样的周期下较少的挡 板对主流的扰动作用减小,这导致吸收管内部出现 较多低速区域。



# 图 5 不同间距吸收管 y/H = 0.5 截面的速度云图 Fig. 5 Velocity contour on y/H = 0.5 section of absorptiontubes with different pitches

涡流的形成与演变会对传热过程产生显著影响。为了深入分析涡流结构对传热特性的影响,图 6 给出了不同间距下吸收管中使用湍动能着色的 *Q* 准则等值面图,取 *Q* = 1 500。由图 6 可知,当间距 *P* = 0.25 *H* 时,主流被限制在吸收管中央的狭窄区 域内,此时射流与回流区的相互作用促进了较大尺 度纵向涡的形成。当间距*P* = 0.75 *H* 时,吸收管内 部的涡流得到了更充分的发展,并维持较高的涡流 强度。挡板后的横向涡通过延长流体停留时间来强 化热传递,并促使主流冲击下壁面,有效地促进了冷 流体与壁面附近热流体之间的能量交换。当间距 *P* = 1.5 *H* 时,吸收管内部的涡流强度整体减弱,此 时只有挡板前未与主横向涡进行热交换的"死涡" 仍保持相对较高的涡流强度。





涡流在接触壁面时产生的剪切作用对主要受热 壁面有显著的影响。为了分析涡流对壁面剪切应力 的影响,图 7 给出了不同涡流发生器间距在 y/H = 0.5 截面的速度流线图和下壁面沿流动方向的壁面剪 切应力图。由图 7 可知,当间距较小时(P = 0.25 H), 再循环区几乎占据了两挡板间的所有区域,并在对 应位置诱导出较大的壁面剪切应力。当间距 P = 0.75 H 时,主流流体开始接触下壁面,并与壁面 附近的流体进行动量交换,进而在再循环区的后 方形成了再附着区。再附着区的壁面剪切应力达 到下壁面的最高值,与主要受热壁面的作用也最 强烈。当间距为 P = 1.5 H 时,再循环区、再附着区 以及挡板前后涡流面积持续增大,但其强度显著 减弱。



图 7 不同间距吸收管 y/H = 0.5 截面的速度流线和 下壁面剪切应力

Fig. 7 Velocity streamlines and lower wall shear stresses on y/H = 0.5 section of absorption tubes with different pitches

图 8 给出了不同间距下二次流强度沿流向的分 布情况(自下挡板开始的第一个周期均使用实线表 示),图中 x/H 为自下挡板起沿流动方向的距离与 吸收管高兴之比。由图 8 可知,随着间距的变化,二 次流强度的分布呈现单一的周期性模式。间距的增 加导致二次流强度曲线最大值与最小值之间的差异 变得更加明显。二次流强度的 3 个极大值峰值分别 对应于上下挡板顶端附近的位置,二次流峰值位置 可与图 7 对照,两图均为自下挡板开始的若干个周 期。二次流强度的最小峰值位置与大再循环的中心 位置非常吻合。由于流体在撞击上挡板并通过狭窄 空间时会加速,二次流强度在上游区域达到最大值。 当间距 *P* = 0. 25 *H* 时,挡板对流体的扰动作用较强, 这导致吸收管内涡流结构更复杂。当间距增大到 *P* = 0. 75 *H* 时,相比于更大的间距,二次流强度仍保 持较高的强度。此时主流可以与上下壁面接触,垂 直于流动方向的速度分量诱导出较高的二次流强 度,有助于破坏和削弱近壁面边界层。当间距为 *P* = 1.5 *H* 时,大间距下挡板的扰动效果较弱,二次 流强度进一步减小。





#### 2.2 温度场分析

图9给出了不同间距下 y/H=0.5 截面的温度 分布云图。由图9可知,当间距P=0.25 H时,主 流被限制在吸收管的中心区域,无法与下壁面直接 接触,此时流动换热主要依赖于挡板后方的纵向 涡流。当间距P=0.75 H时,由高温区加热的近壁 面流体被主流带动,向通道内部移动,导致下壁面 附近的温度边界层厚度减小,这种温度梯度的增 加和热边界层厚度的降低对于提升传热速率起到 了关键作用。当P=1.5 H时,吸收管内部涡量的 持续减少削弱与受热壁的换热,吸收管内部低温区 增多。

对不同间距下吸收管底面的努塞尔数进行了计

算,结果如图 10 所示。由图 10 可知,当间距 P = 0.25 H时,下壁面努塞尔数分布大致呈现近似上下 对称的特征,这与图 7 中下壁面的剪切应力分布一 致。此时,努塞尔数的最大值由再循环区形成的涡 流诱导产生。当间距 P = 0.75 H时,挡板后的横向 涡通过延长流体停留时间来强化热传递,并促使主 流冲击下壁面,这两种流体结构的协同作用显著提 高了下壁面的局部努塞尔数。随着间距增加至 P = 1.5 H,吸收管底面的努塞尔数持续减小,但分布规 律仍与 P = 0.75 H 相同。间距较大的吸收管拥有更 长的再附着区,但主流强度显著降低,导致再附着强 度下降,换热效率明显下降。





section of absorption tubes with different pitches



#### 2.3 场协同原理

对流换热可以看作是在具有内部热源导热管道 中的等效过程<sup>[15]</sup>。内热源强度不仅由流体的温差、 速度和物性参数决定,还受到流体速度场和热流场 协同程度(速度矢量和热流矢量之间的夹角大小) 的影响。

在工程实际中,通过增加流体来流速度强化换 热会导致更多的功耗,通过增加流体温差则会导致 更多的热能损耗。这就需要保证在流体来流速度 和温差不变化的情况下尽可能提高换热效果。速度 与压力梯度的体积加权平均协同角为 θ,速度与温 度梯度的体积加权平均协同角为 β。θ 和 β 可表 示为.

$$\theta = \frac{\sum \arccos \frac{\vec{u} \cdot \nabla p}{|\vec{u}| |\nabla p|} \cdot dV_i}{\sum dV_i}$$
(6)

$$\beta = \frac{\sum \arccos \frac{\vec{u} \cdot \nabla t}{|\vec{u}| |\nabla t|} \cdot dV_i}{\sum dV_i}$$
(7)

式中: $\vec{u}$ —速度矢量; $\nabla p$ —所选方向的压降矢量; $\nabla t$ —温度梯度矢量。

θ反映了驱动流体所消耗的泵功率,θ值越大, 所需泵送功率越大。β反映了流动传热的协同性, β越小,速度矢量与温度梯度矢量的夹角越小,流体 与热扩散的方向趋向一致,流体与壁面间的流动换 热越强。吸收管内场协同角随间距变化如图 11 所示。



图 11 吸收管场协同角随间距 P 变化 Fig. 11 Variation curves of field synergy angle with P

for absorption tubes with different pitches

由图 11 可知,当*P*=0.25 *H*时,吸收管内部的 θ最大,吸收管所需泵送功率达到最大。随后 θ 随 着间距的增大不断减小。当*P*=0.75 *H*时,吸收管 内部的β达到最小,此时速度与温度梯度间的夹角 最小,吸收管内部场协同作用最强。这也意味着在 横向涡和纵向涡的相互作用下,更多的低温主流被 推到加热壁附近,促进了吸收管内部的流体混合以 及近壁面流体和主流的能量交换。

图 12 给出了  $Nu/Nu_0 f/f_0$ 和 PEC 随涡流发生 器间距的变化规律,其中  $Nu_0 n f_0$ 为光滑管内部流 体传热时的努塞尔数及摩擦系数,PEC 为综合传热 因子,PEC =  $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$ 。从图中可以看 出, $Nu/Nu_0$ 和综合传热因子随间距的变化趋势一 致。当间距为 P = 0.75 H 时, $Nu/Nu_0$ 与综合传热因 子均达到峰值,这表明在该间距下吸收管的传热性 能达到最佳。当 P = 0.25 H 时,吸收管的 $f/f_0$ 达到 最大值。这是由于此时再循环区中较强的纵向涡流 加剧了流动混合,从而增加了壁面摩擦力,同时由于 涡流发生器间距较小,单位长度内的涡流数量增多, 使得吸收管内的 $f/f_0$ 较大。







### 3 结 论

本研究针对穿孔挡板涡流发生器间距对矩形吸 收管内部流动换热特性的影响进行了数值模拟研 究。得出以下结论:

(1)穿孔挡板涡流发生器间距的改变显著影响 吸收管内部流动换热模式。当 P = 0.25 H 时,受热 壁近壁面只存在再循环区,与受热壁的对流换热主 要依赖再循环区。间距增大至 0.75H 时,出现剪切 应力更大的再附着区,此时换热效果最佳。当间距 进一步增大至 1.5 H 时,再附着区和再循环区面积 增大但换热效果减弱。

(2)穿孔挡板涡流发生器间距的变化会影响吸收管内部涡结构,进而影响吸收管内的协同性。当 P=0.75 H时,挡板后形成的横向涡裹挟主流冲击 下壁面,此时速度矢量与温度梯度矢量夹角最小,场 协同性能最佳。

(3)结合努塞尔数、摩擦系数以及综合传热因
 子分析可知,当 P = 0.75 H, d/H = 0.05 时,涡流发
 生器的强化传热效果最佳。

#### 参考文献:

- Al Dulaimi MJ, Amori KE. Effect of receiver geometry on the optical and thermal performance of a parabolic trough collector [J]. Heat Transfer, 2022, 51(3):2437 - 2457.
- [2] AKBARZADEH S, VALIPOUR M S. The thermo-hydraulic per-

forma-nce of a parabolic trough collector with helically corrugated tube [ J ]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2021.44:101013.

- [3] 刘 妮,李 欢,单小丰.百叶窗翅片管换热器空气侧传热和 流动特性数值模拟[J].热能动力工程,2021,36(6):70-77.
  LIU Ni,Li Huan,SHAN Xiaofeng. Numerical simulation of air-side heat transfer and fluid flow characteristics for louvered fin-and-tube heat exchanger[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2021,36(6):70-77.
- [4] 高 阳,王 维.纳米流体在圆管中的流动与换热实验研究
  [J].热能动力工程,2020,35(11):67-73.
  GAO Yang, WANG Wei. Experimental study on flow and heat transfer of nanofluids in a circular pipe[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2020,35(11):67-73.
- [5] ROOHI R, ARYA A, AKBARI M, et al. Performance evaluation of an absorber tube of a parabolic trough collector fitted with helical screw tape inserts using CuO/Industrial-Oil nanofluid: A computational study[J]. Sustainability, 2023, 15(13):10637.
- [6] 耿 聪,薛奇成,张维蔚,等. 非均匀热流密度下槽式集热器吸 热管热应力分析[J]. 热能动力工程,2019,34(3):121-127. GENG Cong,XUE Qicheng,ZHANG Weiwei, et al. Thermal stress analysis for absorber tube of parabolic trough solar collector under non-uniform heat flux[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2019,34(3):121-127.
- [7] 张兆顺,催桂香,许春晓. 湍流理论与模拟——研究生力学丛书[M].清华大学出版社,2005.106265.
  ZHANG Zhaoshun, CUI Guixiang, XU Chunxiao. Theory and modeling of turbulence——mechanics series foe graduate students
  [M]. Tsinghua University Press,2005.106265.
- [8] PATANKAR S V. Numerical heat transfer and fluid flow[M]. CRC Press, 1980.
- [9] ZABOLI M, MOUSAVI AJAROSTAGHI S S, SAEDODIN S, et al. Hybrid nanofluid flow and heat transfer in a parabolic trough solar collector with inner helical axial fins as turbulator[J]. The European Physical Journal Plus, 2021, 136(8)
- [10] KHETIB Y, SAIT H, HABEEBULLAH B, et al. Numerical study of the effect of curved turbulators on the exergy efficiency of solar collector containing two-phase hybrid nanofluid [J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2021, 47:101436.
- [11] ALQAED S, MUSTAFA J, SHARIFPUR M, et al. Numerical simulation and artificial neural network modeling of exergy and energy of parabolic trough solar collectors equipped with innovative turbulators containing hybrid nanofluids [J]. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2023, 148 (16); 8611 8626.