数值研究椭球丁胞攻角对抛物面槽式集热器吸 收管的换热影响

贺珂心

兰州交通大学机电工程学院, 甘肃 兰州

收稿日期: 2025年6月15日; 录用日期: 2025年7月8日; 发布日期: 2025年7月16日

摘要

为提升抛物面槽式太阳能集热器吸收管的传热性能,本文通过数值模拟研究了椭球丁胞攻角对湍流状态 下导热油(Syltherm-800)传热与流动特性的影响。基于Realizable k-ε湍流模型和非均匀热流边界条件, 分析了不同雷诺数(Re=10000~50000)下丁胞结构的流场扰动、温度分布、努塞尔数(Nu)、摩擦系数(f) 及综合性能因子(PEC)的变化规律。结果表明:丁胞攻角的增大会显著增强流体换热效果,其中α=90°时 Nu最大,较光管提升38.8%~83.5%,显著缓解了局部过热问题,但伴随较高的压降,f增加 156.4%~89.7%。本研究为抛物面槽式集热器吸热管的被动强化传热设计提供了理论依据。

关键词

抛物面槽式, 椭球丁胞, 攻角, 换热

Numerical Investigation on the Effect of Elliptical Dimple Vortex Generator's Attack Angle on Heat Transfer in Parabolic Trough Solar Collectors

Kexin He

School of Mechanical Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou Gansu

Received: Jun. 15th, 2025; accepted: Jul. 8th, 2025; published: Jul. 16th, 2025

Abstract

To enhance the thermal performance of the absorber tube in parabolic trough solar collectors, this

文章引用: 贺珂心. 数值研究椭球丁胞攻角对抛物面槽式集热器吸收管的换热影响[J]. 建模与仿真, 2025, 14(7): 42-50. DOI: 10.12677/mos.2025.147514

study numerically investigates the influence of ellipsoidal dimple attack angles on the heat transfer and flow characteristics of thermal oil (Syltherm-800) under turbulent conditions. Based on the Realizable *k-e* turbulence model and non-uniform heat flux boundary conditions, the variations in flow field disturbance, temperature distribution, Nusselt number (*Nu*), friction factor (*f*), and thermal performance factor (*PEC*) were analyzed at different Reynolds numbers (*Re* = 10,000~50,000). The results demonstrate that increasing the dimple attack angle significantly enhances fluid heat transfer, with the maximum *Nu* achieved at $\alpha = 90^\circ$, showing an improvement of 38.8%~83.5% compared to the smooth tube, while the solid-domain temperature difference decreases by 18.5~97.7 K, effectively mitigating local hot spots. However, this configuration incurs a higher pressure drop, with *f* increasing by 156.4%~89.7%. This study provides a theoretical foundation for the passive heat transfer enhancement design of absorber tubes in parabolic trough collectors.

Keywords

Parabolic Trough Solar Collector, Ellipsoidal Dimple, Attack Angle, Heat Transfer

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc. This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0). <u>http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/</u>

CC Open Access

1. 引言

中国作为全球第二大经济体和最大的能源消费国,近年来,中国在能源领域取得了显著成就,但仍面临着诸多挑战。中国能源结构长期以煤炭为主,尽管清洁能源发展迅速,但煤炭在一次能源消费中的占比依然超 50% [1] [2]。过度依赖化石能源的能源结构带来了严重的环境问题,也制约了能源利用效率的提升。中国油气资源相对匮乏,随着经济快速发展,油气对外依存度持续攀升,能源安全风险加大[3] [4]。因此,我国大力推进能源清洁化转型,积极参与全球气候治理,提出了碳达峰碳中和目标[5] [6]。为实现这一目标,需要中国加快能源结构调整,构建清洁低碳、安全高效的能源体系[7] [8]。

抛物面槽式太阳能集热器(Parabolic Trough Collector)是一种利用抛物面反射镜将太阳辐射聚焦到线性 接收管上的聚光型集热装置,其成熟的技术路线和较高的热转换效率使其成为目前商业化程度最高的太阳 能热利用技术之一。 集热器将太阳辐射能转化为热能, 由吸热管内的传热流体(如导热油、熔盐等)输送到热 能利用端。在实际运行过程中,吸热管内的传热性能直接影响整个系统的能量转换效率。为提升吸热管的 换热系数,研究人员采用添加纳米流体、插入插件、增加扰流装置等方法。李振全等[9]建立了纳米流体集 热器集热的数值模型,揭示了集热效率随纳米流体入口流速增加的变化规律。模拟结果表明:在低速范围 内,纳米流体集热效率随流速的增加而增大,入口流速为0.0475 m/s 时集热效率为59.21%,0.08 m/s 时为 59.37%, 0.13 m/s 时达到最大为 59.42%, 此后随着纳米流体入口速度增大集热效率降低。黎昊为等[10]提 出两叶片转子和低流阻转子的太阳能集热管,分析了热管内的温度分布、湍动能分布、Nu 以及阻力系数等 参数,结果表明:内置转子后,管内流体的温度分布更加均匀,并且升温速率明显提升,内置两叶片转子 和低流阻转子集热管内的努赛尔数和阻力系数相较于光管均有明显提升,其中内置两叶片转子集热管提升 幅度较大, Nu 和 f 相较于光管分别提升 94%~190%和 308%~449%; 两种集热管的 PEC 值均大于 1, 内置 两叶片转子集热管具有最大值 1.82。王富强等[11]提出使用仿生波纹吸热管作为槽式集热器中金属管的想 法,研究仿生吸热管的波纹高度、波纹圆角半径和波纹间距对传热和流动性能的影响。结果表明: 随波纹 高度增加工质与壁面的换热减弱,抛物槽式集热管的综合传热性能随波纹高度增加而有所下降; 波纹圆角 半径增大有利于其性能提升。随波纹间距增加,换热效果略增大,而表征流动阻力的摩擦因子逐渐减小,

综合换热性能上升;在本研究的参数范围内,当 Re = 92400 时,受肠道启发的集热管的综合换热性能最高提升 35%。从上文可知,增强吸收管的换热方法较多,本文将采取丁胞结构来增强管内流动,增加集热管的换热效果。数值研究沿圆周均匀布置丁胞时对管内流体的流动与换热的影响。

2. 数学模型和物理模型

2.1. 物理模型

抛物面槽式集热管包括传热流体区、吸收管实心区、吸收管与玻璃管之间的真空区、玻璃管实心区。 在计算的过程中忽略真空管之间的辐射换热仅对吸收管和传热流体进行计算。图 1 显示了内置椭球丁胞 的抛物面槽式集热器的示意图,吸收管的内径用 D_{ai}表示,吸收管的外径用 D_{ao}表示,吸收管的管长为 L。 为了在吸收管内产生湍流,提高抛物面槽式集热器的传热效率,在吸收管内表面沿圆周方向嵌有偶数个 椭球形丁胞。与主流方向成倾斜角α的丁胞沿 x 方向周期性排列。丁胞的深度等于椭球丁胞短轴的一半, 其中 α 为椭球丁胞长轴, b 为椭球丁胞短轴,以两个丁胞为一个周期进行建模和计算。本文研究内置丁胞 的抛物面槽式吸收管的不同倾角对流动与换热的影响。



图 1. 模型图

2.2. 数学模型

在对抛物面槽式吸收管的模拟计算过程中,对模型做理想化处理,基本假设如下:(1)流体的物性参数为常物性;(2)工作流体是一种连续的,不可压缩的和各向同性的牛顿流体;(3)忽略重力和粘性耗散的;(4)不考虑辐射效应。并给出了相应的连续性、动量和能量控制方程。根据如上的假设,流体的基本方程如下:

连续性方程:

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

动量方程:

$$\frac{\partial \left(\rho u_{i} u_{j}\right)}{\partial x_{i}} = -\frac{\partial p}{\partial x_{i}} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\left(u + \mu_{t}\right) \left(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}}\right) - \frac{2}{3} \left(u + \mu_{t}\right) \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{i}} \delta_{ij} - \rho \overline{u_{i}' u_{j}'} \right)$$
(2)

流体域能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho c_p u_i T \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\lambda + \lambda_i \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right)$$
(3)

固体区能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \tag{5}$$

式中, ρ 为密度, kg/m^3 ; T为温度,K; c_p : 定压比热, $J/kg\cdot K$; λ 为导热系数, $W/m\cdot K$; μ 为动力粘度, Pa·s; μ_t 为湍流粘度; p为压强, Pa; δ_{ij} 为克罗内克尔符号; u_i , u_j 为各坐标轴方向速度分量,m/s。

在本研究中,研究了內置椭球丁胞对传热和压力损失的影响。在评估这些参数时,将平均努塞尔数 Nu、雷诺数 Re 和范宁摩擦系数 f 确定为无量纲变量。这些无量纲参数的计算通过以下方程进行。

雷诺数定义 Re 为

$$Re = \frac{u_{\rm in}D_{\rm i}}{v} \tag{6}$$

其中 u_{in} 是导热流体的入口速度, v 是流体的运动粘度, D_i 是接收器的水力直径。 水力直径定义为

$$D_{\rm i} = \frac{4A}{C} \tag{7}$$

其中, *A* 为管道入口的截面积, 单位是 m³, *C* 为湿周周长, 单位是 m。 由以下方程确定对流换热的平均努塞尔数 *Nu*

$$Nu = h \frac{D_{\rm i}}{\lambda} \tag{8}$$

λ代表流体的导热系数, h 代表流体的对流换热系数 h 可用下式计算

$$h = \frac{q''}{\left(T_w - T_f\right)} \tag{9}$$

q"是接收管的平均热量, T_w是吸收管壁面的平均温度, T_f是传热流体的平均温度。 达西摩擦系数 f 被定义为

$$f = \frac{\Delta P(D_i/L)}{\rho u_{in}^2/2} \tag{10}$$

 ΔP 为管内流体压降, f为范宁摩擦系数。 *PEC*因子定义为:

$$PEC = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}}$$
(11)

其中, Nu₀, f₀为光管的平均努塞尔数和平均摩擦系数, Nu, f为带丁胞管的平均努塞尔数和平均摩擦系数。

2.3. 边界条件和模型验证

本文采用 ANSYS fluent 2022R1 进行数值模拟,采用 fluent meshing 建立三维以六面体为核心的网

格,对丁胞处表面网格进行加密,并在固液交界面的液体侧添加边界层。控制方程采用二阶迎风格式进行离散。通过 Couple 算法对速度和压力进行耦合,动量和能量的控制方程采用二阶迎风格式离散化,并且湍流模型采用了增强壁面函数。本研究的收敛标准为:能量方程的相对残差减小到 10⁻⁷ 以下,其他均减小到 10⁻⁶ 以下。

本文保证 y+<1,为了消除网格对计算结果的影响对内置椭球丁胞管进行了网格独立性验证,在 Re = 30000 时,对 α = 45°的丁胞吸收管采用了三种网格数,比较了 Nu 和f的误差,结果如表 1 所示,通过 计算可以看出,当网格数为 3648381 时, Nu 和f的误差较小,综合考虑计算时间和计算资源,最终选用 数量为 3648381 的网格进行数值计算。

Table	1. Verification of grid independence
表1.	网格独立性验证

网格	Nu	误差	f	误差
1524122	449.40	1.63%	0.05041	2.38%
2379797	456.02	0.82%	0.05103	1.94%
3648381		-	0.05157	-
4852185	457.86	0.34%	0.05137	0.74%

Petukhov 公式和 Blasius 公式被广泛应用于槽式集热器的数值模拟结果摩擦系数的验证,Dittus-Boelter 公式和 Gnielinsk 公式被广泛应用在管内强制对流传热的努塞尔数的验证,其通过大量实验验证与理论分析,因计算准确度很高被广泛应用于湍流中,本研究将模拟结果与其对比,验证数值结果的准确性。

Petukhov 公式

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}$$
(12)

Blasius 公式

$$f = 0.3164 R e^{-0.25} \tag{13}$$

Dittus-Boelter 公式

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$
(14)

Gnielinsk 公式

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)}$$
(15)

其中, $2300 \le Re \le 10^6$, Pr 是流体整体温度的普朗克数

为验证湍流模型在模拟结果中的准确性,本研究对光滑通道进行了湍流模型误差对比分析,应用 Gnielinsk 和 Dittus-Boelter 关联式用于 *Nu* 的验证,应用 Petukhov 和 Blasius 关联式用于 *f* 的验证,数值结 果和经验公式的比较如图 2 所示,可以看出 Realizable *k-e* 湍流模型与相关式具有较好的一致性。在 *Re* = 10000~50000 的范围内,*Nu* 的误差在±12.9%之内,*f* 的误差在±8.5%之内,说明所采用的湍流模型能较好 的模拟实验过程。采用用户自定义函数(UDF)对吸收管外壁施加非均匀热流密度。该非均匀热流密度分布 由 He 等[12]通过蒙特卡洛光线追迹法(MCRT)计算得出。抛物面槽式吸收管内的工作流体为导热油,本 文采用 Syltherm-800 作为高温导热流体,吸收管的管壁采用 316H 不锈钢。



Figure 2. Verification of numerical simulation results in the circular channel 图 2. 圆形通道内数值模拟结果验证

3. 结果分析

3.1. 攻角对温度场的影响

速度场可以观察丁胞不同倾角对流体流场的影响。图 3 显示了 Re = 30000 时, x = 5 mm 截面处的速 度场分布。所有情况下的高速区域都集中在管道中心。观察图 3 可以看出,随着丁胞攻角的增加,丁胞 吸收管管内流体的高速区域范围不断增加,低速区域减小,10°到 30°时中心的高速区域的影响范围逐渐 增大, 30°到 45°时中心区域的速度明显增大,而从 45°到 90°时中心的高速区域的范围逐渐增加, $\alpha = 90°$ 时中心的速度明显高于 $\alpha = 90°$ 时的中心速度。流速越大带动流体混合的能力越强,在相同时间内流速越 大带走的热量越多。攻角越大有利于丁胞吸收管内流体的混合,同时增加了流体之间的对流换热,流体 与管壁的换热效果会更好。

湍动能云图可以描述流体的湍流能量的水平,图 4 为丁胞吸收管不同攻角下管内流体的湍动能分布 云图。可以发现在每个工况下高湍动能主要分布在丁胞和管壁附近,从圆心观察高湍动能区分布在每个 丁胞的左侧,整体呈中心对称。低湍动能区域出现在中心区域。随着攻角的增加,丁胞吸收管内的流体 的湍动能不断增加,中心区的低湍动能区域随着角度的增加不断减小,丁胞侧方的高湍动区域逐渐增大。 *a* = 10°时低湍动能区的范围最大,而且在管壁附近的高湍动能区的范围很小,明显小于其他工况下的范 围。从 60°到 90°时管中心区域的低湍动能区消失。湍动能越大流体内部的脉动速度更强,对热边界层破 坏效果更好,从而增强了流体与固体壁面之间的换热。湍动能越大,湍流边界层内的动量交换增强,导 致壁面附近的流速梯度增大。湍动能越大,湍流耗散率通常也越高,这意味着更多的能量通过湍流脉动 耗散为热能。能量耗散的增加会导致流动阻力增大,从而使得摩擦系数升高。因此高湍动能也会导致压 降和能耗的增加。







Figure 4. Turbulent kinetic energy diagrams of the Butanol absorption tube sections at different attack angles when Re = 30000 (at the x = 5 mm section)

图 4. Re = 30000 时,不同攻角下丁胞吸收管截面的湍动能图(x = 5 mm 截面处)



Figure 5. shows the temperature distribution of the Butanol absorption tube wall at different attack angles when *Re* = 30000 图 5. *Re* = 30000 时,不同攻角下丁胞吸收管管壁温度分布图

温度场的可视化可以清晰地观察到流体流动特性对最终换热效果的影响规律,图 5 为不同攻角下抛物面槽式接收器管壁的温度分布图。如图, *a* = 10°时,管壁的高温区域相对较大,这主要是因为此时在管内的速度较小,湍动能较小。从 10°到 30°时,管壁明显出了低温区,而高温区的面积也变小了;从 10°到 90°时,管壁的低温区域范围逐渐增大,高温区域范围逐渐减小。这表明随着丁胞攻角的增加,管中心的速度增加,丁胞和管壁附近的湍流强度得以提升,流体对固体壁面的热边界层破坏程度更高,固体到流体的热量传递得到强化,从而降低了管壁的温度,增强了下半部分的换热能力,增加了局部换热系数;温度梯度减小,热应力降低。温度梯度减小可降低设备材料因热胀冷缩产生的应力,减少疲劳损伤,延长设备使用寿命。

3.2. 攻角对 Nu 和 f 的影响

不同攻角下的抛物面槽式接收管的传热性能比较如图 6(a)所示。同一模型下, Nu 随着 Re 的增大而 变大,这是由于流量的增加提升了湍流强度,使得导热油在相同时间内可以带走更多的热量,从而强化 管内流体的传热,并改善了管壁温度分布的均匀性。在相同 Re 下, Nu 随着 a 的增大而增大。从图中可 以看出, $a = 45^{\circ}$ 、 60° 和 90°的丁胞管之间的 Nu 差异较小。例如,在 Re = 30000 时, $a = 90^{\circ}$ 和 $a = 45^{\circ}$ 的 Nu 相差最大,但仅增加了 3.6%;当 Re = 50000 时,45°和 60°的 Nu 相差最小,45°仅比 60°增加了 0.19%,表明此时两种模型的传热效果没有太大差异。在不同攻角中, $a = 90^{\circ}$ 的 Nu 最大。与其他角度相比, $a = 90^{\circ}$ 相比 $a = 10^{\circ}$ 、 $a = 30^{\circ}$ 、 $a = 45^{\circ}$ 和 $a = 60^{\circ}$ 时的 Nu 分别增大了 9.6%~46.5%、4.7%~14.4%、0.9%~5.9%和 1.1%~3.2%,相较于光滑管, Nu 增加了 38.8%~83.5%。

丁胞攻角的调整会影响流体的流速和偏转,进而改变管道内流体的摩擦阻力。如图 6(b)所示, *f*随着 雷诺数 *Re* 的增加而降低,但在相同的 *Re* 条件下,随着 α 的增加,*f* 呈上升趋势。这是由于攻角增加使导 热油与丁胞的撞击面积增大,导致管内流体的压降增加,进而导致*f* 增大。在 *Re* 的计算范围内,当攻角 为 *α*=90°时,*f* 达到最大值,比 *α*=10°、*α*=30°、*α*=45°和 *α*=60°时的*f* 增加了 74.9%~121.2%、55.7%~62.1%、 33.6%~39.4%和 20.7%~23.4%,相比光管增加了 156.4%~189.7%。具体来看,当 *Re*=10000 时,*α*=90°相 较于 *α*=10°和 *α*=30°的*f* 增值最大,分别为 121.2%和 62.1%,*α*=90°比 *α*=45°的 *f* 在 *Re*=20000 增值最大,其为 39.4%,*α*=90°比 *α*=60°的 *f* 在 *Re*=50000 增值最大为 39.4%。



Figure 6. The variations of Nu and f in the butanocytic tubes at different attack angles with Re 图 6. 不同攻角的丁胞管 Nu 和 f 随 Re 的变化

3.3. 攻角对 PEC 的影响

如图 7 所示,通过对综合换热因子的比较可以发现,内置丁胞的抛物面槽式接收管的 PEC 随着 Re 的增加而增大。在不同攻角中,虽然在 α =90°时 Nu 最大,但由于其压降较大,导致综合换热效果最差。进一步比较可知, α =60°的 Nu 仅比 α =45°增加了 0.2%~2.6%,但由于 α =60°时具有更高的压降,其 PEC 相对较低。相比之下, α =10°时虽然压降较小,但 Nu 也偏低,导致 PEC 也就比较低。在 α =30°的条件下,压降明显小于其他三个角度,仅比 α =10°时大了 10.9%~36.5%,而 Nu 相比 α =10°时增大 4.6%~28.0%,因此当 α =30°时 PEC 最高达 1.43。在 Re = 20000~50000时,与其他攻角相比, α =30°的 PEC 分别比 α =45°、 α =60°和 α =90°增加了 0.5%~2.7%、3.0%~4.7%和 6.4%~11.1%,相较于光管,提升了 8.2%~42.6%。综上所述,当丁胞攻角 α =30°时,抛物面槽式接收管的综合换热性能最佳,可将其作为最优参数。



Figure 7. Comparison of heat transfer performance under different attack angles 图 7. 不同攻角下的传热性能比较

4. 结论

本文以抛物面槽式集热器中的吸热管为背景,以 Syltherm 800 导热油为传热流体,吸收管的材料采用 316 L 不锈钢,导热流体流经吸收管在吸收管壁的热量后流出。本研究通过数值模拟的方法,研究在 抛物面槽式吸收管的周围布置丁胞对流动换热性能的影响,在 *Re* = 10000~50000 的范围内,通过改变攻角α,分析各个参数对流动换热的影响,旨在提高吸收管的综合换热性能。经过研究分析得出如下结论:

(1) a = 90°时丁胞吸收管具有最大的 Nu,其值可达 245.0~655.9,比光管提升了 38.8%~83.5%。

(2) a = 90°时丁胞吸收管具有最大的 f,其值为 0.0605~0.0887,比光管增加了 156.4%~189.7%。

(3) 综合传热性能 *PEC* 在 *Re*=10000 时, α=45°的丁胞吸收管的综合传热性能最大, *PEC* 值为 1.48。 而在 *Re*=20000~50000 时, α=30°的丁胞吸收管的综合传热性能最大。*PEC* 值为 1.21~1.41。

参考文献

[1] 范博群. 新时代中国共产党参与全球气候治理研究[D]: [博士学位论文]. 长春: 吉林大学, 2024.

- [2] 李斌, 张跃恒, 洪链涵, 等. 伊敏盆地伊敏组煤层地球化学特征及沉积环境[J]. 物探与化探, 2024, 48(6): 1577-1587.
- [3] 赵平, 谭克龙, 韩效忠, 等. 新形势下我国能源与生态安全保障研究[J]. 中国煤炭地质, 2021, 33(1): 1-7.
- [4] 郭水文. 新发展格局下我国能源产业发展的若干思考[J]. 中共山西省委党校学报, 2021, 44(6): 51-56.
- [5] 刘明远,肖备.绿色生产力、新质生产力和国家引导型生态建设[J].南开经济研究, 2024(12): 36-49
- [6] 王昌玲, 康蓉, 张秋芬, 等. 中国参与国际气候谈判立场的双层博弈分析[J]. 生产力研究, 2014(11): 98-102, 117.
- [7] 张庆红,姜祎. 降碳-减污-扩绿-增长耦合协调发展的时空演变及影响因素[J]. 统计与决策, 2025, 41(11): 90-94.
- [8] 谭玲玲, 孙鹏, 郭沛璇, 等. 含氢储能的微电网低碳-经济协同优化配置[J]. 发电技术, 2024, 45(5): 983-994.
- [9] 李振全, 惠善康, 徐亮, 等. 槽式聚光型纳米流体集热器性能评估[J]. 建筑节能, 2019, 47(2): 72-76.
- [10] 黎昊为, 左夏华, 张岱凌, 等. 内置转子太阳能集热管流动与传热特性的数值模拟研究[J]. 北京化工大学学报 (自然科学版), 2023, 50(2): 89-96.
- [11] 王富强, 史绪航, 赵栩艺, 等. 受肠道启发的太阳能吸热管强化传热性能[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2025, 49(1): 153-159.
- [12] He, Y., Xiao, J., Cheng, Z. and Tao, Y. (2011) A MCRT and FVM Coupled Simulation Method for Energy Conversion Process in Parabolic Trough Solar Collector. *Renewable Energy*, **36**, 976-985. https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.07.017