

遮风挡板对腔式吸热器的对流热损失影响

万振杰¹, 魏进家^{2,3}, 方嘉宾²

(1. 郑州轻工业大学 建筑环境工程学院, 河南 郑州 450001; 2. 西安交通大学 化学工程与技术学院, 陕西 西安 710049; 3. 西安交通大学 动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘 要: 腔式吸热器的内部高温面积大, 由于受环境风速、风向等因素的影响, 吸热器的对流热损失会改变, 光热效率不稳定。为了降低环境风导致吸热器的对流热损失和光热转换效率的变化, 文章提出了一种带遮风挡板的腔式吸热器结构设计方案。在腔体开口面布置遮风挡板, 降低腔体内部流场扰动强度, 削弱吸热面与环境空气之间的对流传热, 实现减少吸热器对流热损失的目的。建立光-热耦合数值计算模型, 研究了遮风挡板材料、风速、风向等因素对热损失和转换效率的影响规律。结果表明: 遮风挡板材料会影响对流热损失大小, 固体壁面遮风挡板会导致对流热损失增大, 多孔材料遮风挡板可减少吸热器对流热损失; 多孔材料的惯性阻力系数及厚度是影响遮风挡板性能的关键因素, 随着惯性阻力系数的增大, 最优厚度减小; 惯性阻力系数和厚度最优时, 多孔材料遮风挡板可以降低吸热器对流热损失约 53.0%。文章研究结果可为设计高效光热转换的腔式接收器提供理论及技术指导。

关键词: 塔式热发电; 腔式吸热器; 对流热损失; 遮风挡板

中图分类号: TK519 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5292(2025)04-0468-08

0 引言

光热发电 (Concentrating Solar Power, CSP) 技术通过聚光、集热、发电等过程将太阳能转换成电能, 有塔式、抛物槽式、抛物碟式及线性菲尼尔式 4 种形式, 其中塔式光热发电 (Solar Power Tower, SPT) 是未来 700 °C 以上工作温度光热发电的主要形式^[1-5]。吸热器是塔式光热发电实现光热转换的核心设备, 有外置式和腔式两种形式。腔式吸热器吸热管布置在腔体内部, 更适用于颗粒吸热器、热化学反应器等 700 °C 以上高温/超高温场景。但由于腔体内部存在非吸热面, 总的高温面积大于外置式吸热器, 会形成更大的对流热损失 (2 倍以上)^[6]。同时受环境风速、风向等条件的影响, 吸热器的对流热损失会发生变化, 光热效率不稳定, 导致传热面热负荷发生随机变化, 造成传热管的热疲劳^[7]。因此, 研究腔式吸热器的对流传热机理, 进而提出减少对流热损失措施非常重要。

国内外学者对腔式吸热器的对流热损失开展了大量研究工作。Flesch R^[8]对腔式吸热器研究发现, 腔体内部滞止区的减小, 会造成对流热损失的增大。Fang J B^[9]研究了吸热器在 3 种不同启动方

式下的热性能, 认为启动及稳定运行过程中吸热器对流热损失占主导地位。Hu T^[10]提出了包含倾角、风速及风向在内的对流热损失计算关联式。近年来, 如何减少吸热器对流热损失成为国内外研究的焦点。Mondal R^[11], Fang J B^[12], Wang Q L^[13]研究了空气帘幕对对流热损失的影响, 发现腔体内部滞止区面积增大, 吸热器对流热损失减少。Sullivan S D^[14]和 Yue L^[15]发现吸热器开口布置石英玻璃管阵列会导致对流及辐射热损失增大, 而在吸热面附近布置石英管阵列可减少腔式吸热器热损失高达 33%。Ye K^[16]研究了气凝胶对吸热管对流热损失及光热转换性能的影响。

通过空气帘幕技术、石英玻璃、气凝胶等措施可以减少吸热器的对流热损失, 但应用于实际工程还面临一些问题: 例如空气帘幕须消耗额外电能, 影响经济性, 同时风速、风向复杂多变, 射流空气角度等控制困难; 将石英玻璃管阵列布置在高温吸热面上很困难; 气凝胶易碎, 机械强度问题还没解决, 大尺寸气凝胶和石英玻璃的生产也是问题。因此, 要探索低成本、适用性强的技术减少吸热器的对流热损失。本文提出一种新型腔式吸热

收稿日期: 2024-01-17。

基金项目: 国家自然科学基金国际(地区)合作与交流项目(51961135102); 河南省科技攻关项目(222102320298); 郑州轻工业大学博士启动金(2021BSJJ046)。

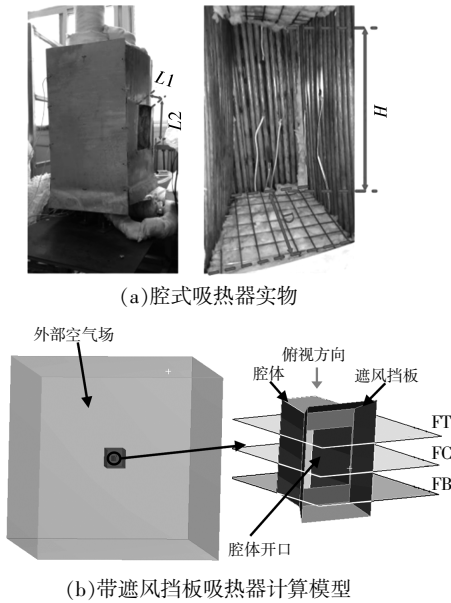
通信作者: 魏进家(1971-), 男, 博士, 教授, 主要从事太阳能光热/化学方面的研究。E-mail: jjwei@xjtu.edu.cn

器结构,不须要消耗额外电能。在腔体开口设计遮风挡板,阻挡环境空气进入腔体内部,进而削弱吸热面与环境空气的对流传热,减少对流热损失。通过建立光-热耦合数值计算模型,采用模拟的方法研究了遮风挡板材料、风速、风向等因素的影响规律,本文研究结果可为设计高效光热转换的腔式接收器提供理论及技术指导。

1 计算模型及方法

1.1 计算模型

腔式吸热器的结构和模型如图 1 所示。



(b)带遮风挡板吸热器计算模型

图 1 吸热器实物及计算模型

Fig.1 Physical structure of the cavity receiver and the computational model

由图 1(a)可见,吸热器的形状是六面体盒子,3 个蒸发受热面组成腔体 3 个侧面,腔体底部及顶部绝热,除开口外,各壁面均经过绝热保温处理。腔体深度为 200 mm,高度 H 为 400 mm,开口大小 $L1 \times L2$ 为 220 mm $\times$ 220 mm。

本文探索利用遮风挡板减少吸热器的对流热损失,但遮风挡板会遮挡部分入射阳光。为了降低遮风挡板对光学效率的影响,本文在腔体开口面方向加装的遮风挡板布置在吸热器外轮廓周边,而不是直接布置在吸热器开口位置。挡板与腔体开口面成 60° 角,挡板深度为 70 mm。

为了便于分析模拟计算结果,从俯视方向选定了 3 个切面(FT,FC 及 FB),位置如图 1(b)所示。模型包含腔式吸热器及其周围外部空气场,吸

热器置于大小为 10 m $\times$ 10 m $\times$ 10 m 的外部空气场之中。

对于吸热器内的流体流动和传热过程,可以忽略粘性力和重力等的做功,其控制方程(连续性方程,动量方程及能量方程)^[17]为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \text{div}(\mu \text{grad} \mathbf{u}) - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u} T) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{c} \text{grad} T\right) \quad (3)$$

式中: ρ 为空气密度,kg/m³; $\mathbf{u}$ 为空气的速度矢量,m/s; μ 为空气动力粘度,Pa $\cdot$ s; p 为空气压力,Pa; λ 为空气的导热系数,W/(m $\cdot$ K); T 为空气的温度,K; c 为空气的比热容,J/(kg $\cdot$ K)。

在风力作用下,吸热器流场复杂,Realizable k - ε 湍流模型考虑了旋转和曲率,因此本文选用 Realizable k - ε 湍流模型计算湍流流动,方程^[18]为

$$\frac{\partial(\rho k)}{t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (5)$$

式中: u_j 为坐标系下空气的速度分量,m/s; G_k 为速度梯度产生的湍动能,m²/s²; G_b 为浮生力产生的湍动能,m²/s²; S_k 为自定义源项,m²/s²; S_ε 为自定义源项,m²/s³; $C_{1\varepsilon}$, C_2 , $C_{3\varepsilon}$ 为常数; σ_k , σ_ε 为普朗特常数; k 为湍动能,m²/s²; ε 为湍流耗散率,m²/s⁻³; Y_M 为膨胀耗散,m²/s²; $C_1 = \max[0.43, \eta/(\eta + 5)]$; $\eta = S_k/\varepsilon$; $S = (2S_{ij}S_{ij})^{0.5}$; ν 为运动粘度,m²/s; μ_t 为湍流粘度,Pa $\cdot$ s; S_{ij} 为应变率张量,s⁻¹。

1.2 计算方法及边界条件

1.2.1 计算边界条件

腔体内部壁面为固定温度边界条件,遮风挡板壁面取绝热边界条件。为了获得腔体内部固定壁面温度,本文开发了包含光源的吸热器光-热耦合计算数值模型,模型耦合了光线发射、传播特性,腔体内部辐射换热特性、水/水蒸气流动沸腾换热特性、管壁导热特性及外部空气对流换热特性。其中腔体内部辐射换热特性、水/水蒸气流动沸腾换热特性、管壁导热特性及外部空气对流换

热特性的计算过程见文献[9]。采用蒙特卡洛方法(Monte Carlo Method, MCM)分析光源(太阳模拟器)光线发射传播特性及腔体内部辐射换热特性,进而得到腔体内部接收阳光能流密度分布及接收辐射能流密度分布。

光线传播过程如图2所示。氙灯光源发射光线存在5种不同类型的光线传播行为:L1光线是经聚光镜发射,直接由聚光镜后部开口射出,此部分光线不能再进入腔式吸热器;L2光线是经聚光镜反射,直接由聚光镜前部开口射出,并进入腔式吸热器;L3光线经聚光镜反射,但并未进入腔式吸热器;L4光线是经聚光镜反射,直接由聚光镜前部开口射出,未进入腔式吸热器;L5光线经聚光镜反射,进入腔式吸热器。未进入吸热器光线,此部分能量称为溢出损失。

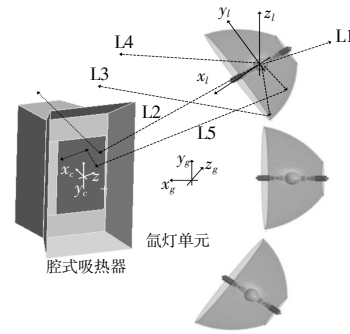


图2 光线传播过程示意

Fig.2 Schematic of the ray tracing code

采用图3所示流程,获得腔体内部固定壁面接收阳光能流密度分布及温度分布,以此温度分布为边界条件,研究遮风挡板对腔式吸热器的对流热损失影响规律。

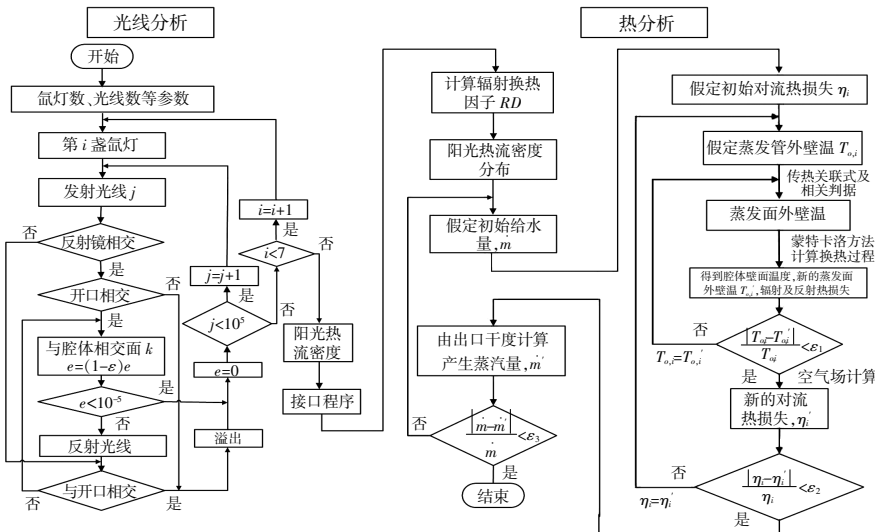


图3 耦合模型分析流程图

Fig.3 Solution procedure of the coupling model

通过改变风向角,研究不同风向时对对流热损失的变化,风向角定义如图4所示,风从吸热器腔

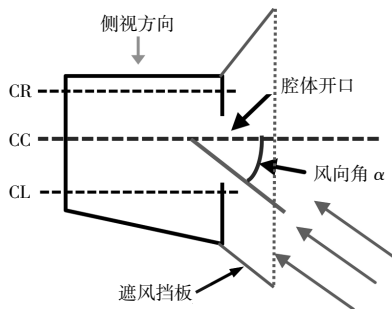


图4 风向角及侧视切面位置

Fig.4 Define of the wind direction and locations of section view

口正面进入时,风向角为0°。为了便于分析模拟结果,从侧视方向选定了3个切面(CR,CC及CL),位置如图4所示。在研究多孔材料遮风挡板的影响时,将壁面定义为多孔材料,改变壁面的惯性阻力系数(C)、孔隙率系数及厚度,获取不同参数的影响规律。本文采用对流热损失减少率来衡量多孔材料的参数对遮风挡板性能影响的大小,其定义为

$$\eta = (Q - Q_{cw}) / Q \quad (6)$$

式中: η 为对流热损失减少率,%; Q 为无遮风挡板时对流热损失的大小,W; Q_{cw} 为有多孔材料遮风挡板时对流热损失的大小,W。

1.2.2 计算方法

本文采用 Fluent 进行模拟计算,在腔体壁面附近存在粘性作用影响比较明显的区域(即粘性底层和过渡层),采用 Enhanced wall treatment 壁面函数法处理。本文采用数值求解方法的设置如表 1 所示。

表 1 数值方法及设置
Table 1 Numerical method

数值方法	设置
求解器	Pressure-based
湍流模型	Realizable $k-\varepsilon$ with Enhanced wall treatment
算法	Green-Gauss node based method
插值方法	SIMPLE
离散方法	压力为标准格式,能量、动量及湍流量为二阶迎风格式
收敛准则	能量方程残差 1.0×10^{-8} , 速度及湍流量残差 1.0×10^{-5}

1.2.3 模型及网格无关性验证

通过与文献[19]的实验数据对比,来验证光-热耦合计算模型的准确性。实验测得吸热器开口面上接收入射阳光的总能量为 12.01 kW,模拟得到吸热器开口接收入射阳光的总能量为 11.80 kW,模拟结果与实验结果之间误差为 1.78%。对比中间蒸发面热电偶 I-1 及右侧蒸发面热电偶 I-4 实验结果与数值模拟计算结果, I-1, I-4 实验测得温度分别为 205.7, 193.4 $^{\circ}\text{C}$, 数值模拟计算得到 I-1, I-4 位置温度分别为 215.3, 203.5 $^{\circ}\text{C}$, 模拟结果与实验结果之间误差分别为 -4.67%, -5.22%。

网格划分时,在壁面附近增加边界层。从吸热器到远场的网格采用由密集到稀疏逐渐过渡转变的方法,如图 5 所示。将对流热损失的相对误差作为网格无关性的判断准则,相对误差值小于 1.0% 时,可以认为数值计算达到收敛。本文计算模型中网格总数量达到 121 万时,计算结果与网格的数量无关。

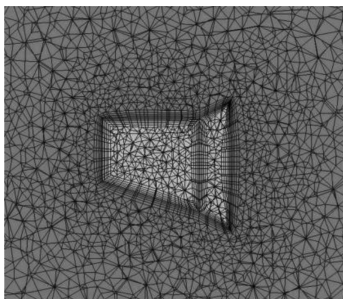


图 5 网格划分

Fig.5 Mesh of the computational model

2 结果及分析

2.1 遮风挡板对速度场的影响

图 6, 7 分别是风向角为 90° (风从吸热器一侧吹来) 时, 遮风挡板对吸热器的流场影响。

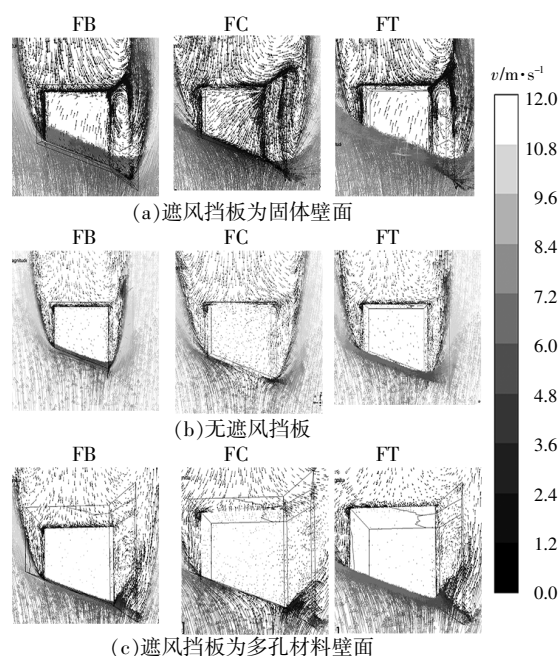


图 6 遮风挡板对速度场影响(俯视图)

Fig.6 Velocity distribution of the receiver (top view)

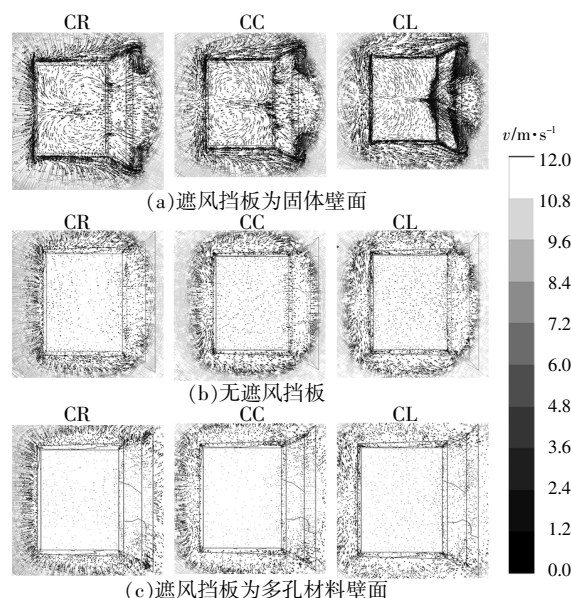


图 7 遮风挡板对速度场影响(侧视图)

Fig.7 Velocity distribution of the receiver (side view)

从图 6 中可以看到,与无遮风挡板相比,采用固体壁面挡板时,吸热器开口面上进入腔体内部的空气速度分布的非均匀性增大,速度分布为中间高,上、下两侧低的尖角型分布,这会造成吸热

器腔体内部扰动更剧烈,腔体内部出现两个旋转方向相反的对称涡,同时腔体内部速度值增大,如图 7(a)所示。因此,环境空气与腔体内部高温壁面的对流换热增强,最终导致对流热损失增大。遮风挡板为多孔材料壁面时,吸热器开口面上进入腔体内部的速度分布更为均匀,吸热器腔体内部扰动减弱,腔体内部的空气速度减小,最终减少吸热器的对流热损失,如图 6(c)、图 7(c)所示。

采用固体壁面遮风挡板、无遮风挡板以及多孔材料壁面遮风挡板时,吸热器开口面上的平均速度分别为 1.222,0.835,0.232 m/s。

图 8 为腔体内部壁面附近的速度分布。

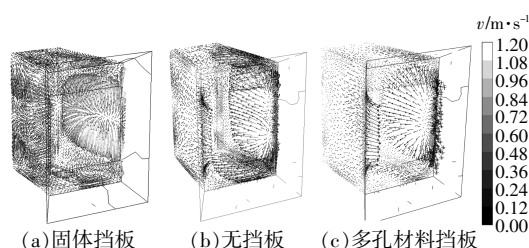


图 8 腔体内部壁面附近速度分布

Fig.8 Velocity distribution near the internal wall inside the receiver

由图 8 可见,布置多孔材料遮风挡板时,速度减小,速度分布的非均匀性得到改善。

2.2 遮风挡板对温度场的影响

图 9,10 分别是风向角为 90°时,遮风挡板对吸热器的温度场影响。

从图 9,10 中可以看到,与无遮风挡板相比,采用固体壁面挡板时,在上述流场作用下,腔体内部高温滞止区域的面积减少,对流热损失增大。腔体顶部及底部非吸热面附近高温空气分布也发生变化,如图 9(a)、图 9(b)所示,外界低温空气更容易进入腔体内部,与非吸热面发生对流换热。由于非吸热面温度高于吸热面(相差约 180 °C),会导致吸热器对流热损失增大,对流热损失可增大约 68.50%。

遮风挡板为多孔材料壁面时,对比图 9(b)和图 9(c),尽管在中间截面位置,多孔材料遮风挡板会使得腔体内部高温区域减小,但是整体上来看,高温区域面积增大。同时腔体内部壁面(蒸发面和非吸热面)附近的空气温度升高且高温空气厚度增大,如图 9(c)、图 10(c)所示,这表明与腔体内部壁面换热的空气温度升高,进而使得吸热

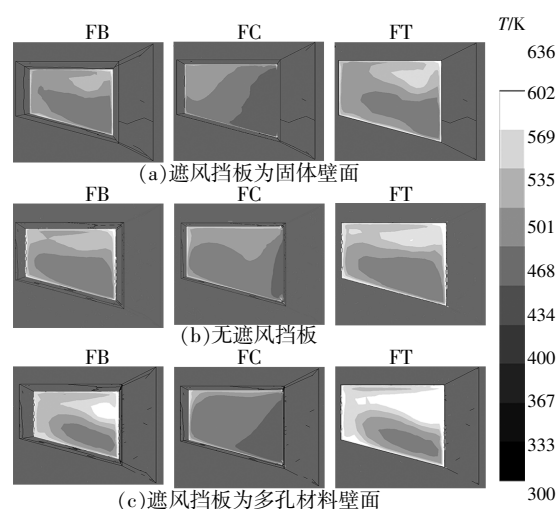


图 9 遮风挡板对温度场影响(俯视图)

Fig.9 Temperature distribution of the receiver (top view)

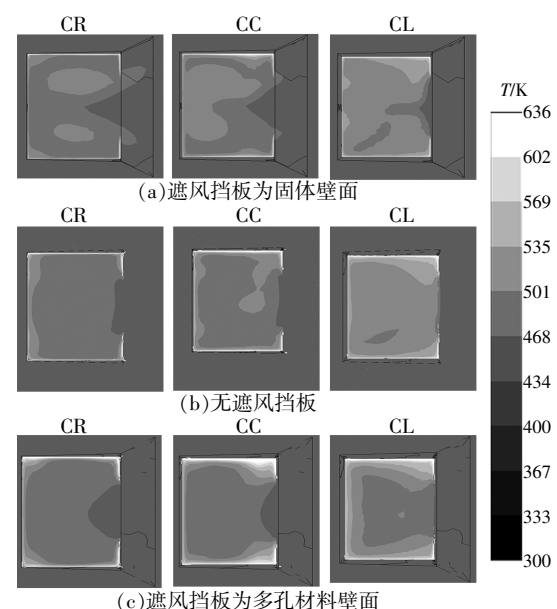


图 10 遮风挡板对温度场影响(侧视图)

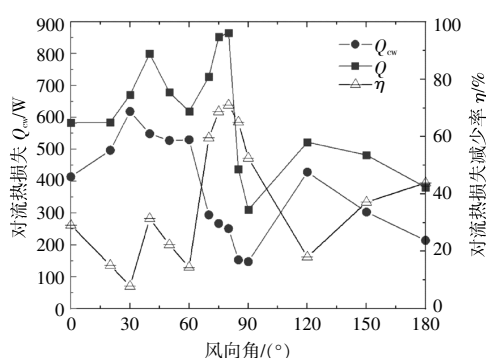
Fig.10 Temperature distribution of the receiver (side view)

器对流热损失减少,与无遮风挡板时相比减少了 52.50%。

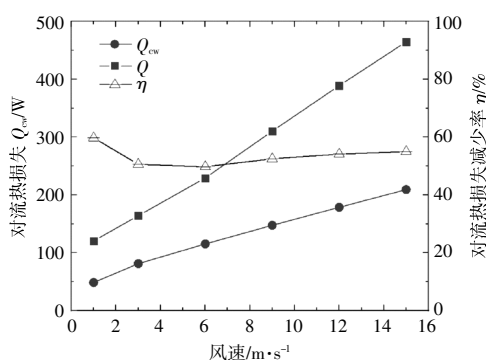
2.3 不同风力作用下多孔材料遮风挡板的性能

不同风力作用对遮风挡板性能的影响如图 11 所示。

由图 11(a)可知,随风向角的变化,吸热器热损失的变化呈“三峰”变化趋势,风向角在 45°, 85°和 120°附近时,存在最大值,这种趋势可能与吸热器的非对称结构有关。布置遮风挡板后,吸热器开口位置结构对称,对流热损失的变化趋势呈“双峰”趋势,风向角在约 30°和 120°附近时存在



(a)不同风向角时遮风挡板的性能变化



(b)不同风速时遮风挡板的性能变化

图 11 不同风力作用对遮风挡板性能的影响

Fig.11 Effects of the wind on windshield performance

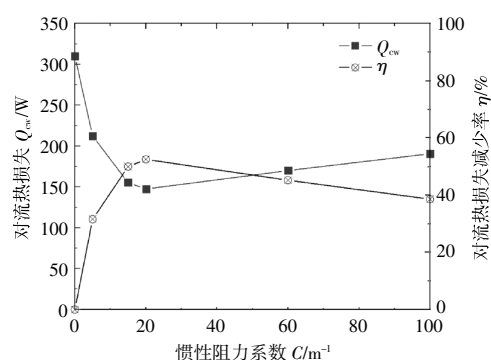
最大值。风向角大于 90°后,进入腔体内部的空气是腔体背风侧的回流空气,速度低于风从吸热器正面吹来时的速度,腔体内部扰动减弱,吸热器对流热损失相对较小。在不同风向角下,多孔材料遮风挡板均能起到减少对流热损失的作用。

由图 11(b)可知,风速大小对吸热器性能的影响趋势相同。随着风速的增大,吸热器对流热损失逐渐增大,对流热损失减少率先减小,后略微增大。不同风速时,多孔材料遮风挡板均能减少吸热器的对流热损失。

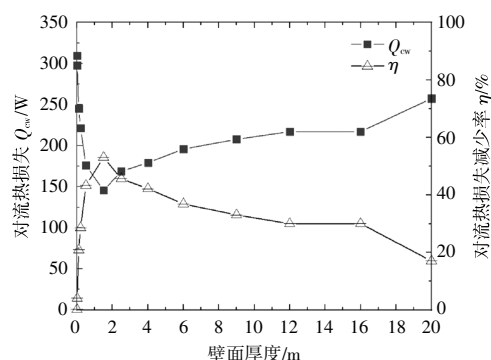
2.4 多孔材料的参数与对流热损失的变化关系

多孔材料的参数对遮风挡板性能的影响如图 12 所示。

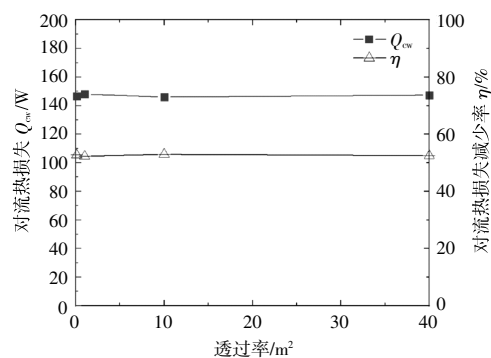
由图 12(a)可以看到,随着惯性阻力系数的增大,吸热器对流热损失先减小后增大,且无遮风挡板时(惯性阻力系数为零),吸热器对流热损失最大。惯性阻力系数为 20.0 m⁻¹ 时对流热损失最小,多孔材料遮风挡板效果最好。随着惯性阻力系数的增大,腔式吸热器对流热损失减少率先增大后减小,惯性阻力系数为最优时,对流热损失减少率约为 52.5%,表明多孔材料遮风挡板减少约



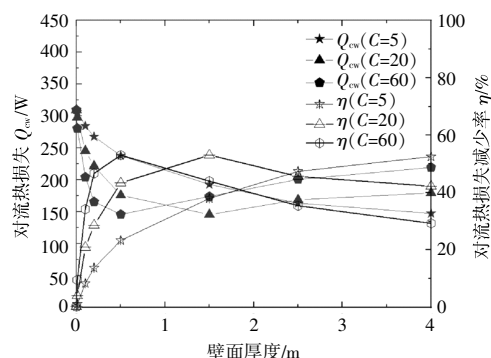
(a)惯性阻力系数的影响



(b)壁面厚度的影响



(c)透过率系数的影响



(d)惯性阻力系数及壁面厚度综合作用

图 12 多孔材料的参数对遮风挡板性能的影响

Fig.12 Effects of porous material on windshield performance

52.5%的对流热损失。

由图 12(b)可以看到,随着多孔材料厚度的

增大,吸热器对流热损失先减小后增大,且无遮风遮风挡板时(壁面厚度为0),吸热器对流热损失最大,厚度为1.5 m时吸热器的对流热损失最小,遮风挡板效果最好。随着壁面厚度的增大,对流热损失减少率先增大后减小,厚度为最优时,对流热损失减少率约为53.1%。

由图12(c)可知,透过率系数对对流热损失几乎没有影响。

由图12(d)可知,不同惯性阻力系数时,对流热损失和对流热损失减少率随壁面厚度的变化趋势与图12(b)相同,但随着惯性阻力系数的增大,壁面最优厚度逐渐减小。惯性阻力系数为60时,最优厚度为0.5 m。

3 结论

腔式吸热器对流热损失是吸热器效率低下的一个重要原因,本文采用计算流体力学方法,建立了腔式吸热器与外部环境的耦合换热模型,提出了一种多孔材料遮风挡板腔式吸热器结构设计方案。数值模拟结果表明,该结构设计可以减少吸热器的对流热损失。主要结论如下。

①遮风挡板材料对吸热器的对流传热影响很大。固体壁面遮风挡板会导致吸热器流场更加复杂,腔体开口面上空气速度大小及速度分布的不均匀性更大,进而造成腔体内部空气扰动更剧烈,最终导致吸热器对流热损失增大。采用多孔材料遮风挡板后,进入腔体内部的空气速度值减小,速度分布的不均匀性减小,腔体内部空气扰动减弱,吸热器内部高温区增大,减少了对流热损失。

②多孔材料透过率系数对遮风挡板性能影响不大,而多孔材料的惯性阻力系数及厚度是影响遮风挡板性能的关键因素。多孔材料厚度(或者惯性阻力系数)一定时,吸热器对流热损失随着惯性阻力系数(或者厚度)的增大呈现先减小后增大的趋势,存在最优厚度(或者惯性阻力系数)。随着惯性阻力系数的增大,最优厚度减小,因此可以通过提高多孔材料惯性阻力系数的方法,降低多孔材料遮风罩的壁面厚度,进而设计结构合理的遮风挡板。

③惯性阻力系数及厚度最优时,多孔材料遮风挡板可减少约52.5%的对流热损失。在不同风力作用下,多孔材料遮风挡板均能减少腔式吸热器的对流热损失。

须要指出的是,在腔体外加装遮风挡板,会挡住入射太阳光,导致光学效率下降。对于加装挡板后光学效率与对流热损失的平衡,应从镜场布置、镜场聚焦方式、挡板结构等方面开展深入的研究,将作为未来进一步研究的内容。从本文研究结果来看,遮风挡板为多孔材料时,由于多孔材料可以改善流场,进而减少吸热器的对流热损失,假如加装挡板后对入射阳光及光学效率影响较大,可以设计多孔玻璃板等可透光遮风板,降低对光学效率的影响。

参考文献:

- [1] 王志峰,何雅玲,康重庆,等.明确太阳能热发电战略定位促进技术发展[J].华电技术,2021,43(11):1-4.
- [2] 杨美颖,刘文颖,申自裕,等.基于改进DNE极限域的含光热发电系统风光电消纳能力的评估方法[J].可再生能源,2023,41(4):546-554.
- [3] 赵亮,施涛,单宝奇,等.塔式太阳能热发电站定日镜场容量优化配置[J].可再生能源,2018,36(6):850-857.
- [4] He L Y, Wang W, Jiang R, et al. Liquid-based high-temperature receiver technologies for next-generation concentrating solar power: A review of challenges and potential solutions[J]. Frontiers in Energy, 2023, 17(1): 16-42.
- [5] 赵林飞,韩中合,陈东旭,等.初参数对超临界CO₂塔式光热发电系统效率的影响[J].可再生能源,2023,41(8):1023-1030.
- [6] Ho C K, Iverson B D. Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 29: 835-846.
- [7] 曹传钊,郑建涛,刘明义,等.塔式太阳能热发电技术的发展[J].可再生能源,2013,31(12):21-25.
- [8] Flesch R, Stadler H, Uhlig R, et al. On the influence of wind on cavity receivers for solar power towers: An experimental analysis [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 87: 724-735.
- [9] Fang J B, Tu N, Wei J J. Numerical investigation of start-up performance of a solar cavity receiver[J]. Renewable Energy, 2013, 53(9): 35-42.
- [10] Hu T, Jia P Y, Wang Y S, et al. Numerical simulation on convective thermal loss of a cavity receiver in a solar tower power plant[J]. Solar Energy, 2017, 150: 202-211.

- [11] Mondal R, Torres J F, Hughes G, et al. Air curtains for reduction of natural convection heat loss from a heated plate: A numerical investigation [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 189: 122709.
- [12] Fang J B, Tu N, Torres J F, et al. Numerical investigation of the natural convective heat loss of a solar central cavity receiver with air curtain [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 152: 147–159.
- [13] Wang Q L, Yao Y, Hu M K, et al. An air curtain surrounding the solar tower receiver for effective reduction of convective heat loss [J]. *Sustainable Cities and Society*, 2021, 71: 103007.
- [14] Sullivan S D, Kesseli J B. Design and test validation of a novel low-cost quartz window for reducing heat losses in concentrating solar power applications [A]. *SOLARPACES 2018: International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems*[C]. Casablanca: AIP Publishing, 2019. 030058.
- [15] Yue L, Mills B, Christian J, et al. Effect of quartz aperture covers on the fluid dynamics and thermal efficiency of falling particle receivers[J]. *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the ASME*, 2022, 144(4): 041008.
- [16] Ye K, Li Q, Zhang Y T, et al. An efficient receiver tube enhanced by a solar transparent aerogel for solar power tower[J]. *Energy*, 2022, 261: 125313.
- [17] 贾斌广, 刘芳, 张大鹏. 双风道太阳墙内流动传热数值模拟分析[J]. *可再生能源*, 2018, 36(8): 1137–1143.
- [18] Shih T H, Liou W W, Shabbir A, et al. A new-eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows-model development and validation[J]. *Computers Fluids*, 1995, 24(3): 227–238.
- [19] Wan Z J, Qaisranian M A, Du X C, et al. Experimental study on performance of a water/steam cavity receiver with solar simulator[J]. *Energy Procedia*, 2017, 142: 265–270.

Effects of windshield on the convective heat loss of a cavity receiver

Wan Zhenjie¹, Wei Jinjia^{2,3}, Fang Jiabin²

(1. College of Building Environmental Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450001, China; 2. School of Chemical Engineering and Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 3. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Due to a large area of heat absorbing surfaces and effects of uncertain windy condition, both the convective heat loss and solar-thermal conversion efficiency of cavity receivers were unsteady. In order to reduce effects of wind on the cavity receiver performance, a novel cavity receiver design which had a windshield on its opening was investigated in the present study. The windshield could reduce the fluid flow disturbance inside the cavity, so that the convective heat transfer between the heat absorbing surfaces and ambient air were weakened, and the convective heat loss of the cavity receiver would be reduced. A solar-thermal coupling numerical model was established firstly, and then effects of windshield material and wind were studied. The results showed that the material of windshield had a big influence on the receiver convective heat loss, and the convective heat loss would increase with a solid wall windshield, while with a porous material windshield, the convective heat loss would decrease. The pressure-jump coefficient and thickness of the porous material windshield were key factors affecting its performance. As the pressure-jump coefficient increased, the optimal thickness decreased. For the optimal pressure-jump coefficient and thickness, the convective heat loss could be reduced by about 53.0%. The results in the present study could provide theoretical and technical guidance for design of cavity receivers.

Keywords: solar power tower; cavity receiver; convective heat loss; windshield