

文章编号:0254-0096(2019)08-2251-07

基于能量分析和焓分析的槽式太阳能集热系统优化研究

张维蔚^{1,2}, 巴旭阳¹, 薛奇成³, 高 虹¹, 史志国^{1,4}, 田 瑞^{1,4}

(1. 内蒙古工业大学能源与动力工程学院, 呼和浩特 010051; 2. 风能太阳能利用技术教育部重点实验室(内蒙古工业大学), 呼和浩特 010051; 3. 北京交通大学新能源汽车动力总成技术北京市重点实验室, 北京 100044; 4. 内蒙古自治区可再生能源重点实验室, 呼和浩特 010051)

摘 要: 采用光学-动力学耦合的方法, 建立槽式太阳能真空管接收器的三维流动、传热模型, 分析影响集热系统热效率和焓效率的因素。为验证模拟结果准确性, 与文献试验结果进行对比, 吻合较好, 平均误差为9.4%。模拟结果显示, 传热流体入口温度、环形区域压力对集热系统热效率和焓效率的影响最显著, 间隙尺寸的影响次之, 传热流体质量流速的影响最小。

关键词: 真空管接收器; 热效率; 焓效率; 环形区域; 间隙尺寸

中图分类号: TK512

文献标识码: A

0 引 言

抛物面槽式太阳能集热系统是太阳能中高温热利用领域中较为成熟的一项技术。提高系统热性能、减少热损失, 优化系统运行参数是目前研究者关注的热点。

能量分析和焓分析方法是评价系统运行状态、指导系统优化设计的常用热力学方法。近年来, 焓分析方法在太阳能热利用设备中的应用越来越广泛。Kahrobaian^[1]等建立槽式太阳能集热系统数学模型, 分析集热系统的焓效率、焓损失, 并对系统操作参数和设计条件进行优化。Padilla 等^[2]分析传热流体入口温度、质量流速、太阳辐照强度等因素对集热系统热效率、焓效率和不可逆焓损失的影响。Bellos 等^[3]对分别采用导热油和空气作为传热流体的槽式太阳能集热系统热效率、焓效率、焓损失及焓流分布进行分析。然而, 以上文献都是通过建立一维数学模型对集热系统进行的焓分析。

还有部分学者考虑了集热系统接收器周向热流分布不均匀, 对接收器进行三维数值模拟。Cheng 等^[4,5]结合 MCRT 法和有限元法计算非均匀

热流条件下接收器的传热性能, 分析非均匀热流分布对接收器壁面、流体温度分布的影响及太阳直射辐照强度等多个因素对接收器热损失的影响。Wang 等^[6]采用有限元法模拟非均匀热流条件下, 接收器及熔融盐的温度分布随太阳直射辐照强度、传热流体温度、速度等因素的变化关系。

本文以抛物面槽式太阳能真空管接收器为研究对象, 以 SolTrace 光学软件模拟得到的金属管和玻璃套管周向热流密度分布为热边界条件, 利用 ANSYS 软件建立真空管接收器的三维流动、传热模型。利用该模型计算并分析了传热流体入口温度、质量流速、太阳直射辐照强度、环形区域间隙尺寸((玻璃套管内径-金属管外径)/2)和压力等因素对集热系统热效率和焓效率的影响, 并采用方差分析法计算各因素对系统热效率和焓效率影响的显著程度。

1 数学模型的建立

1.1 物理模型

抛物面槽式太阳能集热系统三维简图参见文献[7], 太阳光经聚光器反射、汇聚到达接收器金属

收稿日期: 2018-11-16

基金项目: 风能太阳能利用技术教育部重点实验室开放基金(2017MS05); 内蒙古自治区高等学校科学研究项目(NJZZ19070); 2017-2018年研究生教育教学改革项目(YJG2017017); 内蒙古自然科学基金(2016MS0537)

通信作者: 田 瑞(1956—), 男, 博士、教授, 主要从事太阳能热利用技术等方面的研究。tianr@imut.edu.cn

管外壁面的选择性吸收涂层上,被金属管吸收。为了便于计算结果与试验结果进行对比,本文以圣地亚国家实验室(sandia national laboratories, SNL) AZTRAK 实验测试平台的 LS-2 型^[8]太阳能集热系统作为主要研究对象。系统主要组成部分及参数见表 1。

表 1 槽式太阳能集热系统相关参数

Table 1 Specifications of different components of parabolic trough collector system

部件	参数	数值
抛物面槽式聚光器	开口宽度/m	5
	焦距/m	1.84
	反射比	0.93
	光学效率	0.76
接收器金属管	内径/m	0.066
	外径/m	0.070
	吸收比	0.96
	反射比	0.14
接收器玻璃套管	透射比	0.95

本文中真空管接收器的计算区域分为 4 部分:玻璃套管管壁固体区域、金属管管壁固体区域、金属管与玻璃套管间的环形区域和传热流体区域,真空管接收器径向截面示意图参见文献[7]。

1.2 控制方程

为简化模拟计算,对接收器作如下假设:1)忽略接收器端部波纹管热损失;2)金属管和玻璃套管的物性参数不随温度改变;3)玻璃套管内壁面和金属管外壁选择性吸收涂层为灰体。

根据金属管内流体的流动及传热特点,湍流模型采用 RNG $\kappa-\varepsilon$ 双方程模型,环形区域选用 S2S 辐射模型,壁面采用标准壁面函数。

1.3 边界条件

1.3.1 金属管和玻璃套管外壁面热边界条件

由于聚光器对太阳光线的反射、汇聚及接收器对聚光器的遮挡等,金属管外壁面的周向热流密度分布并不均匀。本文运用 SolTrace 光学软件对太阳张角为 $32'$ 时的抛物面槽式聚光器进行光线追踪,得到了金属管外壁面周向热流密度分布,作为金属管外壁面的热边界条件。另外,玻璃套管的透

射比为 0.95,即到达接收器的光线有 5%被玻璃套管吸收。采用同样的方法,可得到玻璃套管外壁面的周向热流密度分布。图 1 是太阳直射辐射为 1000 W/m^2 时,通过光线追踪得到的金属管外壁面和玻璃套管外壁面周向热流密度。接收器周向热流密度分布非常不均匀,面向聚光器一侧($120^\circ \sim 240^\circ$)热流密度相对较高。由于玻璃套管的吸收比只有 5%,所以玻璃套管外壁面的周向热流密度较小。

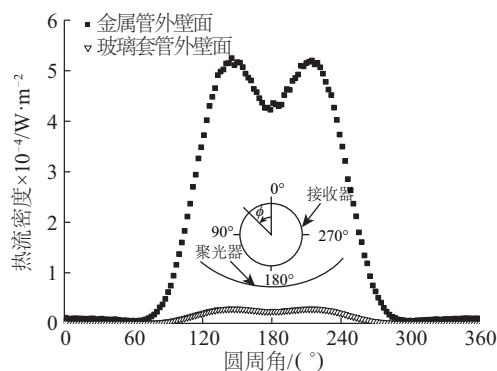


图 1 金属管外壁面和玻璃套管外壁面热流密度分布

Fig. 1 Heat flux distribution of absorber tube outer wall and glass tube outer wall

1.3.2 玻璃套管外壁面与环境间的热边界条件

玻璃套管外壁面与环境间的换热有 2 种形式,分别为与环境空气的对流换热和与天空的辐射换热,本文将玻璃套管外壁面设置为对流、辐射混合热边界。

玻璃套管外壁面与环境间的对流换热量为:

$$Q_{\text{conv}} = h_{\text{conv}} A_{\text{env}} (T_{\text{env}} - T_{\text{a}}) \quad (1)$$

式中, h_{conv} ——玻璃套管外壁面与环境间的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; A_{env} ——玻璃套管外壁表面积, m^2 ; T_{env} ——玻璃套管外壁面温度, K ; T_{a} ——环境温度, K 。

h_{conv} 与环境风速大小有关。当无风时,玻璃管外壁面与空气之间是自然对流,此时^[9]:

$$h_{\text{conv}} = \frac{\lambda_{\text{air}}}{D_{\text{env}}} \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_{D_{\text{env}}}^{1/6}}{\left[1 + \left(0.559 / Pr_{D_{\text{env}}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2)$$

式中, λ_{air} ——空气的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; D_{env} ——玻璃套管外径, m ; $Ra_{D_{\text{env}}}$ ——玻璃套管周围

空气的瑞利数; Pr_{env} —— $(T_a + T_{env})/2$ 条件下的普朗特数。

$Ra_{D_{enc}}$ 的计算公式为:

$$Ra_{D_{enc}} = \frac{g\beta_{air}(T_{env} - T_a)D_{enc}^3}{a_{air}\nu_{air}} \quad (3)$$

式中, β_{air} ——空气的体积热膨胀系数, $1/K$; a_{air} ——空气的热扩散系数, m^2/s ; ν_{air} ——空气的运动黏度, m^2/s 。

当有风时,玻璃套管外壁面与周围空气间的对流换热属于强制对流换热,此时:

$$h_{conv} = CRe_{D_{enc}}^m Pr_{env}^n \frac{\lambda_{air}}{D_{enc}} \left(\frac{Pr_{air}}{Pr_{env}} \right)^{1/4} \quad (4)$$

式中, Pr_{air} —— T_{env} 条件下的普朗特数。其中,当 $Re_{D_{enc}} = 1000 \sim 200000$ 时, $C = 0.26$, $m = 0.6$; 当 $Pr_{env} \leq 10$ 时, $n = 0.37$ 。

玻璃套管外壁面与天空间的辐射换热量为:

$$Q_{rad} = \sigma \varepsilon_{env} A_{env} (T_{env}^4 - T_{sky}^4) \quad (5)$$

式中, σ ——斯忒藩-玻耳兹曼常量, $W/(m^2 \cdot K^4)$; ε_{env} ——玻璃套管外壁面发射比; T_{sky} ——有效天空辐射温度, K 。在晴朗天气下,天空有效温度 T_{sky} 的计算公式^[10]为:

$$T_{sky} = 0.0553 T_a^{1.5} \quad (6)$$

1.4 环形区域物性参数设置

根据稀薄气体运动理论^[11],当压力 $p_{ann} < 0.013$ Pa 时,气体处于自由分子状态。此时,环形区域的传热系数为:

$$\lambda_g = ap_{ann} \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right) \sqrt{\frac{R}{8\pi MT_{ann}}} \quad (7)$$

式中, a ——热适应系数; p_{ann} ——环形区域压力, Pa; M ——气体摩尔质量, $kg/kmol$; T_{ann} ——环形区域温度, K ; R ——通用气体常数, $J/(kmol \cdot K)$; γ ——气体的定压比热容与定容比热容之比。

当 $0.013 \text{ Pa} < p_{ann} < 13.3 \text{ Pa}$ 时,环形区域气体的导热系数为:

$$\lambda_g = \frac{\lambda_p}{1 + \frac{4Kn\varepsilon}{a(\gamma+1)}} \quad (8)$$

式中, λ_p ——常压下气体的导热系数, $W/(m \cdot K)$; Kn ——Knudsen 准数; ε ——系数,与气体分子结

构有关。

当压力 $p_{ann} > 13.3$ Pa 时,环形区域气体处于连续介质状态。

1.5 系统热效率及焓效率计算

集热系统热效率定义为接收器内传热流体吸收的有用能与太阳能输入集热系统的总能量之比:

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{Q_s} = \frac{mc_p(T_o - T_i)}{I_{dir} \cdot A} \quad (9)$$

式中, m ——传热流体质量流速, kg/s ; c_p ——定压比热容, $kJ/(kg \cdot K)$; T_o ——传热流体出口温度, K ; T_i ——传热流体入口温度, K ; I_{dir} ——太阳直射辐射强度, W/m^2 ; A ——聚光器开口面积, m^2 。

集热系统焓效率定义为接收器内传热流体热焓增量与太阳能输入集热系统的总焓之比^[12]:

$$\eta_{ex} = \frac{E_u}{E_s} \quad (10)$$

太阳能总输入焓为:

$$E_s = Q_s \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_a}{T_s} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_s} \right)^4 \right] \quad (11)$$

式中, T_a ——太阳表面温度,取为 5770 K ^[13]。

接收器内传热流体的热焓增量计算公式^[3]为:

$$E_u = mc_p \left(T_o - T_i - T_a \ln \frac{T_o}{T_i} \right) - m T_a \frac{\Delta p}{\rho_{HTF} T_{HTF}} \quad (12)$$

式中, ρ_{HTF} ——传热流体密度, kg/m^3 ; T_{HTF} ——传热流体平均温度, $T_{HTF} = (T_o + T_i)/2$, K ; Δp ——传热流体进出口压力差,本文计算中压力差非常小,因此这一项忽略不计。

1.6 模拟结果准确性验证

为验证模型预测的准确性,文中模拟结果与 SNL AZTRAK 实验测试平台的试验结果^[8]进行了对比。试验测试以 LS-2 型集热器为研究对象,以 Syltherm 800 型导热油为传热流体。此外,为接近实际太阳能热发电场传热流体的流速,试验中在接收器金属管内加入直径 50.8 mm 的圆柱体阻塞件。具体试验、模拟计算工况及结果对比如表 2 所示。对比传热流体出口温度的试验值和计算值可知,模拟结果与试验结果吻合较好,平均相对误差为 9.4% 。

表 2 计算和试验结果对比
Table 2 Comparisons of numerical and experimental results

工况	试验和模拟条件					传热流体出口温度/K		相对 误差/%
	太阳直射辐射 强度/W·m ²	风速/ m·s ⁻¹	环境 温度/K	传热流体 进口温度/K	传热流体 进口速度/m·s ⁻¹			
						试验	模拟	
1	933.7	2.6	294.35	375.35	0.570	397.2	398.5	6.07
2	968.2	3.7	295.55	424.15	0.571	446.5	448.5	8.90
3	982.3	2.5	297.45	470.65	0.587	492.7	494.5	8.64
4	909.5	3.3	299.35	523.85	0.654	542.6	543.9	6.99
5	937.9	1.0	301.95	570.95	0.663	590.1	591.8	8.92
6	880.6	2.9	300.65	572.15	0.665	590.4	591.6	6.73
7	920.9	2.6	302.65	652.65	0.679	671.2	673.3	11.36
8	903.2	4.2	304.45	629.05	0.673	647.2	649.8	14.29

2 计算结果分析

本文固定金属管外壁面直径为 70 mm、厚度为 2 mm,玻璃套管厚度为 3 mm,在太阳直射辐射强度 500~1000 W/m²、传热流体入口温度 400~580 K、质量流速 2~8 kg/s、环形区域间隙尺寸 5~40 mm 条件下,计算接收器内传热流体流动及传热特性,并分析传热流体入口温度、质量流速、太阳直射辐照强度、环形区域间隙尺寸和压力对集热系统热效率和炯效率的影响。

图 2 为接收器内传热流体的速度分布和温度分布云图。由于金属管和玻璃套管周向热流密度分布不均(见图 1),所以金属管内和环形区域内工质的温度分布明显不均匀。图 2 计算条件下,接收器环形区域抽真空处理,所以金属管与玻璃套管间的换热以辐射换热为主,环形区域内气体速度接近 0 s。

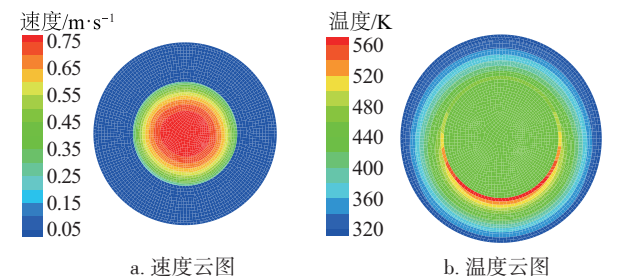


图 2 金属管和环形区域速度和温度分布云图
Fig. 2 Velocity and temperature contour in absorber and annulus space

2.1 传热流体进口温度的影响

图 3 为 3 个不同质量流速条件下,集热系统热

效率和炯效率随传热流体入口温度的变化曲线。由图 3 可知,集热系统热效率和炯效率受传热流体入口温度的影响非常明显。随着入口温度升高,集热系统热效率逐渐降低。这是因为入口温度越高,接收器各壁面的温度越高,玻璃套管外壁面与环境间的对流热损失和辐射热损失越大。随着入口温度升高,系统炯效率逐渐升高。入口温度越高,传热流体与环境间的温差越大,由式(12)可知,传热流体的热炯增量越大。

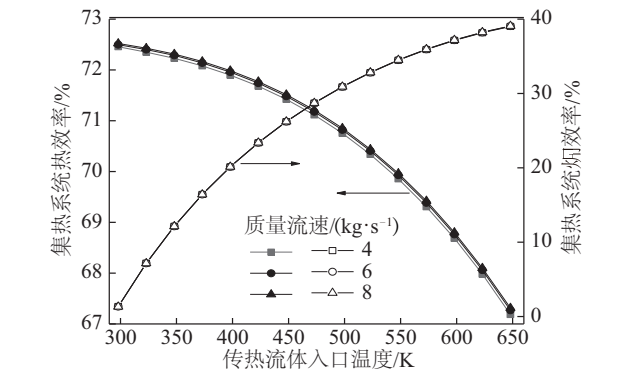


图 3 热效率和炯效率随传热流体入口温度的变化
Fig. 3 Thermal efficiency and exergy efficiency vs HTF inlet temperature

2.2 传热流体进口流速的影响

图 4 为 3 个不同入口温度条件下,集热系统热效率、炯效率随质量流速的变化曲线。随着质量流速增大,集热系统热效率逐渐增大,但增大趋势逐渐变缓。这是因为随着质量流速增大,传热流体与金属管内壁面的对流换热系数增大,传热

流体吸热量增大;而传热流体进出口平均温度下降,接收器壁面温度会有所下降,散热损失降低。对比图 3 和图 4 可知,集热系统热效率和㊀效率基本不随质量流速变化。这是因为质量流速对系统㊀效率的影响主要体现在压力差 Δp 上。在本文计算范围内,以导热油为传热流体时,质量流速变化造成的进出口压力差变化非常小,所以这一项基本可忽略不计。

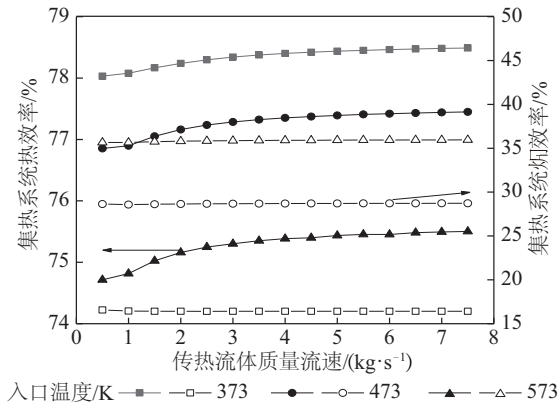


图 4 热效率和㊀效率随传热流体质量流速的变化

Fig. 4 Thermal efficiency and exergy efficiency vs mass flow rate

2.3 太阳直射辐照强度的影响

图 5 为集热系统热效率和㊀效率随太阳直射辐照强度的变化曲线。随着太阳直射辐照强度增大,集热系统热效率和㊀效率都逐渐增大。在传热流体入口温度和质量流速不变的条件下,太阳直射辐照强度越大,接收器壁面温度越高,传热流体的吸热量就会越多。相比较而言,太阳直射辐照强度对系统热效率的影响比对㊀效率的影响更明显。

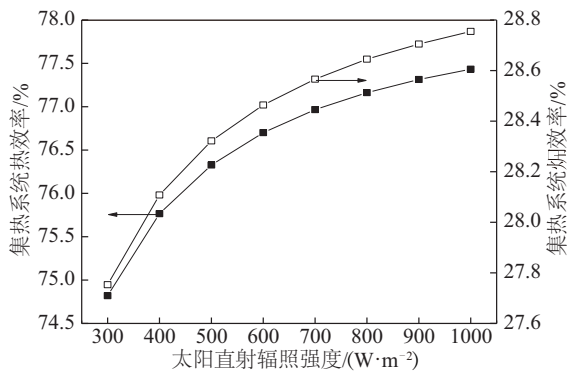


图 5 热效率和㊀效率随太阳直射辐照强度的变化

Fig. 5 Thermal efficiency and exergy efficiency vs direct solar irradiation

2.4 环形区域间隙尺寸的影响

图 6 为集热系统热效率和㊀效率随环形区域间隙尺寸的变化曲线。随着间隙尺寸增大,集热系统热效率和㊀效率逐渐增大,但增大的趋势逐渐变慢。设计接收器时,当金属管直径确定后,需确定玻璃套管的尺寸。由图 6 可知,玻璃套管直径如果太小将使金属管和玻璃套管之间的热损失增大;而玻璃套管直径过大,集热系统热效率和㊀效率都不会再有明显增加,然而接收器的总重量和造价会增大。因此,选用合适的间隙尺寸对提高集热器热效率、降低接收器总质量是非常必要的。

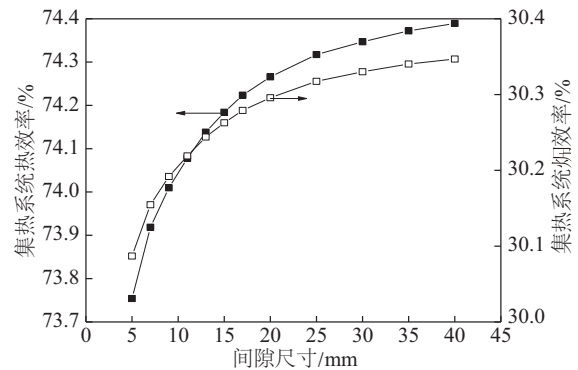


图 6 热效率和㊀效率随环形区域间隙尺寸的变化

Fig. 6 Thermal efficiency and exergy efficiency vs annular gap size

2.5 环形区域压力的影响

图 7 为集热系统热效率和㊀效率随环形区域压力的变化曲线。随着环形区域压力升高,集热系统热效率和㊀效率都会下降。当压力大于 1000 Pa 时下降幅度增大,因为此时环形区域气体的自然对流换热增强,传热系数增大,导致热损失和㊀损失

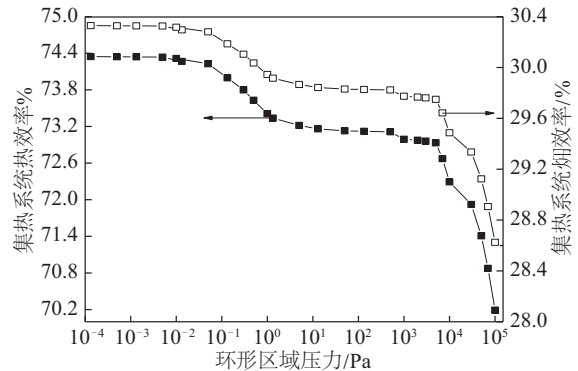


图 7 热效率和㊀效率随环形区域压力的变化

Fig. 7 Thermal efficiency and exergy efficiency vs annulus pressure

明显增大。文献[8]认为,环形区域压力不应高于 Knudsen 气体导热压力范围,一般要求维持在 0.013 Pa 以下。但也有些研究^[9]认为,环形区域的真空状态很难长时间维持,不如采用一定压力的惰性气体代替真空。由图 7 可看出,当压力在 10 Pa 以下时,虽然集热系统热效率和烟效率都有所下降,但下降的幅度并不大。

3 正交优化设计及方差分析

从上文分析可看出,传热流体入口温度、质量流速、太阳直射辐照强度、环形区域间隙尺寸和压力对槽式太阳能集热系统传热特性均有明显影响。因此,确定集热系统的最佳操作条件,分析各

因素对集热系统传热特性影响的显著程度是非常必要的。由于影响因素较多且每个因素的变化范围较大,若要全面研究计算量过大。正交试验法利用统计学原理进行数据分析,可通过少数的试验次数获得足够、有效的信息。通过正交试验设计,本文的计算次数减少到 25 次,得到计算结果后采用方差分析法分析各因素对集热系统热效率和烟效率影响的显著程度。

表 3 给出各因素对集热系统热效率和烟效率影响的方差分析结果。表中“*”数量代表影响显著水平的强弱。由表 3 可看出,传热流体入口温度、环形区域压力对集热系统热效率和烟效率的影响最显著,间隙尺寸的影响次之,质量流速的影响最小。

表 3 集热系统热效率和烟效率方差分析表

Table 3 Results of variance analysis of collector's thermal efficiency and exergy efficiency

方差来源	热效率					烟效率				
	平方和	自由度	均方	F值	显著水平	平方和	自由度	均方	F值	显著水平
太阳辐照强度	6.4415	4	1.6104	0.6116		1.7324	4	0.4331	0.1123	
进口流速	2.3983	4	0.5996	0.2277		0.4731	4	0.1183	0.0307	
进口温度	86.3455	4	21.5864	8.1976	**	930.4086	4	232.6022	60.3377	***
间隙尺寸	14.0561	4	3.5140	1.3345	*	4.7412	4	1.1853	0.3075	*
环形区域压力	128.0396	4	32.0099	12.1561	***	27.4369	4	6.8592	1.7793	**

4 结 论

本文利用 ANSYS 软件,建立抛物面槽式太阳能集热系统真空管接收器的三维流动及传热模型。该模型以 SolTrace 光学模拟得到的金属管和玻璃套管外壁面周向热流密度为热边界条件,对集热系统传热特性进行模拟计算及优化分析,得到以下主要结论:

1)由于金属管和玻璃套管外壁面周向热流密度分布不均,金属管内和环形区域内的工质温度分布也不均匀,面向聚光器一侧温度明显较高。

2)传热流体入口温度、环形区域压力对集热系统热效率和烟效率的影响最显著,间隙尺寸的影响次之,质量流速的影响最小。

综上所述,本文通过建立的槽式太阳能集热系统三维流动、传热模型,采用能量分析和烟分析方法研究集热系统传热特性及各因素影响的显著程度具有一定的实用价值。

[参考文献]

- [1] Kahrobaian A, Malekmohammadi H. Exergy optimization applied to linear parabolic solar collectors [J]. Journal of Faculty of Engineering, 2008, 42(1): 131—144.
- [2] Padilla R V, Fontalvo A, Demirkaya G, et al. Exergy analysis of parabolic trough solar receiver [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 67: 579—586.
- [3] Bellos E, Tzivanidis C. A detailed exergetic analysis of parabolic trough collectors [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 149: 275—292.
- [4] Cheng Zedong, He Yaling, Xiao Jie, et al. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010, 37: 782—787.
- [5] Cheng Zedong, He Yaling, Cui Fuqing, et al. Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with nonuniform solar flux conditions by coupling FVM and MCRT method [J]. Solar Energy,