

文章编号:0254-0096(2018)11-3060-09

槽式腔体太阳能集热系统特性数值模拟及优化

冀孟恩^{1,2}, 李 明², 王云峰², 冯志康², 王 伟^{1,2}

(1. 云南师范大学物理与电子信息学院, 昆明 650500; 2. 云南师范大学太阳能研究所, 昆明 650500)

摘 要: 以槽式腔体太阳能集热系统的集热过程为研究对象, 建立系统各个组成部件的传热模型, 利用数值模拟进行仿真, 并采用卡尔曼算法对数值模拟运算进行优化, 结果表明: 模拟温度平均误差在 2% 以内, 且腔体集热效率和油箱储热效率的平均误差也有较大幅度下降。经实例分析验证优化运算下传热模型的适用性, 进而运用数值模拟对系统进行优化研究, 表明随着太阳辐射强度的升高而增加工质流量可维持油温在 140~160 °C, 同时可提高腔体集热效率, 从而实现稳定输出热能的策略。

关键词: 槽式腔体太阳能集热系统; 传热模型; 数值模拟; 卡尔曼算法; 优化研究

中图分类号: TK513.1

文献标识码: A

0 引 言

由于能源危机的加深和人们环保意识的增强, 具有丰富、可再生、清洁特点的太阳能资源及其利用技术受到持续重视^[1,2], 其中, 抛物槽式太阳能聚光集热技术不断得到提升, 并在部分国家获得商业应用^[3]。为获得较高的太阳能利用效率, 研究者们一方面设计太阳能吸收器, 如金属直通式真空管吸收器和腔体吸收器^[4], 另一方面从槽式太阳能系统动态传热特性入手, 建立系统数学模型以期分析系统的高效传热特性^[5]。文献[6]建立太阳能能量转化与传递模型, 具体考察了太阳辐射强度、工质流量、环境风速、吸热管管径对集热效率的影响。文献[7]运用 CFD 构建抛物槽式集热系统的传热模型, 典型条件下的测试结果和计算结果表明集热效率相对误差为 7.3%。文献[8]设计了一个梯型的腔体吸收器, 热损失的模拟值与实际值的误差为 6.5%。文献[9]建立 V 型腔体式接收管内部工质流动与传热过程的物理和数学模型, 得到腔体沿程壁面温度模拟值与实际值最大偏差在 8% 以内。

以往研究者们虽对槽式太阳能集热系统做了模拟工作, 但集中在分析系统个别部件的传热性能上, 且模拟值与实际值的误差较大, 对研究槽式腔

体太阳能集热系统特性的辅助作用较小, 故本文在槽式腔体太阳能集热系统各个部件传热模型基础上, 运用数值模拟分析集热系统特性, 并运用卡尔曼算法对数值模拟运算进行改进, 以得到系统特性误差较小的模拟结果, 进而对系统进行定量优化研究。

1 系统描述

如图 1 所示, 槽式腔体太阳能集热系统包括抛物线型聚光镜、V 型腔体吸收器(以下简称“腔体”)、工质管道、储能油箱(以下简称“油箱”)等部分, 其

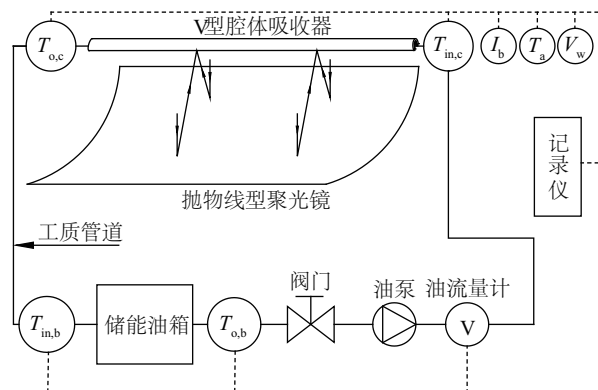


图1 槽式腔体太阳能集热系统示意图

Fig. 1 The schematic diagram of parabolic trough cavity solar collector system

收稿日期: 2016-07-14

基金项目: NSFC-云南联合基金重点项目(U1137605); 西南地区可再生能源研究与开发协同创新中心(05300205020516009); 云南省可再生能源研究创新团队(2006PY03)

通信作者: 李 明(1964—), 男, 博士、教授、博士生导师, 主要从事太阳能光伏、光热利用方面的研究。lmllldy@126.com

工作原理为:槽式太阳能聚光集热器(PTC)为南北向一维跟踪型机构,其抛物线型聚光镜开口面在跟踪装置作用下始终正对太阳,位于焦线处的腔体接收太阳光,工质(导热油)流过腔体内部时被加热,然后经过油箱时与内部工质混合便整体升温,记录仪对各测温点温度和气象参数进行数据采集。

PTC 的抛物线型聚光镜开口宽度为 3 m,南北向长度为 12 m;油箱容积为 0.074 m³,其作用是存贮工质热能,并弥补系统运行过程中的工质损失以及减弱工质温度的瞬时波动幅度;集热过程使用 SKALN460 型导热油作为工质,可有效提高集热温度至约 200 ℃。

2 数学模型建立

2.1 腔体传热模型

腔体的 V 型吸收面内附翅片,其半圆围腔外部包裹玻璃棉保温材料,最外层为保护外壳,具体结构如图 2a 所示。根据该结构建立如图 2b 所示的热阻网络,以便分析其传热过程^[10-14]。

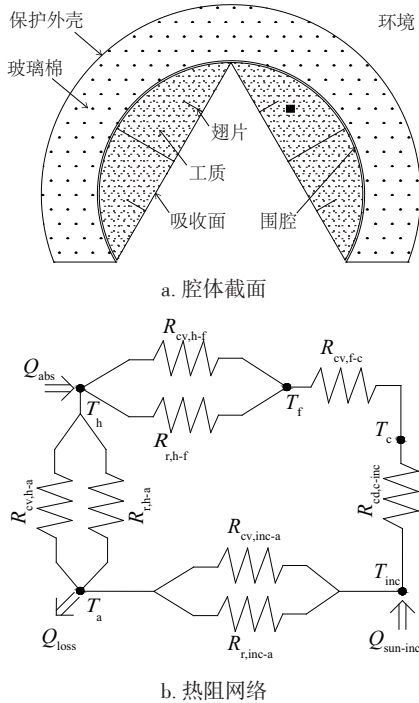


图2 腔体的截面和热阻网络

Fig. 2 The section and the thermal network of cavity absorber

据热阻网络可得腔体能量平衡方程:

$$Q_{abs} = I_b \eta_{opt} A_F \cos \theta \quad (1)$$

$$Q_{abs} = Q_{cv,h-f} + Q_{r,h-f} + Q_{cv,h-a} + Q_{r,h-a} \quad (2)$$

$$Q_{cv,h-f} + Q_{r,h-f} - Q_{cv,f-c} = m_f c_{p,f} (T_{o,c} - T_{in,c}) \quad (3)$$

据式(1)~式(3)可得腔体出口温度为:

$$T_{o,c} = \left[(Q_{abs} - Q_{cv,h-a} - Q_{r,h-a} + b_2 + (m_f c_{p,f} - b_1/2) T_{in,c}) \right] / (m_f c_{p,f} + b_1/2) \quad (4)$$

$$b_1 = a_1 - a_1^2 (a_2 + a_3) / (a_1 a_2 + a_1 a_3 + a_2 a_3) \quad (5)$$

$$b_2 = \frac{a_1 a_2 (a_3 T_a - Q_{r,inc-a} + Q_{sun-inc})}{a_1 a_2 + a_1 a_3 + a_2 a_3} \quad (6)$$

$$a_1 = h_{cv,f-c} A_c \quad (7)$$

$$a_2 = h_{cd,s-inc} A_s \quad (8)$$

$$a_3 = h_{cv,inc-a} A_{inc} \quad (9)$$

式中, Q_{abs} ——到达腔体吸收面的太阳能, W; I_b ——太阳辐射强度, W/m²; η_{opt} ——PTC 最大光学效率, 本文取 0.807; A_F ——聚光面积, m²; θ ——太阳入射角, (°); $Q_{cv,h-f}$ ——吸收面到工质的对流传热量, W; $Q_{r,h-f}$ ——吸收面到工质的辐射传热量, W; $Q_{cv,h-a}$ ——吸收面到环境的对流传热量, W; $Q_{r,h-a}$ ——吸收面到环境的辐射传热量, W; $Q_{cv,f-c}$ ——工质到围腔内壁的对流传热量, W; m_f ——工质质量流速, kg/s; $c_{p,f}$ ——工质定压比热容, J/(kg·K); $T_{o,c}$ ——腔体出口工质温度, ℃; $T_{in,c}$ ——腔体入口工质温度, ℃; T_a ——环境温度, ℃; $Q_{r,inc-a}$ ——保护外壳到环境的辐射传热量, W; $Q_{sun-inc}$ ——阳光照射保护外壳的辐射传热量, W; $h_{cv,f-c}$ ——围腔内壁表面对流传热系数, W/(m²·K); A_c ——围腔内表面积, m²; $h_{cd,s-inc}$ ——围腔外壁到玻璃棉层的传导传热系数, W/(m·K); A_s ——围腔外表面积, m²; $h_{cv,inc-a}$ ——保护外壳表面对流传热系数, W/(m²·K); A_{inc} ——保护外壳表面积, m²。

2.2 工质管道传热模型

工质管道采用三层式设计方式,即内部为不锈钢直管或波纹管,中间层为玻璃棉,最外层为薄铝外壳,三层式的结构有利于减小管道纵向截面上的传热系数,图 3a 为工质管道纵向截面的热阻网络^[15]。

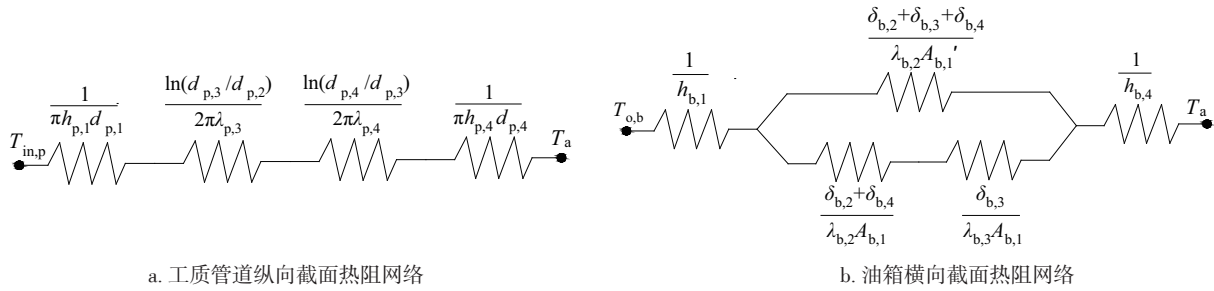


图3 工质管道和油箱的热阻网络

Fig. 3 Thermal network of the working fluid pipeline and cavity absorber

结合工质管道纵向截面热阻网络可得单位管长热流量表达式为:

$$q_{p,1-4} = \frac{\pi(T_{in,p} - T_a)}{1/(h_{p,1}d_{p,1}) + \ln(d_{p,3}/d_{p,2})/(2\lambda_{p,3}) + \ln(d_{p,4}/d_{p,3})/(2\lambda_{p,4}) + 1/(h_{p,4}d_{p,4})} \quad (10)$$

管道出口工质温度可表示为:

$$T_{o,p} = \sum_{i=1}^n \left(T_{in,p} - \frac{q_{p,1-4}}{c_{p,f} A_1 \rho_f} \right) \quad (11)$$

式中, $q_{p,1-4}$ ——管道内壁到外壳单位管长热流量, W/m ; $T_{o,p}$ ——管道出口工质温度, $^{\circ}C$; n ——管道总长度, m ; $h_{p,1}$ ——管道内壁对流换热的表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; $d_{p,1}$ ——管道内直径, m ; $d_{p,3}$ ——玻璃棉层外直径, m ; $d_{p,2}$ ——管道外直径, m ; $\lambda_{p,3}$ ——玻璃棉层导热系数, $W/(m \cdot K)$; $d_{p,4}$ ——外壳外直径, m ; $\lambda_{p,4}$ ——外壳导热系数, $W/(m \cdot K)$; $h_{p,4}$ ——外壳对流换热的表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; $T_{in,p}$ ——管道入口工质温度, $^{\circ}C$; A_1 ——管道内截面积, m^2 ; ρ_f ——工质密度, kg/m^3 。

2.3 油箱传热模型

实验中使用储能油箱作为热能的存储单元,油箱由不锈钢内胆和外胆组合而成,且内、外胆间填充玻璃棉,此结构提高了储能的温度上限,同时有利于平衡集热过程的热稳定性,其横向截面热阻网络见图 3b^[16,17]。

$$q_{b,1-4} = \frac{T_{o,b} - T_a}{1/h_{b,1} + \frac{R_1 \times (R_2 + R_3)}{R_1 + R_2 + R_3} + 1/h_{b,4}} \quad (12)$$

$$T_{o,b} = \frac{c_{p,in,f,b} \rho_{in,f,b} v_f (T_{in,b} - T_{o,b}) \cdot 60 - Q_{b,1-4}}{c_{p,o,f,b} \rho_{o,f,b} V_{oil,b}} + T_{o,b}' \quad (13)$$

$$R_1 = \frac{\delta_{b,2} + \delta_{b,3} + \delta_{b,4}}{\lambda_{b,2} A_{b,1}'}, R_2 = \frac{\delta_{b,2} + \delta_{b,4}}{\lambda_{b,2} A_{b,1}}, R_3 = \frac{\delta_{b,3}}{\lambda_{b,3} A_{b,1}} \quad (14)$$

式中, $q_{b,1-4}$ ——油箱横向截面热流密度, W/m^2 ;

$T_{in,b}$ ——油箱入口工质温度, $^{\circ}C$; $T_{o,b}$ 、 $T_{o,b}'$ ——此刻和上一时刻油箱出口工质温度, $^{\circ}C$; $h_{b,1}$ ——内胆内壁对流换热的表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; $h_{b,4}$ ——外胆外壁对流换热的表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; $\delta_{b,2}$ ——内胆壁厚度, m ; $\delta_{b,3}$ ——玻璃棉层厚度, m ; $\delta_{b,4}$ ——外胆壁厚度, m ; $\lambda_{b,2}$ ——内胆壁导热系数, $W/(m \cdot K)$; $A_{b,1}'$ ——内外壁间工质管道截面面积, m^2 ; $A_{b,1}$ ——内胆表面积, m^2 ; $\lambda_{b,3}$ ——玻璃棉层导热系数, $W/(m \cdot K)$; $c_{p,in,f,b}$ 、 $c_{p,o,f,b}'$ ——此刻和上一时刻油箱入口工质定压比热容, $J/(kg \cdot K)$; $\rho_{in,f,b}$ 、 $\rho_{in,f,b}'$ ——此刻和上一时刻油箱入口工质密度, kg/m^3 ; v_f ——工质体积流速, m^3/s ; $V_{oil,b}$ ——油箱内部工质体积, m^3 。

2.4 卡尔曼算法理论

卡尔曼算法理论是一种处理数据的运算方法,尤其对多变因素下的动态过程具有良好的应用性,该方法主要是根据上一时刻对当前时刻的预测值和当前时刻的观测值(本文指数值模拟值)得到当前时刻的最优化估算值,然后对下一时刻的系统状态进行预测,同时更新卡尔曼增益系数^[18-21]。

过程的状态方程为:

$$X_k' = K \cdot X_{k-1} + W_k \quad (15)$$

过程的观测方程为:

$$Z_k = H \cdot X_k' + V_k \quad (16)$$

X_k' 的协方差表示为:

$$P_k' = K \times P_{k-1} + \text{cov}(W_k) \quad (17)$$

当前时刻的卡尔曼增益系数为:

$$KG = \frac{H \cdot P'_k}{H^2 P'_k + \text{cov}(V_k)} \quad (18)$$

由 k 时刻的预测值和观测值可得该时刻最优优化估算值:

$$X_k = X'_k + KG(Z_k - H \cdot X'_k) \quad (19)$$

式中,为满足 $k+1$ 时刻的运算过程,须进行 $X_{k-1} = X_k$ 的迭代运算,使整个计算过程满足自回归运算的条件,则回归方程可表示为:

$$P_k = P'_k(1 - H \cdot KG) \quad (20)$$

式中, X_k —— k 时刻的最优化估算值; X'_k —— $k-1$ 时刻对 k 时刻的预测值; Z_k —— k 时刻数值模拟值; K —— 系统参数,本文取 1.0138; W_k —— 过程噪声,本文取 1.5; H —— 模拟系统参数,本文取 1.025; V_k —— 模拟系统噪声,本文取 0.35; P_k 、 P'_k —— X_k 、 X'_k 的协方差; KG —— 卡尔曼增益; $\text{cov}(W_k)$ —— W_k 的协方差; $\text{cov}(V_k)$ —— V 的协方差。

3 数值模拟与实验结果

以槽式腔体太阳能系统的集热过程为研究对象,依据各个组成部件的传热模型,构建系统整体传热模型,利用数值模拟研究集热过程的传热特性,数值模拟方法如图 4 所示。

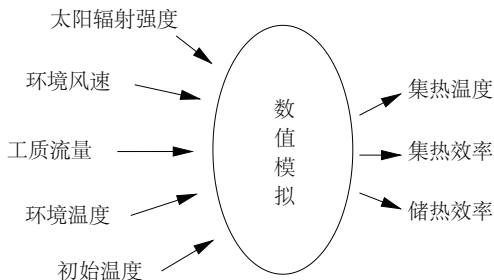


图4 数值模拟方法

Fig. 4 Method of numerical simulation

数值模拟中,把太阳辐射强度、环境风速、工质流量、环境温度作为边界条件,把初始温度作为初始条件,从而得到温度和效率的集热系统特性。

3.1 集热温度和系统效率分析

以 2016 年 4 月 1 日的实验过程进行数值模拟,根据集热过程中腔体、工质管道、油箱的传热模型,结合边界条件,把系统部件的进出口工质温度作为模拟对象,采用集成模拟的处理方法,从而完成系统集热过程的动态模拟。

实验中工质从 22.6 °C 被加热到 189.2 °C 的过程

中,模拟温度以相似的变化状态趋近于实际温度,如图 5 所示。集热开始后工质温度迅速上升至 53.7 °C,此温升过程中系统各部件存在复杂的能量传递过程,数值模拟受各种参数影响较大,则造成腔体出口模拟与实际工质瞬时温差为 7 °C,而油箱入口模拟与实际工质瞬时温差为 8 °C。工质温度再次上升至 94.2 °C 的过程中,工质受热均匀,温升趋于平缓,此阶段模拟结果开始趋近于实际温度,瞬时温差在 6 °C 以内。工质温度在 100 °C 以上时,系统的整体热损开始增大,温升放缓,更易建立有效的热平衡,瞬时温差降为 3 °C 以下。在第 54 分钟时工质温度上升至 152.4 °C,受太阳辐射强度急剧下降的影响,出现小幅度的温度波动,此时腔体出入口和油箱出入口的工质模拟温度同样显示了相应的波动过程。温度波动的同时工质得热量减小,数值模拟中腔体热损未得到运算更新,致使模拟温度对实际温度的追随性减弱,腔体出入口的模拟与实际工质瞬时温差为 7 °C,油箱出入口的模拟与实际工质瞬时温差为 6 °C。

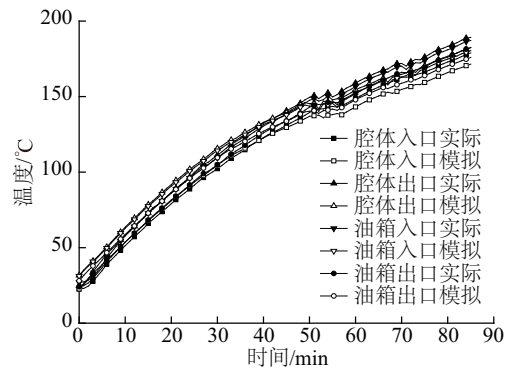


图5 实际与模拟的工质温度对比

Fig. 5 Comparison of the experimental and simulated working fluid temperature

如图 6 所示,腔体的模拟集热效率追随实际集热效率呈现递增的变化趋势,有效集热效率为 23.88%~47.66%,而数值模拟结果与实际结果的瞬时误差为 0.50%~13.35%,平均误差为 8.38%。油箱的模拟储热效率随实际储热效率呈递减的变化趋势,有效储热效率为 19.39%~58.43%,油箱内部工质温度达到 146 和 165 °C 时,油箱实际与模拟储热效率均出现负值,表明此时受太阳辐射强度突然降低的影响而使油箱的热损大于吸收的热能,但数值模拟结果与实际结果仍有较高的关联性,其瞬时误

差为 0.29%~19.20%, 平均误差为 9.95%。

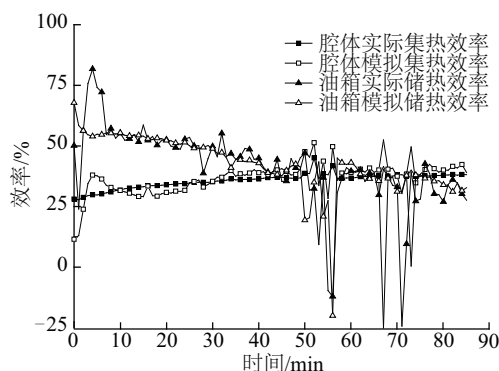


图6 实际与模拟的效率对比

Fig. 6 Comparison of the experimental and simulated efficiency

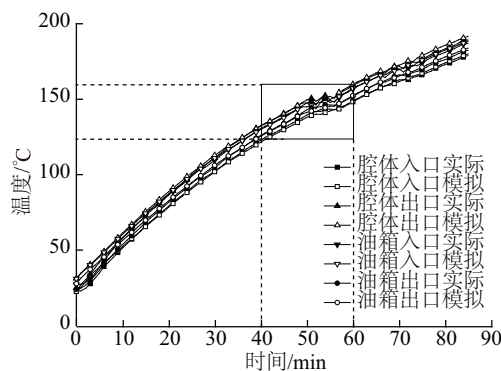
通过以上描述可知,集热过程受集热初始状态和气象条件等不确定因素的影响,使数值模拟与实际的温差呈先增后减的变化趋势,最大工质瞬时温差为 8℃,而腔体集热效率和油箱储热效率的平均误差为 8%~10%,显然这种温差波动和效率误差不利于较为准确地分析集热系统特性。

3.2 基于卡尔曼算法的优化结果

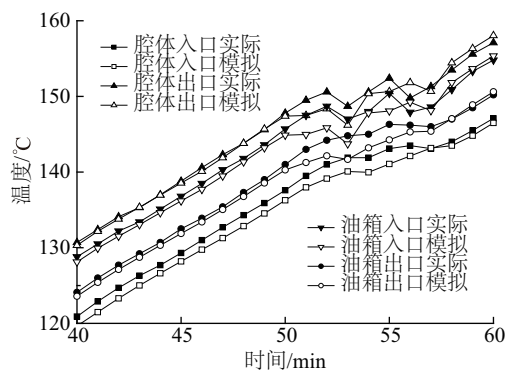
由于已构建槽式腔体太阳能集热系统的传热模型,并从数值模拟和实际实验 2 个方面描述了集热系统的动态运行特征,并对运行过程中的几个测温点进行了对比分析,表明集热温度小于 60℃时,系统的对流换热状态最为活跃,温度波动明显,这个时段内的模拟结果误差较大,不能准确表征系统的集热特性;集热温度高于 100℃时,集热过程的整体热损逐步增加,环境因素对集热的温升过程影响作用加大,由于系统存在一定的热惯性,则太阳辐射强度瞬时降低也将使集热温度和效率发生持续的波动,这种情况的出现同样给数值模拟结果带来较大的不准确性。此外,由于动态模拟计算的初始温度是上一时刻的模拟温度,不可避免地存在累积误差,而上述的温度波动又进一步导致累积误差增大。运用卡尔曼算法对该模拟计算过程处理之后,可有效弱化温度波动对累积误差的影响并减小累积误差。

图 7a 为腔体出入口和油箱出入口工质温度的变化情况,模拟温度与实际温度在同一时刻处高度重合,即使在 60℃以下或者 100℃以上的集热状态不稳定阶段两者也同样高度关联。为确切描述模

拟温度和实际温度的关联度,对集热温度在 120~160℃内的对比结果进行局部放大,如图 7b 所示,纵轴方向上的同测量点处温度值基本重合,温度差值在 1.5℃以内,在第 52~57 分钟内,受太阳辐射强度影响,各测温点处温度产生较大波动,而第 52 分钟时油箱出口处的实际与模拟温差达到最大值,但仅有 3.13℃。



a. 实际与模拟的工质温度对比



b. 温度对比结果局部放大

图7 基于卡尔曼算法的数值模拟结果

Fig. 7 The numerical simulation results based on Kalman algorithm

3.3 实例分析

优化的数值模拟算法对描述系统的集热过程具有明显的改善效果,为验证该方法的适用性,对 2016 年 4 月 17 日的实验过程进行数值模拟,实际和模拟实验结果如图 8 所示。在实际温度从 18.2℃升至 187.1℃的过程中,数值模拟温度始终与各点实际温度高度对应,表明基于卡尔曼算法的数值模拟过程适用于分析槽式腔体太阳能的集热特性。为进一步分析优化后的数值模拟结果,对优化前后的部分参数以及实例进行平均误差对比,如表 1 所示。

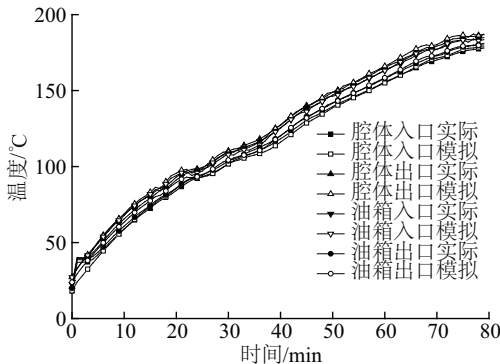


图8 实例中实际与模拟的工质温度对比

Fig. 8 Comparison of the experimental and simulated working fluid temperature in the example

表1 参数平均误差对比

Table 1 Comparison of average error of parameters

| 参数 | 平均误差/% | | |
|--------|--------|------|------|
| | 优化前 | 优化后 | 实例结果 |
| 腔体出口温度 | 4.07 | 1.62 | 1.64 |
| 油箱出口温度 | 4.17 | 1.47 | 2.07 |
| 腔体集热效率 | 8.38 | 4.25 | 5.89 |
| 油箱储热效率 | 9.95 | 7.05 | 9.59 |

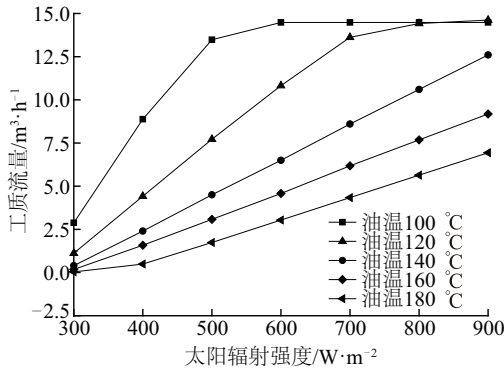
对比优化前后的系统特性参数,基于卡尔曼算法的数值模拟过程对集热系统特性的影响作用显著,腔体出口工质温度和油箱出口工质温度的平均误差均由优化前的4%降至2%以下。由于优化对象为腔体的进出口温度,对腔体集热效率带来影响,使其平均误差减小为4.25%;受影响的还有油箱的储热效率,下降了2.9%。实例结果是据图8得到部分参数的平均误差,最大工质温度误差为2.07%,稍大于优化后的同类误差,而腔体集热效率平均误差与油箱储热效率平均误差虽大于优化后的误差但相比优化前误差仍有大幅减小。

采用卡尔曼算法的数值模拟过程对仅基于传热模型的数值模拟过程具有较大的改善作用,可有效降低环境等不确定因素带来的系统集热状态的波动影响,从而使数值模拟结果更贴合实际结果,通过实例分析进一步验证了优化运算下系统传热模型的适用性,为槽式腔体太阳能集热系统特性的优化分析提供指导作用。但卡尔曼算法中的参数值和噪声值是依据系统实际数据调参得到的,因此存在一定局限性,即无法对未建造的系统起作用。

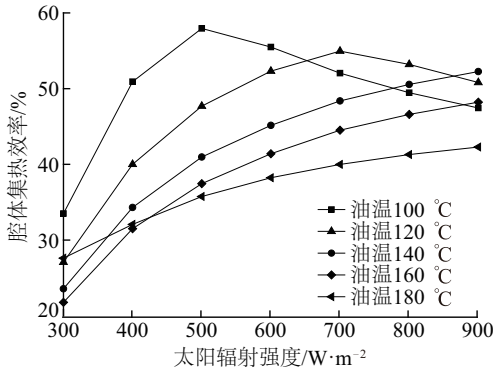
4 系统特性优化研究

为研究工质流量对系统特性的影响,同时了解系统稳定输出热能的实现策略,对不同太阳辐射强度条件下的集热过程进行数值模拟,得到最佳工质流量及其对应的腔体集热效率随太阳辐射强度的变化情况,如图9所示。

图9a中的曲线为特定油温下的最佳工质流量,如太阳辐射强度为 600 W/m^2 时,只需满足工质流量为 $6.5\text{ m}^3/\text{h}$ 就可实现工质温度 $140\text{ }^\circ\text{C}$ 的稳定输出,可见稳定油温时工质流量随着太阳辐射强度的升高而增加,此外,工质流量的增加对油温的升高具有一定的抑制所用。图9b中的曲线为特定油温下最佳工质流量对应的腔体集热效率,可见腔体集热效率总体上随太阳辐射强度的升高而增加。油温稳定在 $140\text{ }^\circ\text{C}$ 时,工质流量从 $2.4\text{ m}^3/\text{h}$ 增至 $12.6\text{ m}^3/\text{h}$ 的过程中,腔体集热效率可从 34.29% 提升至 52.25% ;油温稳定在 $160\text{ }^\circ\text{C}$ 时,工质流量在 1.58 和 $9.18\text{ m}^3/\text{h}$ 之间时对应的腔体集热效率为 $31.5\%\sim 48.2\%$ 。



a. 不同太阳辐射强度下的最佳工质流量



b. 最佳工质流量下的腔体集热效率

图9 优化后工质流量及其对应的腔体集热效率

Fig. 9 The optimized working fluid flow and the corresponding cavity absorber thermal efficiency

油温小于 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 且太阳辐射强度高于 700 W/m^2 时,增加工质流量对油温升高的抑制作用较小,此时油温依然会升高,且超过 $14\text{ m}^3/\text{h}$ 时腔体集热效率开始下降;油温高于 $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ 且太阳辐射强度低于 400 W/m^2 时,工质流量降到 $2\text{ m}^3/\text{h}$ 以下,此时低流量会对油泵等设备带来损坏;油温高于 $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ 且太阳辐射强度高于 700 W/m^2 时,增加工质流量对腔体集热效率的提升作用较小。结果表明在一定辐射强度下,较高的工质流量会降低油温,而较低的工质流量会升高油温,而这两种情况都不利于维持油温的稳定;油温较低或者较高时,改变工质流量会对腔体集热效率的提升带来不利影响。

在系统集热储能状态下, $140\sim 160\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间的油温时,可通过调节工质流量来稳定油温,并有效提高腔体集热效率。为研究在系统热负荷状态下工质流量对油温以及效率的影响,本文对 10 kW 热负荷时的最佳工质流量进行探讨。如图 10 所示,给定油温条件下计算得到的工质最佳流速仍随太阳辐射强度的升高而增加,腔体集热效率为 $20.19\%\sim 51.99\%$,这与集热储能状态下的变化特性类似,但最佳流速值在同条件下降低了约 $2/3$ 。因此,系统热负荷对油温稳定性和腔体集热效率的影响较大,仍需通过调节工质流量的方法来保证系统能在较高的集热效率下持续运行。

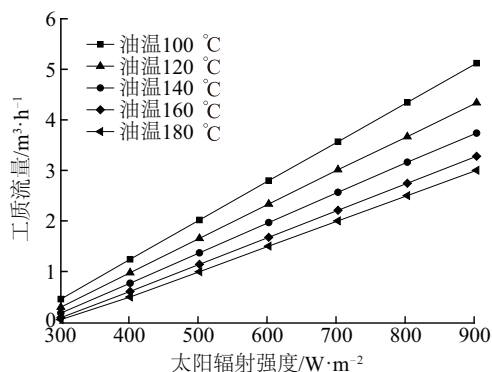


图 10 10 kW 热负荷时的最佳工质流量

Fig. 10 The optimal working fluid flow of 10 kW heat load

5 结 论

1)对槽式太阳能系统的各个部件进行建模,从传热角度分析 V 型腔体吸收器、工质管道以及储能

油箱的集热特性,运用各个部件出口温度的理论计算公式建立系统的数学模型,并分析集热过程中工质温度波动对温升过程以及效率的影响。

2)针对计算过程中模拟初始温度导致累积误差增大的现象,引入卡尔曼算法对数值模拟的运算过程进行优化,使平均温度计算结果误差降为 2% 以内,同时集热效率和储热效率的平均误差分别降为 4.25% 、 7.05% ,与实验结果吻合较好,并进一步通过实例分析验证了该优化后传热模型的适用性。

3)工质流量对油温的稳定性和腔体集热效率都有较大影响,在 $140\sim 160\text{ }^{\circ}\text{C}$ 集热储能条件下工质流量取最优值时可大幅提高腔体集热效率,而在 10 kW 热负荷条件下最佳工质流量减约为 $1/3$ 。

[参考文献]

- [1] Al-Sulaiman F A. Energy and sizing analyses of parabolic trough solar collector integrated with steam and binary vapor cycles[J]. Energy, 2013, 58(9): 561—570.
- [2] Al-Sulaiman F A. Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles[J]. Energy Convers Manage, 2014, 77(10): 441—449.
- [3] Wang Fuqiang, Shuai Yong, Yuan Yuan, et al. Effects of material selection on the thermal stresses of tube receiver under concentrated solar irradiation[J]. Materials & Design, 2012, 33(1): 284—291.
- [4] Singh P L, Sarviya R M, Bhagoria J L. Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers[J]. Applied Energy, 2010, 87(2): 541—50.
- [5] Yan Qin, Hu E, Yang Yongping, et al. Dynamic modeling and simulation of a solar direct steam-generating system[J]. Energy Research, 2010, 34(15): 1341—1355.
- [6] 高志超,隋 军,刘启斌,等. 30 m^2 槽式太阳能集热器性能模拟研究[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(4): 541—544.
- [6] Gao Zhichao, Sui Jun, Liu Qibin, et al. Simulation on the performance of a 30 m^2 parabolic trough collector[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(4): 541—544.

- [7] Kaloudis E, Papanicolaou E, Belessiotis V. Numerical simulations of a parabolic trough solar collector with nanofluid using a two-phase model[J]. *Renewable Energy*, 2016, 97(11): 218—229.
- [8] Larsen F S, Altamirano M, Hernández A. Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator[J]. *Renewable Energy*, 2012, 39(1): 198—206.
- [9] 邵丹丹, 肖鑫, 张鹏, 等. V型腔式太阳能接收管传热性能模拟与实验研究[J]. *太阳能学报*, 2014, 35(10): 2044—2048.
- [9] Shao Dandan, Xiao Xin, Zhang Peng, et al. Simulation and study of heat transfer characteristics in V-cavity solar receiver[J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2014, 35(10): 2044—2048.
- [10] Chen Fei, Li Ming, Zhang Peng, et al. Thermal performance of a novel linear cavity absorber for parabolic trough solar concentrator[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 90(1): 292—299.
- [11] Chakraborty W. Effect of boundary wall conditions on heat transfer for fully opened tilted cavity[J]. *Transactions of The ASME: Journal of Heat Transfer*, 2004, 126(6): 915—923.
- [12] Xiao Xin, Zhang Peng, Shao Dandan. Experimental and numerical heat transfer analysis of a V-cavity absorber for linear parabolic trough solar collector[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 86(10): 49—59.
- [13] 周炫, 代彦军, 林蒙. 用于槽式太阳集热器的三角形腔体吸收器性能分析与优化[J]. *太阳能学报*, 2015, 36(9): 2167—2172.
- [13] Zhou Xuan, Dai Yanjun, Lin Meng. Analysis and optimization of triangular cavity receiver in parabolic trough collector[J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2015, 36(9): 2167—2172.
- [14] Singh P L, Sarviya R M, Bhargava J L. Heat loss study of trapezoidal cavity absorbers for linear solar concentrating collector[J]. *Energy Conversion and Management*, 2010, 51(2): 329—337.
- [15] 章熙民, 任泽霈, 梅飞鸣, 等. 传热学(第五版)[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007, 26—47.
- [15] Zhang Ximin, Ren Zepei, Mei Feiming, et al. *Heat transfer* (5th Ed.) [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2007, 26—47.
- [16] Pei Gang, Li Jing, Ji Jie. Design and analysis of a novel low-temperature solar thermal electric system with two-stage collectors and heat storage units[J]. *Renewable Energy*, 2011, 36(9): 2324—2333.
- [17] 王康, 陆建峰, 丁静, 等. 槽式太阳能系统导热油储罐的散热特性[J]. *兰州理工大学学报*, 2013, 39(4): 55—58.
- [17] Wang Kang, Lu Jianfeng, Ding Jing, et al. Heat-dissipation characteristics of storage tank for heat conducting oil in trough solar energy system[J]. *Journal of Lanzhou University of Technology*, 2013, 39(4): 55—58.
- [18] Kalman R E. New methods and results in linear filtering and prediction theory[J]. *Transactions of the ASME: Journal of Basic Engineering*, 1961, 83(Series D): 95—108.
- [19] 杨文, 侍洪波, 汪小帆. 卡尔曼一致滤波算法综述[J]. *控制与决策*, 2011, 26(4): 481—487.
- [19] Yang Wen, Shi Hongbo, Wang Xiaofan. A survey of consensus based Kalman filtering algorithm[J]. *Control and Decision*, 2011, 26(4): 481—487.
- [20] 王建文, 税海涛, 马宏绪. 卡尔曼体系下的滤波算法计算框架[J]. *数据采集与处理*, 2009, 24(1): 61—66.
- [20] Wang Jianwen, Shui Haitao, Ma Hongxu. Implementation framework of filters in Kalman structure[J]. *Journal of Data Acquisition & Processing*, 2009, 24(1): 61—66.
- [21] Xi Feng, Liu Zhong. Distributed estimation fusion using the state prediction-based adaptive consensus filter[J]. *Information and Control*, 2010, 39(1): 59—65.

NUMERICAL SIMULATION AND OPTIMIZATION OF PARABOLIC TROUGH CAVITY SOLAR COLLECTOR SYSTEM

Ji Meng'en^{1,2}, Li Ming², Wang Yunfeng², Feng Zhikang², Wang Wei^{1,2}

(1. School of Physics and Electronic Information Technology, Yunnan Normal University, Kunming 650500, China;

2. Solar Energy Research Institute, Yunnan Normal University, Kunming 650500, China)

Abstract: To study the heat collection process of the parabolic trough cavity solar system, the heat transfer models of each component was built and the simulation work was carried out as well as a numerical simulation was conducted for the optimization. The results showed that the average error of the simulated temperature is about 2%. The average error of the thermal efficiency of the cavity absorber and thermal efficiency of the storage tank are dropped significantly when the kalman algorithm is used to optimize the numerical simulation calculation. Meanwhile, the simulation analysis proved the applicability of the optimized heat transfer model. Results also illustrated that the flow of the working fluid increases with the increasing of the solar radiation intensity, which can keep the oil temperature at the range of 140-160 °C. Furthermore, the thermal efficiency of the cavity absorber improved and achieved the implementation strategy of steadily exporting thermal energy.

Keywords: parabolic trough cavity solar collector system; heat transfer model; numerical simulation; Kalman algorithm; optimization