

# 太阳能热发电集热器建模及仿真应用

林 晨<sup>1</sup>, 王 伟<sup>1</sup>, 杜 炜<sup>1</sup>, 蒋 川<sup>2</sup>, 杨 帆<sup>2</sup>

(1. 南京南瑞太阳能科技有限公司, 南京 210003; 2. 东南大学江苏省太阳能技术重点实验室, 南京 210096)

**摘 要:** 通过机理分析与合理简化, 建立槽式集热器的非线性数学模型, 以用于槽式太阳能热发电站仿真机的过程模型软件。该模型运用了分段集总参数思想, 并综合考虑集热效率和热损失的机理, 以及不同工况下的特性变化。对模型进行现场实验验证和扰动分析, 实验结果表明, 模型动态特性与理论分析一致, 且与实际运行数据对比具有较高精度。

**关键词:** 计算机仿真; 太阳能发电; 太阳集热器; 实验

**中图分类号:** TK124

**文献标识码:** A

## 0 引 言

随着中国太阳能热发电站的大规模开发以及电站控制水平的提高, 采用仿真机培训运行人员愈发显现出优越性。仿真机在传统火电领域已得到广泛应用, 技术趋于成熟<sup>[1]</sup>; 槽式太阳能热发电站与火电站最主要的差异在于其热源接收设备为大量槽式集热器组成的集热场, 故建立槽式集热器的模型是将电站仿真机技术应用于太阳能热发电领域的关键。

用于仿真机的集热器模型需能模拟运行时的动态变化及各种工况。由于槽式光热电站集热场包含大量集热器, 模型不宜过于复杂使得整个电站仿真机的计算负荷过高; 但模型也不宜过于简单, 使得模型精度降低, 影响仿真机的准确性。

国内外许多学者曾对槽式集热器的特性及建模进行过研究。文献[1,2]研究热动力系统仿真及建模, 但建模对象主要针对燃煤发电系统; 文献[3]研究槽式集热器性能, 但主要是静态的经济性分析; 文献[4,5]建立集热管热损失的机理模型, 但该模型未考虑工质及管壁的热力动态特性。综上可看出, 目前缺少太阳能热发电仿真机的动态集热器模型方面的研究, 针对这一设计需求建立集热器模型十分必要。

## 1 集热器非线性数学模型

### 1.1 吸收管及传热工质模型

槽式集热器吸收管中的传热介质为性质稳定的导热油, 可视为单相受热管, 各点的状态变化较均一, 将单个集热器受热管看作一段, 焓温通道采用出口点参数作为集总参数可较好反映输出量动态变化; 由于实际情况入口一般仅有压力测点, 压力流量通道采用阻力集中在入口模型。则工质质量守恒方程、能量守恒方程、动量守恒方程可由方程组(1)表示:

$$\begin{cases} \frac{d\rho_{out}}{dt} = \frac{W_{in} - W_{out}}{V} \\ \frac{dh_{out}}{dt} = \frac{1}{\rho_{out}V} \left[ W_{in}h_{in} - W_{out}h_{out} + Q_{21} - h_{out}V \frac{d\rho_{out}}{dt} \right] \\ p_{in} - p_{out} = \left( \lambda \frac{L\rho_{in}}{2d_2} + \frac{\zeta\rho_{in}}{2} \right) v_{in}^2 \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $\rho_{in}$ 、 $\rho_{out}$  ——进、出口密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $W_{in}$ 、 $W_{out}$  ——进、出口质量流量,  $\text{kg/s}$ ;  $V$  ——管内容积,  $\text{m}^3$ ;  $h_{in}$ 、 $h_{out}$  ——进、出口比焓,  $\text{J/kg}$ ;  $Q_{21}$  ——金属管对工质的放热功率,  $\text{W}$ ;  $p_{in}$ 、 $p_{out}$  ——进、出口压力,  $\text{Pa}$ ;  $\lambda$  ——沿程损失系数;  $L$  ——金属管长度,  $\text{m}$ ;  $d_2$  ——金属管直径,  $\text{m}$ ;  $\zeta$  ——局部损失系数;  $v_{in}$  ——入口流速,  $\text{m/s}$ 。

收稿日期: 2016-07-01

基金项目: 国家电网公司科技项目(SGQHDKY0DWJS1500104, 青海省电力公司出资)

通信作者: 林 晨(1988—), 男, 硕士、工程师, 主要从事太阳能热发电方面的研究。elendil.lin@gmail.com

集热器吸收管为不锈钢制成, 可视为水力光滑管, 其沿程阻力系数<sup>[6]</sup>:

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{Re_1}, & Re_1 < 2300 \\ 7.0588 \times 10^{-6} Re_1 + 0.0116, & 2300 \leq Re_1 \leq 4000 \\ \frac{0.3164}{Re_1^{0.25}}, & Re_1 > 4000 \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $Re_1$ ——管内工质雷诺数。

在集热器运行压力范围内, 导热油可视为不可压缩流体, 密度及焓值仅为温度的函数, 为方便模型计算, 可将状态统一表示为比焓的函数:

$$\begin{cases} T = f_T(h) \\ \rho = f_\rho(h) \end{cases} \quad (3)$$

金属管的热平衡方程为:

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{1}{M_2 c_2} (I - Q_{24} - Q_{21}) \quad (4)$$

式中,  $T_2$ ——金属管温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $M_2$ ——金属质量,  $\text{kg}$ ;  $c_2$ ——金属比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $I$ ——金属管吸收的辐射功率,  $\text{W}$ ;  $Q_{24}$ ——金属管对玻璃罩管散热功率,  $\text{W}$ 。

金属管对工质的放热功率:

$$Q_{21} = h_{21} \pi d_2 L (T_2 - T_1) \quad (5)$$

式中,  $T_1$ ——工质平均温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

金属与工质对流换热的表面传热系数为:

$$h_{21} = Nu_{12} \frac{k_1}{d_2} \quad (6)$$

式中,  $k_1$ ——工质导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

当集热器处在聚焦状态时, 金属与工质的换热属于非均匀热流密度条件下的半边受热圆管换热。根据槽式光热电站保护逻辑的设定, 当集热器处在聚光状态时, 导热油循环泵须开启, 经计算此时  $Re$  为  $1 \times 10^5 \sim 1 \times 10^6$ , 属于湍流混合对流, 根据文献[7],  $Nu$  比均匀热流密度条件下增加 6%, 阻力系数增加 7%, 因此结合文献[3],  $Nu$  由修正过的 Gnielinski 公式确定:

$$Nu_{12} = \frac{1.06(k_f/8)(Re_1 - 1000)Pr_1}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr_1 - 1)} \left(\frac{Pr_1}{Pr_2}\right) \quad (7)$$

式中,  $Re_1$ ——工质流动的雷诺数;  $Pr_1$ 、 $Pr_2$ ——工质在工质温度、金属温度下的普朗特数;  $f$ ——集热器反射镜抛物面焦距,  $\text{m}$ ;  $k_f$ ——修正过的金属吸热管内壁阻力系数, 如式(8)所示:

$$k_f = 1.07(1.82 \lg Re_1 - 1.64)^{-2} \quad (8)$$

当集热器不处于聚光状态时, 金属与工质的换热属于均匀热流密度条件下圆管的换热, 因此  $Nu$  为<sup>[3]</sup>:

$$Nu_{12} = \begin{cases} \frac{(k_f/8)(Re_1 - 1000)Pr_1}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr_1 - 1)} \left(\frac{Pr_1}{Pr_2}\right), & Re > 2300 \\ 4.36, & Re \leq 2300 \end{cases} \quad (9)$$

式中:

$$k_f = (1.82 \lg Re_1 - 1.64)^{-2} \quad (10)$$

## 1.2 太阳辐射吸收模型

当集热器跟踪太阳聚光时, 金属管吸收的辐射功率可表示为<sup>[4]</sup>:

$$I = I_{\text{DNI}} \cdot A_2 \cdot \eta_{\text{col}} \quad (11)$$

$$\eta_{\text{col}} = \eta_{\text{geo}} \cdot \eta_{\text{opt}} \quad (12)$$

$$\eta_{\text{opt}} = \alpha_2 \cdot \rho_6 \cdot \gamma_6 \cdot \tau_6 \cdot \tau_4 \quad (13)$$

式中,  $A_2$ ——集热器反射镜集热面积,  $\text{m}^2$ ;  $I_{\text{DNI}}$ ——法向直射辐照度;  $\eta_{\text{col}}$ ——集热器集热效率<sup>[4]</sup>;  $\eta_{\text{opt}}$ ——光学效率;  $\eta_{\text{geo}}$ ——几何效率;  $\alpha_2$ ——金属管外表面的吸收比;  $\rho_6$ 、 $\tau_6$ ——集热器反射镜的反射比、穿透比;  $\gamma_6$ ——由聚光器准确度决定的修正系数;  $\tau_4$ ——真空玻璃套管的穿透比。

聚光器几何效率为<sup>[4]</sup>:

$$\eta_{\text{geo}} = \xi_{\text{IAM}} \cdot \xi_{\text{cos}} \cdot \xi_{\text{E}} \cdot \xi_{\text{S}} \quad (14)$$

$$\xi_{\text{IAM}} = \begin{cases} 1 + 0.000884 \cdot \frac{\beta}{\cos \beta} - 0.00005369 \cdot \frac{\beta^2}{\cos \beta}, & \beta \leq 75.95 \\ 0.0008399, & \beta > 75.95 \end{cases} \quad (15)$$

$$\xi_{\text{cos}} = \cos \beta \quad (16)$$

$$\xi_{\text{E}} = 1 - \frac{f \cdot \tan \beta}{L_{\text{SCA}}} \quad (17)$$

$$\xi_{\text{S}} = \frac{D \sin \alpha_s}{W \cos \beta}, \xi_{\text{S}} \leq 1 \quad (18)$$

式中,  $\xi_{\text{IAM}}$ ——入射角修正系数(当太阳入射角增大时, 光线在穿透玻璃外管时的额外吸收和反射而产生的损失, 此处以常见的 LS-2 为例);  $\xi_{\text{cos}}$ ——余弦效率;  $\xi_{\text{E}}$ ——末端损失效率(反射镜末端的光线无法照射在集热管上, 由此产生的损失);  $\xi_{\text{S}}$ ——遮挡损失效率(在大规模的槽式集热镜场中, 当太阳方位角较大时, 并排的集热器之间由于遮挡而产生的损失);  $\beta$ ——太阳入射角, 即入射光线与集热平面

法线夹角;  $\alpha_s$  ——太阳方位角, ( $^\circ$ );  $D$  ——集热器间距, m;  $W$  ——集热器开口宽度, m。

### 1.3 热损失模型

#### 1.3.1 金属管与玻璃套管的换热

考虑到玻璃对某些波长的辐射是透明体, 对文献[5]中的推导进行改进, 得到金属管对玻璃套管的热辐射:

$$Q_{r24} = \frac{\sigma(T_2^4 - T_4^4)}{1/\varepsilon_2 + (1 - \varepsilon_4 - \tau_4)d_2/(\varepsilon_4 + \tau_4)d_4} A_2 \quad (19)$$

式中,  $\sigma$  ——玻尔兹曼常数;  $T_4$  ——玻璃套管温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $\varepsilon_2$ 、 $\varepsilon_4$  ——金属管外表面选择性涂层和玻璃套管的发射率;  $\tau_4$  ——玻璃套管考虑对某些波长的辐射是透明体后得到的穿透比;  $d_4$  ——玻璃套管直径, m。

当集热管内真空度较好时(压力小于 133.3 Pa), 金属管与玻璃套管间对流换热量很小可忽略; 当发生真空破坏的故障工况时, 忽略周向和轴向非对称温度场的自然对流<sup>[5]</sup>:

$$Q_{r24} = \frac{2.425k_{24}(T_2 - T_4) \left( \frac{Pr_{24}Ra}{0.861 + Pr_{24}} \right)^{0.25}}{\left[ 1 + \left( \frac{d_2}{d_4} \right)^{0.6} \right]^{1.25}} A_2 \quad (20)$$

$$Ra_{24} = Gr_{24} \cdot Pr_{24} = \frac{2g(T_2 - T_4)d_2^3}{\nu_{24}^2(T_2 + T_4)} \cdot Pr_{24} \quad (21)$$

式中,  $k_{24}$  ——环装空间空气导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $Pr_{24}$  ——环装空间空气普朗特数;  $d_4$  ——玻璃套管直径, m;  $g$  ——重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ ;  $\nu_{24}$  ——空气运动粘度,  $\text{m}^2/\text{s}$ 。

金属管对玻璃套管的总换热量为<sup>[5]</sup>:

$$Q_{24} = Q_{r24} + Q_{c24} \quad (22)$$

#### 1.3.2 玻璃套管与大气环境的换热

玻璃套管对外界环境的辐射换热, 可将环境的背景温度近似取为环境温度<sup>[5]</sup>为:

$$Q_{r45} = \sigma\varepsilon_4(T_4^4 - T_5^4)A_4 \quad (23)$$

式中,  $T_5$  ——环境温度,  $^\circ\text{C}$ 。

玻璃套管与外界环境的对流换热<sup>[5]</sup>为:

$$Q_{c45} = h_{45}(T_4 - T_5)A_4 \quad (24)$$

表面传热系数  $h_{45}$  为<sup>[5]</sup>:

$$h_{45} = \frac{k_{45}}{d_4} Nu_{45} \quad (25)$$

$$Nu_{45} = \begin{cases} \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_{45}^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr_{45})^{9/16}][1 + 8/27]} \right\}^2, & \text{无风} \\ 0.75Re_{45}^{0.4}Pr_{45}^{0.37}, & \text{有风且可运行} \end{cases} \quad (26)$$

式中,  $k_{45}$  ——玻璃套管与环境平均温度下空气导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $Ra_{45}$ 、 $Re_{45}$ 、 $Pr_{45}$  ——空气在玻璃套管与环境平均温度下的瑞利数、雷诺数、普朗特数。

#### 1.3.3 玻璃套管能量守恒方程

对于玻璃套管:

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{1}{M_4 c_4} (Q_{24} - Q_{45}) \quad (27)$$

式中,  $M_4$  ——套管质量, kg;  $c_4$  ——套管比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

## 2 实验验证

为验证模型的正确性, 在中国首个大型槽式太阳能热发电项目——大唐八〇三电厂光煤互补示范镜场进行运行实验, 将模型结果与实验数据进行对比验证。

### 2.1 实验设施及基本参数

该示范镜场一期建设容量 1.5 MW, 示范项目集热系统由 4 组 150 m 长集热器组成, 南北方向水平放置, 东西跟踪。单个集热器由 12 个相同模块 (SCE) 组成, 集热面积 817.5  $\text{m}^2$ 。真空集热管选用 Schott PTR70, 导热油工质选用 Syltherm 800。表 1 为项目验收工程资料所记录集热器重要的特性参数<sup>[3]</sup>。

表 1 集热器主要技术参数

Table 1 Main technical parameters of collector loop

参数	数值	参数	数值
模块长度/m	12.28	集热器开口宽度/m	5.76
模块数量/个	12	镜面反射比	0.944
焦距/m	1.71	准确度/mrad	1.7
集热器间距/m	16		

Schott PTR70 的金属管材料为 321H 不锈钢, 内径、外径分别为 0.066、0.070 m, 长 12.28 m; 玻璃

管材料为硼硅酸玻璃,内径、外径分别为 0.115、0.12 m,发射率和导热率分别为 0.89 和 1.1 W/(m·K);选择性吸收层的发射率随温度变化,关系式为<sup>[5]</sup>:

$$\varepsilon_2 = 0.062 + (2 \times 10^{-7})T_2^2 \quad (28)$$

陶氏化工 Syltherm 800 导热油是一种稳定性高、经久耐用的硅氧类导热油,工作温度范围-40~400 ℃。通过对陶氏化工提供的产品参数手册中的数据表进行辨识,可得到 Syltherm 800 导热油各项参数与比焓  $h$  的关系:

$$T = -1.273 \times 10^{-10}h^2 - 0.000633h - 38.26 \quad (29)$$

$$\rho = -2.415 \times 10^{-16}h^3 + 2.799 \times 10^{-10}h^2 - 0.0006018h + 989.5 \quad (30)$$

$$\mu = \frac{-0.002458h + 1528}{h + 2.929 \times 10^4} \quad (31)$$

$$k = 2.387 \times 10^{-14}h^2 - 1.19 \times 10^{-7}h + 0.146 \quad (32)$$

$$Pr = 76.44 \exp(-0.04091T) + 94.99 \exp(-0.007542T) \quad (33)$$

实验选取 2014 年 1 月 19 日典型天进行,根据气象仪记录,平均风速小于 1 m/s,无风,环境温度平均温度为 1 ℃。当日 12:00~16:00 这 4 h 内辐照仪每隔 2 分钟测得太阳法向直射辐照度如图 1。

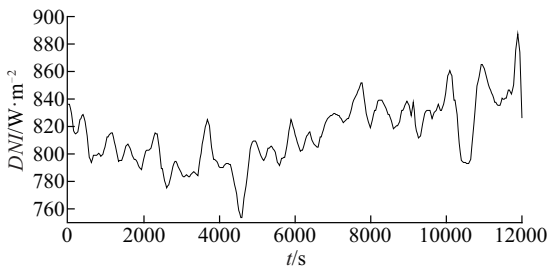


图1 12:00~16:00 DNI曲线

Fig. 1 DNI curve of 12:00-16:00

2.2 实验过程及数据对比

实验数据分别进行单个集热器、集热回路的对比验证,并对模型进行扰动实验分析及特殊工况模拟。

2.2.1 单个集热器实验验证

运行数据为当日 12:00~16:00 内数据,将第 3 段集热器前测点数据作为模型输入,对比单个集热器模型的输出与第 3 段集热器后测点的温度、压力、流量。其中流量测点仅有一个,故仅做模型输出分析。模型计算结果与实际运行数据的比较见图 2,误差结果见表 2。

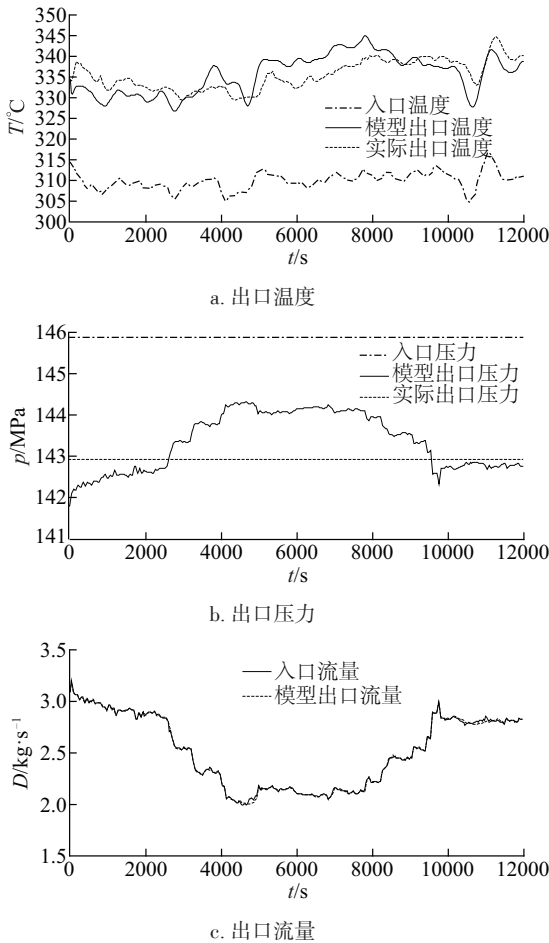


图2 单个集热器模型对比验证

Fig. 2 Comparison curves for single collector

表2 单个集热器模型的相对误差

Table 2 Relative errors for single collector

参数	平均相对误差/%	最高相对误差/%
出口温度/℃	0.96	1.90
出口压力/Pa	0.48	0.98

由结果可看出,温度的模型输出值与实验数据变化趋势一致,通过模型出口温度与实际出口温度差值的绝对值,比上实际出口温度可得到每个时刻的相对误差,所有相对误差值的平均值和最高值即为本实验平均相对误差与最高相对误差。出口温度误差在合理范围内;模型的出口流量与进口流量非常接近,仅随温升的变化有细小偏差;由于现场压力测点灵敏度较低,无法反映压力值细小的变化,但可看出模型输出值的均值一直与实际测得值误差较小,变化趋势与流量变化相反,符合理论分析,可认为合理。



引起模型误差的原因有多种,比如模型的  $DNI$  测量误差、玻璃积灰影响、管道机构阻力系数采用工程经验值等等。

### 2.2.2 集热回路实验验证

为验证模型的扩展性,将 4 个集热器模型串联构成完成的集热回路,并与实验数据进行对比,结果如图 3 所示,误差结果见表 3。

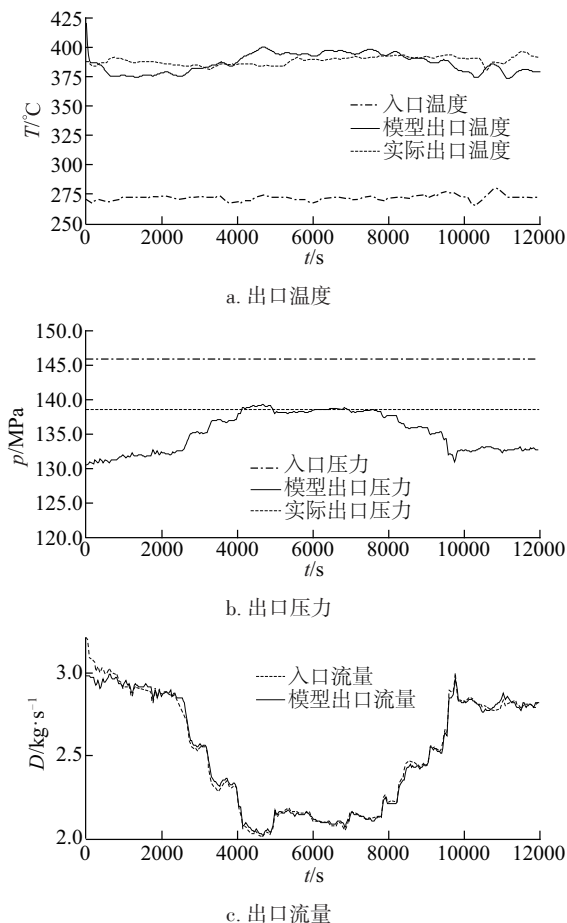


图3 集热回路对比验证

Fig. 3 Comparison curves for collector loop

表3 集热回路模型的相对误差

Table 3 Relative errors for collector loop

参数	平均相对误差/%	最高相对误差/%
出口温度/°C	1.82	4.44
出口压力/Pa	2.40	6.11

对比结果可看出,模型拓展之后变化趋势依然与实际吻合,误差增加也较小,说明模型具有较好的拓展性,可在仿真机的应用中根据镜场实际情况进行拓展。引起误差增加的主要原因是集热器之间管道的阻力和热损失。

### 2.2.3 云遮扰动特性分析

为了从本质上说明模型的正确性,对模型进行突发云遮情况的仿真模拟,并进行动态特性分析。仿真具体过程为:在模型稳定于某一工况的情况下使得  $DNI$  在 2.5 min 内降低 5%,然后立即以同样的变化率恢复原值,模拟一个突发云遮引起的扰动尖峰,过程中保持其他输入量不变。记录出口温度、压力、流量的仿真结果如图 4 所示。

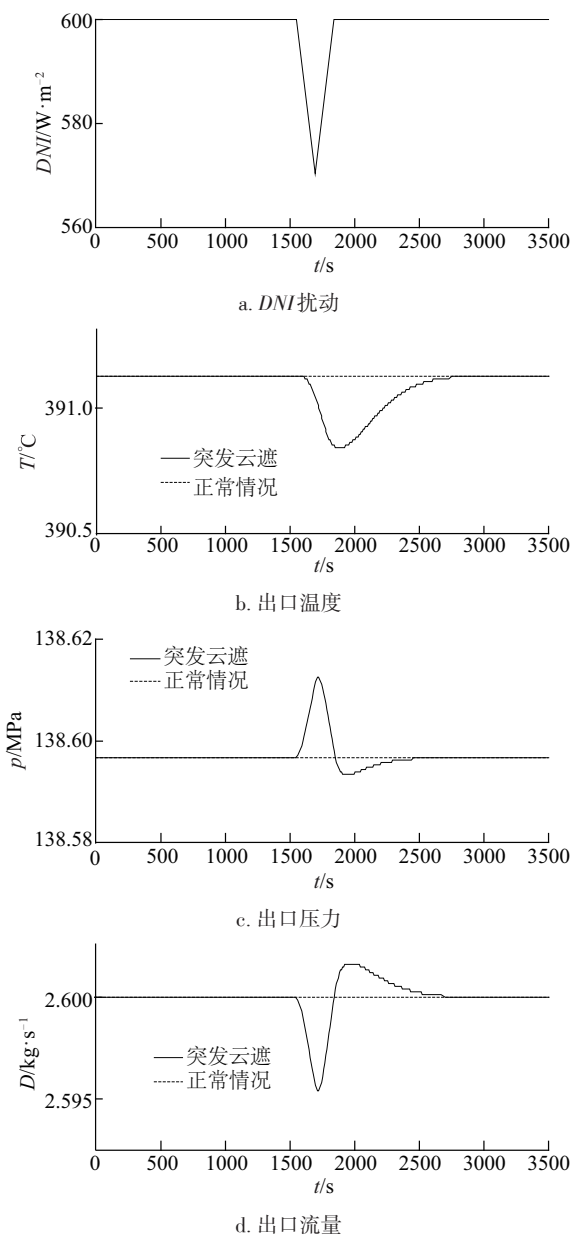


图4 突发云遮扰动特性曲线

Fig. 4 Response curves for a sudden cloud cover

在这一扰动作用下,各个输出变量变化应为:温度变化与  $DNI$  变化方向一致,先减小至某一值后

缓慢恢复至原值,由于金属吸热管热惯性的存在以及导热介质流动的滞后性,温度到达最低点及恢复原值的时间比  $DNI$  变化的相应点要滞后写,且变化过程较为缓和;温度的降低导致导热油密度的降低,使得出口流量也有一个先变小后变大的过程,具体大小与密度的变化率有关,由于温度回复的过程较为缓慢,且密度与温度不是完全线性的关系,故流量回复到原值后还将继续上升一小段后再恢复原值;压降与流速的二次方成正比,故出口压力的变化趋势近似与出口流量的变化波形相反。

图 4 显示模型的扰动特性与所分析的实际集热器扰动特性一致,说明所建立的模型在本质上是正确的。

### 3 结 论

1) 太阳能热发电机组仿真机与传统火电机组仿真机最主要的不同之处在于集热器等设备的模型,目前尚无适用于仿真机的实用高精度集热器模型。因此建立适用于仿真机过程模型软件的集热器模型十分必要。

2) 由于集热场由大量集热器集成,因此模型采用集总参数法进行适当简化,同时利用集热回路由多段集热模块串联的特性,按模块进行分段,保证模型动态精度。辐射吸收与热损失采用理论建模法,能进一步提高模型精度。

3) 通过实验对比,模型能较好地反映实际集热器的动态特性且具有一定精度,模型模拟数据与实验数据最高误差在 5% 以内。扰动响应实验的结果及分析也表明该模型从本质上反映了对象特性,做到了科学性、精确性与实用性的结合,可用于太阳能热发电仿真机的设计。

#### [参考文献]

[1] 唐胜利. 热动力系统仿真环境的研究与开发[D]. 重庆: 重庆大学, 2004.

- [1] Tang Shengli. Research and development of a simulation environment for thermal power system [D]. Chongqing: Chongqing University, 2004.
- [2] 闫 姝, 曾德良, 刘吉臻, 等. 直流炉机组简化非线性模型及仿真应用[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(11): 126—134.
- [2] Yan Shu, Zeng Deliang, Liu Jizhen, et al. A simplified nonlinear model of a once-through boilerturbine unit and its application[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(11): 126—134.
- [3] 胡永生. 太阳能与燃煤机组互补电站热力特性与集成机理研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2014.
- [3] Hu Yongsheng. Study on thermal performance and integrated mechanism of solar-aided coal fired power plant [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2014.
- [4] 杨 宾. 槽式太阳能直接蒸汽热发电系统性能分析与实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2011.
- [4] Yang Bin. Performance analysis and experimental research on direct steam generation parabolic trough solar thermal power plant [D]. Tianjin: Tianjin University, 2011.
- [5] 龚广杰, 王 军, 黄鑫炎, 等. 槽式太阳能真空集热管的热损失研究[J]. 太阳能学报, 2011, 32(4): 517—522.
- [5] Gong Guangjie, Wang Jun, Huang Xinyan, et al. Heat loss of parabolic trough evacuated tubular collector [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2011, 32(4): 517—522.
- [6] 杜广生. 工程流体力学[M]. 北京: 中国电力出版社, 2006, 168—172.
- [6] Du Guangsheng. Engineering fluid mechanics [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2006, 168—172.
- [7] 黄 圳, 李增耀, 陶文铨. 槽式集热管管内混合对流传热的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(4): 766—769.
- [7] Huang Zhen, Li Zengyao, Tao Wenquan. Numerical simulation on mixed convection in receiver tube of parabolic solar collector [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(4): 766—769.

## MODELING AND SIMULATION APPLICATION OF COLLECTOR FOR SOLAR THERMAL POWER

Lin Chen<sup>1</sup>, Wang Wei<sup>1</sup>, Du Wei<sup>1</sup>, Jiang Chuan<sup>2</sup>, Yang Fan<sup>2</sup>

(1. Nanri Solar Technology Co., Ltd., Nanjing 210003, China;

2. Southeast University Jiangsu Provincial Key Laboratory of Solar Energy Science and Technology, Nanjing 210096, China)

**Abstract:** Through mechanism analysis and rational simplification, the nonlinear mathematical model of trough collector is established to use for process model software of trough solar thermal power station simulator. The model uses the idea of piecewise lumped parameters, and comprehensively considers the mechanism of heat collection efficiency and heat loss, and the characteristic changes under different working conditions. The field experimental verification and disturbance analysis of the model are done. The experiment results show that the dynamic characteristics of model are accord with the theoretical analysis, and have higher accuracy compared with the actual running data.

**Keywords:** computer simulation; solar power; solar collectors; experiments