

文章编号: 0254-0096(2008)04-0433-07

太阳能热气流发电系统的传热与流动数值分析

明廷臻, 刘 伟, 熊宴斌, 管绪虎

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074)

摘 要: 建立了集热棚、烟囱以及多孔蓄热层的太阳能热气流发电系统传热与流动数学模型, 分析了太阳辐射对蓄热介质的蓄热特性的影响。计算结果表明, 在太阳辐射为 $200 \sim 800 \text{W/m}^2$ 的范围内, 随着太阳辐射的增强, 蓄热介质的蓄热比例先减小后增大; 烟囱底部的最小相对压力显著减小, 流动速度增大; 系统内空气的温升增大, 蓄热介质表面的温度也显著升高。

关键词: 太阳能热气流发电系统; 集热棚; 蓄热层; 烟囱

中图分类号: TK515 **文献标识码:** A

0 引 言

太阳能热气流发电系统主要由集热棚、透平、烟囱和蓄热层 4 个重要部件组成。

自从 Schlaich 教授研究组^[1,2]于上世纪 80 年代建立了 50kW 试验电站后, 许多研究人员对该系统进行了跟踪研究^[3-10]。其中, Pastohr 等^[9]对包括蓄热层、集热棚和烟囱的太阳能热气流发电系统进行了二维稳态数值模拟研究, 但其将蓄热层视为固体材料, 忽略了蓄热介质内部流体的传热与流动对整个系统性能的影响。本文将蓄热介质视为多孔介质, 对包含蓄热层的太阳能热气流发电系统的传热与流动特性进行数值分析。

1 数学物理模型

1.1 物理模型

如图 1 所示, 以西班牙太阳能热气流发电系统^[1,2]的基本尺寸为依据, 其烟囱高 200m, 直径 10m, 集热棚半径 122m, 进口高 2m, 蓄热层厚度为 5m。为减少阻力损失, 集热棚和烟囱的连接处采用光滑连接, 且烟囱和集热棚的连接处采用收缩流道设计。集热棚为透明的玻璃, 底部为多孔蓄热床, 采用土壤或砾石作为蓄热介质。传热和流动计算的假设条件为: ①天气晴朗无云, 太阳辐射恒定, 环境空气温度恒定; ②蓄热层表面对太阳辐射的吸收率处处相等,

且不随太阳辐射强度的变化而变化; ③集热棚内的空气密度变化采用 Boussinesq 假定。

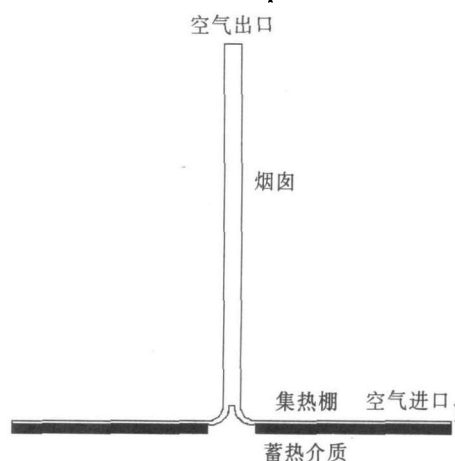


图 1 太阳能热气流发电系统模型示意图

Fig.1 Prototype of the solar chimney

1.2 集热棚和烟囱内传热流动数学模型

判断系统内流体流动过程是湍流还是层流, 可根据流体在系统中自然对流过程的 Ra 数来判断:

$$Ra = \frac{g\beta(T_h - T_c)L^3}{av} \quad (1)$$

式中, T_h , T_c ——分别为系统的最高温度和最低温度; L ——特征尺寸; a ——热扩散率。经分析, 系统的 $Ra > 10^{10}$, 除集热棚较短的入口段外, 整个系统内的流体流动应为旺盛的湍流区。相应的连续性方程、NS 方程、能量方程和湍流方程如下:

收稿日期: 2006-11-23

基金项目: 教育部重点研究基金(104127)

通讯作者: 明廷臻(1976—), 男, 博士研究生、讲师, 主要从事太阳能发电及强化传热技术研究。mtzhen@163.com

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} = \rho g \beta (T - T_\infty) + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

$$\frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon + S_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon}(G_k + C_{3\epsilon}G_b) - C_{2\epsilon}\rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (7)$$

式中, G_k ——由于平均速度梯度引起的湍流动能产生项, $G_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$; G_b ——由于浮升力引起的湍流动能产生项; $\sigma_k, \sigma_\epsilon$ ——分别为 $k-\epsilon$ 方程常数。 β ——体积膨胀系数, $\beta \approx 1/T$ 。

1.3 蓄热介质内传热流动数学模型

蓄热层内空气与集热棚内空气的流动传热相互影响,在研究蓄热层内空气的传热与流动特性时,需将集热棚、烟囱与蓄热层内的流体作为一个整体来考虑。由于作为太阳能热气流发电系统蓄热层的材料为土壤、砾石等,因此可视为多孔介质。与集热棚内气体的流动相比,多孔介质内的流动非常微弱,一般为层流,因此数值模拟时拟采用 Brinkman-Forchheimer Extended Darcy 模型^[13]。

$$\frac{\partial u_d}{\partial x} + \frac{\partial v_d}{\partial y} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\rho}{\varphi^2} \left(u_d \frac{\partial u_d}{\partial x} + v_d \frac{\partial u_d}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p_r}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_m \frac{\partial u_d}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_m \frac{\partial u_d}{\partial y} \right) - \left(\frac{\mu}{K} + \frac{\rho C}{\sqrt{K}} |u_d| \right) u_d + \rho g \beta (T - T_\infty) \quad (9)$$

$$\frac{\rho}{\varphi^2} \left(u_d \frac{\partial v_d}{\partial x} + v_d \frac{\partial v_d}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p_r}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_m \frac{\partial v_d}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_m \frac{\partial v_d}{\partial y} \right) - \left(\frac{\mu}{K} + \frac{\rho C}{\sqrt{K}} |v_d| \right) v_d \quad (10)$$

$$\rho \left(u_d \frac{\partial T}{\partial x} + v_d \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_m \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_m \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (11)$$

其中, u_d, v_d ——分别表示蓄热层的达西速度; $\varphi, \mu_m, \lambda_m$ ——分别表示蓄热层的孔隙率、有效粘度和表观导热系数, $\lambda_m = (1 - \varphi)\lambda_s + \varphi\lambda_a, \mu_m = \mu/\varphi$, 其中 λ_s, λ_a ——分别为蓄热层中固体材料和空气的导热系数; K, C ——分别表示蓄热层的渗透率、惯性系数。

$$K = d_b^2 \varphi^3 / [150(1 - \varphi)^2] \quad (12)$$

$$C = 1.75 \varphi^{-1.5} / \sqrt{150} \quad (13)$$

其中, d_b ——多孔介质材料的粒径。

1.4 边界条件与求解

1) 集热棚顶部玻璃表面的热平衡条件

$$Q_{g, \text{ar}} + Q_{g, e} + Q_{g, \text{stor}} + Q_{g, \text{sky}} + \alpha Q_{\text{solar}} = 0 \quad (14)$$

式中, $Q_{g, \text{ar}}$ ——集热棚表面与棚内空气的对流换热量, $Q_{g, \text{ar}} = A_g h_{g, \text{ar}} (T_g - T_a)$ (其中 A_g ——集热棚表面积, $h_{g, \text{ar}}$ ——集热棚表面与棚内空气的对流换热系数, T_g, T_a ——分别为集热棚表面和棚内空气的热力学温度); $Q_{g, e}$ ——集热棚表面与外部环境空气的对流换热量, $Q_{g, e} = A_g h_{g, e} (T_g - T_e)$ (其中 $h_{g, e}$ ——集热棚表面与环境空气的对流换热系数, T_e ——环境空气的热力学温度); $Q_{g, \text{stor}}$ ——集热棚表面与蓄热层表面之间的辐射换热量, 将集热棚表面和蓄热层表面视为面积相等的无限大平行平板之间的辐射换热, 忽略集热棚入口和出口的辐射损失, 于是有:

$$Q_{g, \text{stor}} = A_g \sigma (T_g^4 - T_{\text{stor}}^4)$$

式中, σ ——斯蒂芬-玻尔兹曼常数; T_{stor} ——蓄热层表面热力学温度; $Q_{g, \text{sky}}$ ——集热棚表面与天空的辐射换热量, $Q_{g, \text{sky}} = A_g \sigma (T_g^4 - T_{\text{sky}}^4)$; Q_{solar} ——太阳辐射; α ——集热棚透明材料对太阳辐射的吸收率。

2) 蓄热层表面条件

蓄热层表面的热平衡条件如下:

$$Q_{\text{stor, air}} + Q_{\text{stor, g}} + Q_{\text{stor, down}} + \eta \tau Q_{\text{solar}} = 0 \quad (15)$$

式中, $Q_{\text{stor, air}}$ ——蓄热层表面与棚内空气之间的对流换热量, $Q_{\text{stor, air}} = A_{\text{stor}} h_{\text{stor, air}} (T_{\text{stor}} - T_{\text{air}})$ (其中 A_{stor} ——蓄热层表面的换热面积; $A_{\text{stor}} = A_g, h_{\text{stor, air}}$ ——蓄热层表面与棚内空气的对流换热系数); $Q_{\text{stor, g}}$ ——蓄热层表面与集热棚表面之间的辐射换热量, $Q_{\text{stor, g}} = -Q_{g, \text{stor}} = A_g \sigma (T_{\text{stor}}^4 - T_g^4)$; $Q_{\text{stor, down}}$ ——蓄热层表面向蓄热层内部多孔介质的换热量。考虑到其内为多孔介质, 存在导热也存在对流, 但其流动及其微弱, 故可考虑傅立叶定律:

$$Q_{\text{stor,down}} = -A_{\text{stor}} \lambda_m \frac{dT}{dx}$$

其中, λ_m ——多孔介质的表观导热系数,在边界处拟采用调和平均值^[14]; τ ——集热棚材料对太阳辐射的透过率; η ——蓄热层表面对太阳辐射的吸收率。蓄热层表面的其他条件如下:

$$u|_{x=x_0^+} = u|_{x=x_0^-}, v|_{x=x_0^+} = v|_{x=x_0^-}, p|_{x=x_0^+} = p|_{x=x_0^-} \quad (16)$$

$$\mu_m \left(\frac{\partial u_d}{\partial y} + \frac{\partial v_d}{\partial x} \right) \Big|_{x=x_0^+} = \mu_m \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \Big|_{x=x_0^-} \quad (17)$$

3) 蓄热层底部条件

根据实际情况,可给定第一类边界条件: $T = \text{constant}$, 该常数可根据实际需要选取。

4) 蓄热层内外四周边界条件

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad u_d = 0, \quad v_d = 0 \quad (18)$$

5) 烟囱表面平衡条件

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0, \quad u = 0, \quad v = 0 \quad (19)$$

6) 集热棚进口条件

根据文献[12]的分析,认为进口处系统内外压力相等:

$$p_{\tau, \text{inlet}} = 0, \quad T_{\text{inlet}} = T_e \quad (20)$$

数值求解计算集热棚和烟囱内的流动时采用标准 $k-\epsilon$ 模型,蓄热介质内部的流动采用多孔区层流模型,壁面处理采用标准壁面函数法,压力-速度的耦合采用 SIMPLE 算法,动量方程和能量方程及其它方程均采用 QUICK 格式。模型常数的取值参见文献[14]。

2 计算结果与分析

计算时的环境温度取 20℃,玻璃的透过率取 0.89,蓄热层固体介质材料取土壤或砾石,土壤的物性参数为:密度 1700kg/m³,比热 2016J/(kg·K),导热系数 0.78 W/(m·K);砾石的物性参数为:密度 2555kg/m³,比热 814.8J/(kg·K),导热系数 2.00 W/(m·K)。蓄热层表面对太阳辐射的吸收率取 0.9,蓄热层孔隙率取 0.6,蓄热层底部边界给定温度 293K。图 2 为土壤和砾石为蓄热介质的计算结果对比,图 3~图 6 为土壤蓄热介质时太阳能热气流发电系统的温度场和流场。

太阳辐射透过集热棚顶部的玻璃材料照射在蓄

热介质表面上,从而转变为热能,使蓄热介质表面的温度升高,蓄热介质表面一方面与集热棚内的空气进行对流换热,使空气温度升高,另一方面将剩余的能量传递给其下部的蓄热介质,使蓄热介质温度升高,从而起到能量储存的作用。

图 2 为不同太阳辐射条件下,蓄热介质的储热量随太阳辐射强度的变化关系。由图中可见,当太阳辐射强度不大时,蓄热介质的蓄热比例较大,大部分能量通过蓄热介质表面传递到了蓄热介质内部。随着太阳辐射强度的增加,蓄热介质的蓄热比例减小,同时空气的吸热比例增大。当太阳辐射为 600W/m² 时,蓄热介质的蓄热比例达到谷值。此后,随着太阳辐射能的增强,蓄热介质的蓄热比例显著增大。

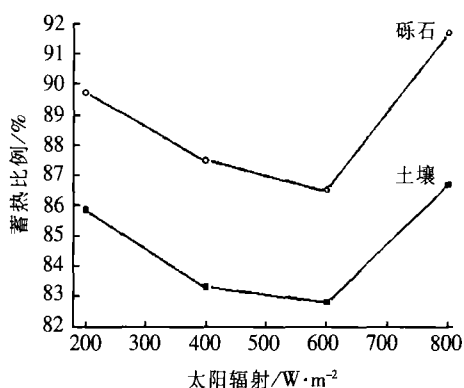


图 2 蓄热介质的储热量随太阳辐射强度的变化关系

Fig.2 Variation of heat storage in the energy storage medium on the solar radiation

随着太阳辐射的增强,蓄热介质对太阳辐射的蓄热能力可分为 3 种情况:①当太阳辐射较弱时,整个蓄热层的温度较低,蓄热表面与集热棚内空气的温差较小,空气流动较弱,对流换热系数较小,蓄热表面向棚内空气传递的能量很小,因此,大部分太阳辐射能被蓄热介质所吸收,使蓄热层温度升高;②随着太阳辐射增强,蓄热层内温度升高,蓄热表面与集热棚内空气温差也增大,空气温度升高,其热力学状态变化非常显著,密度显著减小、浮升力显著增大、流动速度显著增大,使蓄热表面与棚内空气的对流换热系数增大,蓄热表面与棚内空气的换热增强,因此,蓄热介质储存的能量比例减小,棚内空气获得的能量比例增大;③当太阳辐射很强、高于 600 W/m² 时,蓄热层表面与集热棚内空气温差不再显著增大,空气温度升高减缓,流动速度增加不大,蓄热层表面与集热棚内空气的对流换热系数不再显著增大,同

时蓄热介质的导热系数大于空气导热系数,大部分的能量向蓄热层内部传递,从而被蓄热介质蓄积起来。由此可见,当太阳辐射较弱时,蓄热介质蓄能比例较高,大部分的能量被蓄积起来,但空气流动缓慢;当太阳辐射较强时,蓄热介质蓄能比例减小,棚内空气获得能量,流动增强;当太阳辐射很高时,空气流动很强,蓄热介质蓄能比例迅速增加。

不同蓄热介质的蓄热比例也有不同,由砾石为固体材料形成的蓄热介质导热系数约是由土壤为固体材料的蓄热介质的两倍,导热系数的大小影响传热的速率。因此由图 2 可见,在不同太阳辐射条件下,砾石蓄热层的蓄热比例高于土壤蓄热层的蓄热比例。对于稳态传热过程,热容不会影响蓄热比例,但对蓄热量的影响较大。

对于给定规模的太阳能热气流发电系统,是否采用能量的梯级利用或采用多个透平的形式,是在烟囱内或者在集热棚内安装轴流式风力透平,可有多种选择,这里可根据系统的相对压力分布来判断最适宜布置透平的区域。系统的相对压力是指系统内与系统外相同高度处的静压力差值^[11,12]。图 3 为不同太阳辐射条件下,系统的相对压力分布。从图中可以看到,系统内相对压力的极小值均位于集热棚出口和烟囱底部的交界处。此处流体流动剧烈,内外压差最大,而且压力梯度也较大,若在此处安装经过优化设计的轴流式风力透平,则可高效利用热气流能,并将其最大限度地转换为电能。同时从图中还可看到,在集热棚内,其相对压力变化十分平缓,且系统内外的压力差也很小。因此,不宜在此处安装透平,系统不能给透平提供足够的压头,否则可能导致系统能量转换效率的下降。

此外,从图 3 中还可看出,不同太阳辐射条件下,系统内的相对压力变化十分显著,当太阳辐射为 $200\text{W}/\text{m}^2$,系统内外压力差仅为 74Pa ,而当太阳辐射为 $800\text{W}/\text{m}^2$ 时,系统内外压力差接近 170Pa 。造成这个显著差别的主要原因是蓄热介质在太阳辐射较弱时蓄积了大量太阳能;相反,当太阳辐射较强时,即使其蓄热比例仍然较高(见图 2),但仍在数量上有较多的能量传递给了集热棚内的空气,使空气的状态发生显著的变化,从而造成了较大的压差。

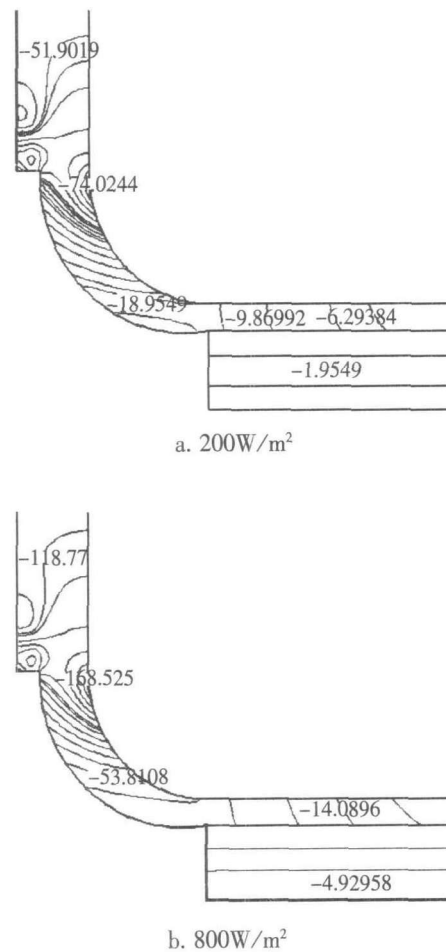


图 3 不同太阳辐射条件下系统相对压力分布(Pa)

Fig.3 Relative static pressure distributions of the system in different solar radiation (Pa)

图 4 为不同太阳辐射条件下,系统的速度分布。从图中可以看到,集热棚和烟囱内的空气流动速度较高,达到每秒几米甚至十几米,而蓄热介质内部的空气流动速度很小,只有毫米量级。随着太阳辐射的增强,蓄热介质内部空气的流动速度增强,但仍然在毫米量级范围内。此外,集热棚出口与烟囱进口处的速度是系统速度最大的区域。

从图 4 中还可以看到,随着太阳辐射的增强,集热棚出口与烟囱进口处的速度也显著增大。空载条件下,当太阳辐射为 $200\text{W}/\text{m}^2$ 时,系统最大速度不超过 $11\text{m}/\text{s}$,一旦安装风力透平,其速度将显著降低。当太阳辐射为 $800\text{W}/\text{m}^2$ 时,其空载时的最大速度超过 $16\text{m}/\text{s}$ 。一般的轴流式风力透平的最佳运行空气流速为 $8\text{m}/\text{s}$,即使考虑较大的透平转速,太阳辐射为 $800\text{W}/\text{m}^2$ 时负载条件下系统内空气的流动速度也可能高于 $8\text{m}/\text{s}$ 。因此,当太阳辐射强度较高时,更有利于风力透平的稳定、高效运行。

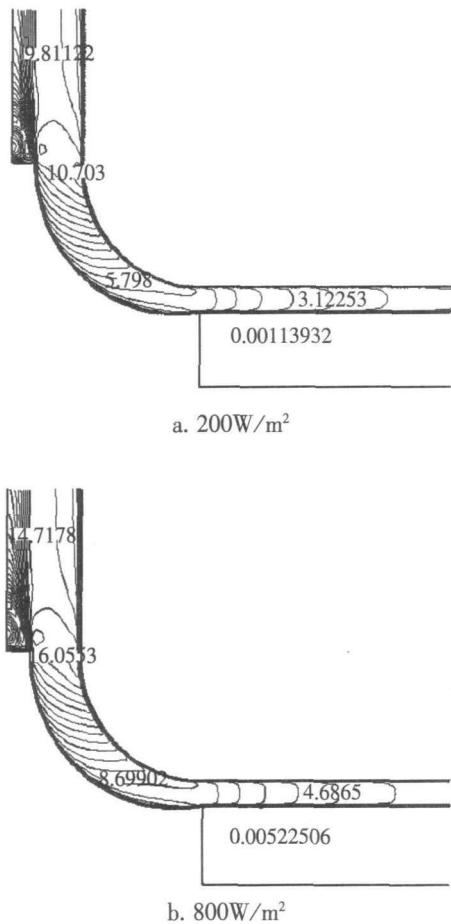


图4 不同太阳辐射条件下系统速度分布(m/s)
Fig.4 Velocity distributions of the system in different solar radiation (m/s)

行的数值计算结果相比差别相当显著。因此,蓄热介质内流体的流动及多孔性改变了蓄热介质的导热系数和热容,同时也改变了蓄热介质的能量传递机制,对其蓄热性能产生了显著影响。

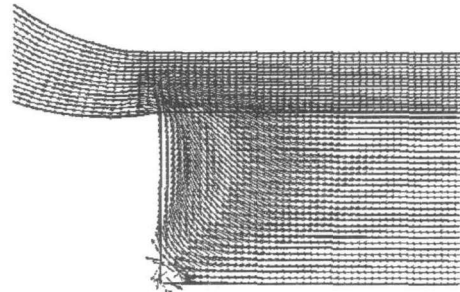


图5 太阳辐射 200W/m² 时系统速度矢量

Fig.5 Velocity vectors of the system with the solar radiation 200W/m²

图6为不同太阳辐射条件下系统的温度分布,从图中可以看到,当太阳辐射较小时,烟囱内空气温度较低,只有304℃。随着太阳辐射的增强,烟囱内的空气温升较显著。当太阳辐射为800W/m²时,烟囱内的温度较高,与集热棚进口温度差达到了28℃。

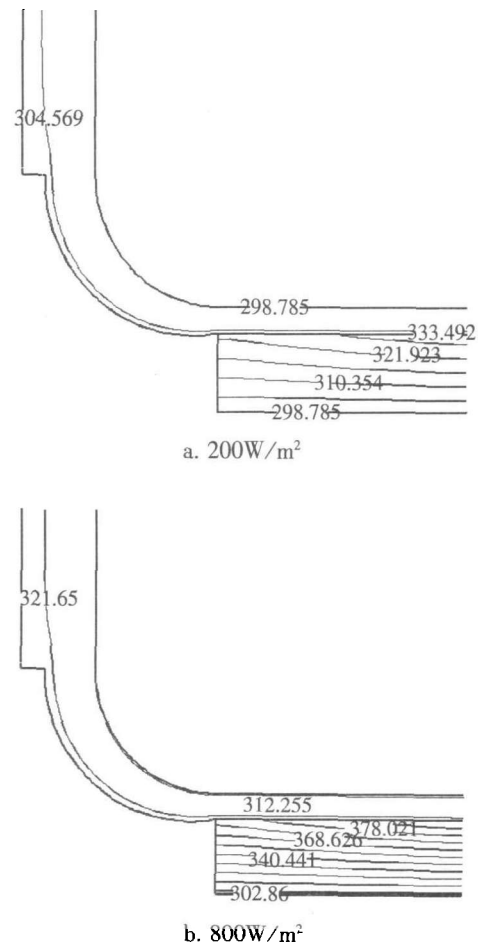


图6 不同太阳辐射条件下系统温度分布(K)
Fig.6 Temperature distributions of the system in different solar radiation (K)

为了观察蓄热介质内流体的流动特性,图5给出了太阳辐射 200W/m² 时用相同长度表示的系统局部速度矢量图。由图中可见,在集热棚出口处的蓄热层表面,流体从蓄热介质内部通过多孔表面进入到集热棚内,与集热棚内的空气混合。计算表明,从外部环境进入到集热棚内的一部分空气通过集热棚入口处的蓄热介质表面进入到蓄热介质内部,之后在蓄热介质内沿径向水平朝圆心处流动。蓄热介质内部的能量传递除了通过固体骨架的导热外,还有多孔材料骨架之间的辐射以及骨架与流体之间的对流,这两种作用强化了多孔介质内部的热量传递。蓄热层内温度梯度与其内部流体的流动方向垂直,协同角^[15]最小,而且流体速度较小,但对流机制对蓄热介质内能量传递的影响需要通过实验进一步验证。通过图7中的计算比较可知,多孔介质内部辐射和对流的能量传递机制的存在大大改变了蓄热层表面以及多孔介质内部的温度分布,采用本文的多孔介质处理方法与采用 Pastohr^[9]的纯固体蓄热层进

此外,蓄热介质内部的温度变化也较显著,不同太阳辐射条件下,蓄热介质表面的温度相差较大。太阳辐射分别为 200 W/m^2 和 800 W/m^2 时,蓄热介质表面的温度相差近 40°C 。这是由于当太阳辐射增强时,其蓄热量增大,而向下的表观导热系数变化不大,从而引起了蓄热介质表面温度的升高。显然,在高太阳辐射条件下,蓄热介质内部的温度梯度也增大,向蓄热介质底部的散热损失也会相应增大。

3 计算可行性分析

本文将土壤视为多孔介质,对包含土壤蓄热层、集热棚和烟囱的太阳能热气流发电系统进行耦合数值模拟,其计算结果的可行性对大规模太阳能热气流发电系统的设计和应用具有重要影响。图 7 为本文处理方法与 Pasumarthi^[7] 的热平衡方法以及 Pastohr^[9] 的处理方法计算结果的分析。

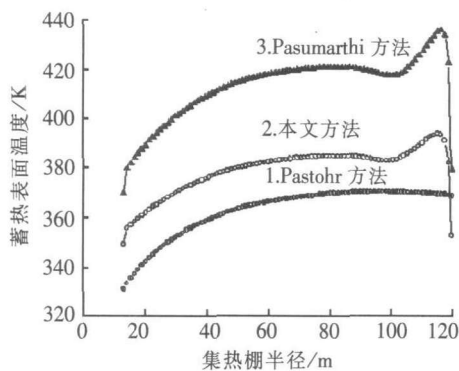


图 7 太阳辐射 800 W/m^2 时蓄热表面温度分布

Fig. 7 Temperature profiles of surface of the energy storage medium when the solar radiation is 800 W/m^2

从图 7 中可以看到,当太阳辐射为 800 W/m^2 时,采用 Pasumarthi 的热平衡方法计算得到的蓄热表面温度分布最低,而采用 Pastohr 的处理方法得到的蓄热表面温度分布最高。其原因如下:Pasumarthi 在考虑热平衡法计算太阳能热气流发电系统性能参数时,并未考虑蓄热层的厚度和蓄热介质对系统的影响,认为太阳辐射全部被系统内的空气所接受^[7],因此,根据其提出的热平衡法以及所采用的对流换热系数计算得到的蓄热介质表面温度最低。显然,这种处理方式无法给出实际蓄热表面的温度分布。而 Pastohr 将土壤视为固体,其内部的能量传递机制主要是导热,忽略了土壤多孔介质内部多种能量传递机制的影响,也忽略了介质内空气的传热流动对能量传递的影响,因此,其表面温度分布明显偏高。而

本文采用的多孔介质模型来分析以土壤和砾石为固体骨架的蓄热层内的能量传递机制,显然更符合实际情况,从这个角度而言,本文处理方法优于上述两种方法。

关于太阳能热气流发电系统的表面温度分布的实验数据,Haaf^[2]并未给出详细的报道,但其给出集热棚中央的蓄热层表面处的温度达到了 348 K ,本文计算结果与之存在 $20 \sim 25 \text{ K}$ 的偏差。造成这个差距的主要原因如下:①西班牙试验电站的集热棚内种植了各种植物,这些植物的枝叶遮盖了地面,同时也吸收了相当多的太阳辐射,地面接收到的实际太阳辐射远小于 800 W/m^2 ,从而使蓄热表面的温度大大降低;②实际土壤表面凹凸不平,接受太阳辐射的面积也显著增大,大于数值模拟时的换热面积;③本文数值模拟时,将太阳辐射对系统的影响视为在土壤表面 0.1 mm 深的空间内存在一个内热源,其内热源的大小由 800 W/m^2 折算得到,这种处理方法显然与实际太阳辐射的能量传递过程存在一定差异。因此,本文计算结果与实验结果^[2]存在的差异是可以接受的,处理方法是可行的。

4 结 论

1)在太阳辐射为 $200 \sim 800 \text{ W/m}^2$ 的范围内,随着太阳辐射的增强,蓄热介质的蓄热比例先减小后增大。但其蓄热比例均超过 80% ,只有少部分能量通过蓄热介质表面传递给了集热棚内的空气,蓄热介质起到了较好的能量蓄积作用;

2)蓄热介质内部的空气流动非常微弱,但其内部存在辐射和对流,这大大强化了蓄热介质内部的能量传递;

3)随着太阳辐射的增强,系统相对压力显著减小,流动速度都显著增大;系统内的最小相对压力和最大流动速度位于烟囱底部,在此处安装轴流式风力透平可以有效利用系统热气流能,提高系统能量转换效率;

4)随着太阳辐射的增强,系统温升显著增大,蓄热介质表面的温度也显著升高,储存的能量增大。蓄热介质内部的温度梯度增大,从蓄热介质底部的能量损失也增大。

[参考文献]

[1] Haaf H, Friedrich K, Mayer G, et al. Solar chimneys[J].

- International Journal of Solar Energy, 1983, 2: 3—20.
- [2] Haaf H, Friedrich K, Mayer G, et al. Solar chimneys[J]. International Journal of Solar Energy, 1984, 2: 141—161.
- [3] Bernardes M A D S, Valle R M. Numerical analysis of natural laminar convection in a radial solar heater[J]. International Journal of Thermal Science, 1999, 38: 42—50.
- [4] Gannon A J, Backstrom T W. Solar chimney cycle analysis with system loss and solar collector performance[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2000, 122: 133—137.
- [5] Lodhi M A K. Application of helio-aero-gravity concept in producing energy and suppressing pollution[J]. Energy Conversion and Management, 1999, 40: 407—421.
- [6] Padki M M, Sherif S A. On a simple analytical model for solar chimneys[J]. International Journal of Energy Research, 1999, 23: 345—349.
- [7] Pasumarthi N, Sherif S A. Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model-part I: mathematical model development[J]. International Journal of Energy Research, 1998, 22: 277—288.
- [8] Pasumarthi N, Sherif S A. Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model-Part II: experimental and theoretical results and economic analysis[J]. International Journal of Energy Research, 1998, 22: 443—461.
- [9] Pastohr H, Kornadt O, Gurlbeck K. Numerical and analytical calculations of the temperature and flow field in the upwind power plant[J]. International Journal of Energy Research, 2004, 28: 495—510.
- [10] Schlaich J, Weinrebe G. Design of commercial solar updraft tower systems-utilization of solar induced convective flows for power generation[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2005, 127: 117—124.
- [11] 明廷臻, 刘伟, 许国良, 等. 太阳能热气流发电系统研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(3): 505—507.
- [12] Ming T Z, Liu W, Xu G L. Analytical and numerical investigation of the solar chimney power plant systems[J]. International Journal of Energy Research, 2006, 30: 861—873.
- [13] Sung J K. Convective heat transfer in porous and overlying fluid layers heated from below[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996, 39(2): 319—329.
- [14] 陶文铨. 数值传热学(第二版)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [15] Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998, 41(2): 2221—2225.

NUMERICAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER AND FLOW IN THE SOLAR CHIMNEY POWER GENERATION SYSTEM

Ming Tingzhen, Liu Wei, Xiong Yannbin, Guan Xuhu

(College of Energy and Power Department, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: Mathematical models to describe the mechanism of heat transfer and flow in the collector, chimney and the energy storage medium of the solar chimney power generation system were established, and the effect of the solar insolation on the heat storage characteristic of the energy storage medium was analyzed. The numerical simulation results show that the heat storage ratio of the energy storage medium decreases firstly and then increases along with increase of the solar radiation from 200 W/m^2 and 800 W/m^2 ; The minimum relative static pressure at the bottom of the chimney decreases significantly while the flow speed increases, the temperature difference between the system and the environment and the temperature of the surface of the energy storage medium increase notably.

Keywords: solar chimney power generation system; collector; energy storage medium; chimney