

生物质气化风机套管采暖系统非稳态模拟

闫放, 许开立, 张秀敏

(东北大学 资源与土木工程学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 针对装设防火墙导致我国北方生物质气化站存在湿式净化装置冬季防冻的问题,提出了一种基于风机套管的余热回收系统.采用商用 CFD 软件 Fluent 以及 $k-\varepsilon$ 模型对采暖效果进行非稳态数值模拟,结果表明,当进气口空气流速分别为 9 m/s(供暖 90 min 后),13 m/s(供暖 40 min 后)满足防冻要求,证明了技术的可行性;同时模拟了进气口空气流速分别为 5,9,13 m/s 在不同时刻的采暖效果,得出增大风机风量可提高采暖效果、缩短达到防冻要求所需时间以及使得净化间内温度分布更加均匀,但风机风量不可无限增加,需要考虑规范对风速的限制以及能耗的增加.

关 键 词: 生物质气化;采暖;风机;套管;数值模拟

中图分类号: X 913.4

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2017)07-1017-05

Unsteady Simulation on Biomass Gasification Heating System with Fan & Double-Tube

YAN Fang, XU Kai-li, ZHANG Xiu-min

(School of Resources & Civil Engineering, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: XU Kai-li, professor, E-mail: kaili_xu@aliyun.com)

Abstract: Aimed at solving the antifreezing problem of the wet purification device of biomass gasification station due to the installation of the firewall in winter time of north China, a waste-heat recovery system based on fan & double-tube is proposed. The Fluent and $k-\varepsilon$ model is used to simulate the unsteady state of heating. The results indicate that the antifreezing requirement can be met in 90 or 40 min when the inlet air velocity is 9 or 13 m/s, respectively. Then the feasibility of the technique can be proved. The heating effects of different inlet air velocities of 5, 9, 13 m/s at different times are also simulated. It shows that the heating effect can be raised and the time needed to reach the antifreezing requirement can be shortened and the temperature distributed in purification room can be more even by increasing the fan air volume. But the air speed should be restricted according to the corresponding standard and the energy consumption considerations.

Key words: biomass gasification; heating; fan; double-tube; numerical simulation

开展农村小型生物质气化站的建设能回收农业废弃秸秆,减少秸秆焚烧,从而减少因秸秆焚烧而导致的雾霾天气^[1];并实现农村清洁能源的供应.但现阶段该技术并不完善,导致其推广受到了阻碍,其中一个主要的问题就是安全性问题.因为生物质燃气的主要成分包括 CO , H_2 , CH_4 ^[2] 等易燃、易爆气体,一旦发生燃气泄漏将可能导致火灾、爆炸事故的发生,因此在气化间与净化间之间应设置防火墙来增加气化站的安全性.但防火墙

的设置阻碍了气化间内的反应余热向净化间的传递,又由于农村小型生物质气化站缺乏集中供暖,所以我国北方地区的气化站一旦设置了防火墙,在冬季气温降低到 0℃ 以下时会出现湿式净化装置冻裂的情况,进而导致燃气泄漏,增加了中毒事故发生的可能^[3].导致大部分设置了防火墙的气化站在冬季无法开工,部分开工的气化站只能采用成本较高的电暖炉等采暖方式来保证冬季生产,因此提出了一种利用风机套管将气化间余热

划分如图 5 所示,体网格数量一共为 2 694 586 个.

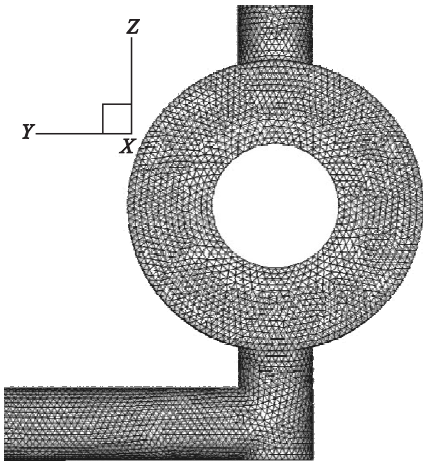


图 4 进气管、套管与出气管部分网格划分
Fig. 4 Mesh of the inlet pipe, the double-tube and the outlet pipe

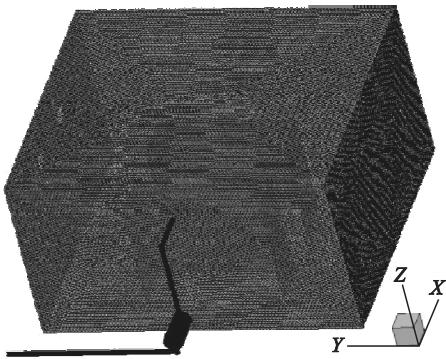


图 5 模拟区域网格划分
Fig. 5 Mesh of the simulated area

2.3 求解设置

本文采用商用 CFD 软件 Fluent 进行数值模拟. 由于文献[4]中所模拟的对象与本文类似并获得了较好的模拟结果,因此本文参照文献[4],湍流模型选择在该模拟模型中具有较高精确性与较好收敛性的 $k-\varepsilon$ 模型^[7],采用二阶迎风格离散偏微分方程组,压力速度耦合使用 SIMPLE 算法. 连续性方程、动量方程、能量方程和湍流方程如式(1)所示.

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\varphi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\varphi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w\varphi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial\varphi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial\varphi}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma \frac{\partial\varphi}{\partial z}) + S. \quad (1)$$

式中: φ 为通用变量,可表示速度、温度等变量; Γ 为广义扩散系数; S 为广义源项,本文中并未引入源项,所以源项为 0;其余模型参数均采用 Fluent 的默认设置^[6].

2.4 边界条件及参数设置

在软件 Fluent 设置中,将进气管的进气口设

置为 velocity inlet;净化间内的两个回风口设置为 outflow;进(出)气管管壁与套管管壁做绝热壁面处理;同时防火墙因属于内墙,也做绝热壁面处理;净化间外墙、房顶、门、窗等围护均考虑为室外温度为 243.15 K 时的对流与热辐射耗热. 其中外墙为普通砖结构,房顶材质为钢板,它们均考虑为装设了厚度为 0.1 m 的保温层;门为不锈钢保温门;窗户为普通单层玻璃窗. 围护参数设置如表 1 所示. 因整个模拟区域内的温度变化范围为 [243.15 K, 600 K],在该范围内的空气参数除了热容比 c 基本保持不变,其余参数如密度 ρ 、导热系数 λ 、动力黏性系数 μ 均有较大变化. 根据查表^[8-10]得出其数值随温度在 [243.15 K, 600 K] 范围内的变化规律,得出该范围内以上系数由温度 T 表示成的多项式. 其中空气密度(ρ)随温度变化的表达式为 $3.72 - 1.42 \times 10^{-2} T + 2.32 \times 10^{-5} T^2 - 1.38 \times 10^{-8} T^3$,空气导热系数(λ)随温度变化的表达式为 $1.17 \times 10^{-3} + 9.11 \times 10^{-5} T - 2.26 \times 10^{-8} T^2$,空气动力黏性系数(μ)随温度变化的表达式为 $-1.88 \times 10^{-6} + 9.17 \times 10^{-8} T - 9.44 \times 10^{-11} T^2 + 5.28 \times 10^{-14} T^3$. 另外室外对流换热系数设置为 $17.48 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,余热回收部分管道外壁温度设置为 600 K,空气热容比设置为 $1013 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,其余参数的设置则如表 1 所示.

表 1 参数设置				
参数	墙	房顶	门	窗
$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	1 277	1 851	1 373	2 700
发射率	0.9	0.9	0.3	0.9
厚度/m	0.48	0.13	0.074	0.01
$c/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	936	1 100	1 256	840
$\lambda/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	0.13	0.04	0.15	0.78

非稳态参数设置取时间步长为 0.1 s,每个步长的最大迭代次数设为 200 次.

3 数值模拟结果与分析

因为将进气口设置为速度入口,所以通过设置不同的速度来表示不同的风机风量. 本文中分别采用了 5, 9, 13 m/s 三种不同的进气口空气流速,采用数值模拟分别得到了这三种情况下采暖效果随时间的变化. 分别取净化间内湿式净化装置顶部、中部、底部位置的四个点 A, B, C, D 作为观测点,以 5 min 为间隔,取其不同空气流速下不

同时刻的温度, A, B, C, D 各点坐标如图 6 所示。采暖要求设置为防冻的最低要求, 即为 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上。

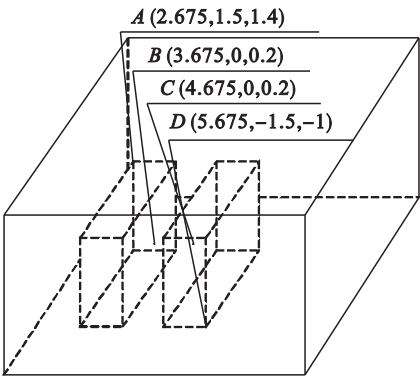


图 6 四个点的坐标
Fig. 6 Coordinates of the four points

各点的模拟结果如图 7 所示。由图 7a 可知, 在 $0\sim 250\text{ min}$ 时温度持续上升, 在 250 min 之后温度就基本不再变化了, 而此时温度最高的点 A 处的温度也只有 272.84 K , 并不能达到防冻要求, 其余 B, C, D 三点由于相较于 A 点距离出风口较远, 所以温度更低, 说明在风机风量对应进气口空气流速为 5 m/s 时, 由于进入净化间内的热空气量较少, 使得采暖后的净化间并不能达到防冻效果。

由图 7b 可知, 在采暖后 90 min 时, A, B, C, D 四个点的温度均达到了 273.15 K ($0\text{ }^{\circ}\text{C}$) 以上, 满足了防冻要求, 并且四个点的温度在 35 min 之前有一定的差距, 在 35 min 之后的差距较小, 差距在 1 K 以内。说明当提高风机风量, 使得对应进气口空气流速为 9 m/s 时, 在余热回收系统开启 90 min 后净化间内可达到防冻要求, 并且风机风量的增大使得净化间内的温度在采暖系统工作一段时间后分布较为均匀。

由图 7c 可知, 在采暖后 40 min 时, A, B, C, D 四个点的温度均达到了 273.15 K 以上, 满足了防冻要求, 同时四个点的温度值从采暖开始阶段便非常接近, 说明风机风量的进一步增大, 当对应进气口空气流速为 13 m/s 时, 不仅使得采暖后的净化间内温度分布更加均匀, 也使得采暖效果更好, 达到满足防冻要求所需的采暖时间也更短。

对比图 7 中不同空气流速下的采暖效果可知, 提高风机风量可以提高采暖后净化间的温度; 并可以使净化间内达到防冻要求所需的时间减少; 还可以使得房间内温度的分布更加均匀。

如图 8 所示, 进气口空气流速分别为 9 与 13 m/s 时, 当使得 A, B, C, D 四点温度刚达到 273.15 K 以上时 (分别对应时刻为 90 min 与

40 min) 湿式净化装置中间面即平面 $X=4.175$ 处的温度分布。

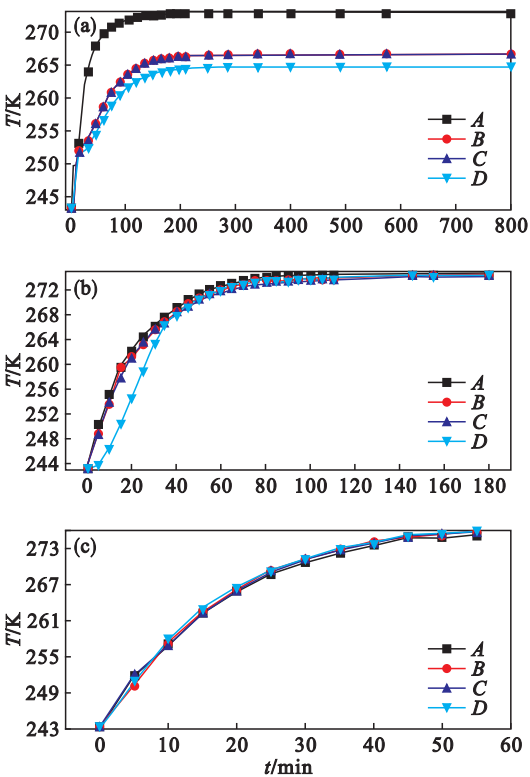


图 7 进气口不同空气流速下温度随时间的变化
Fig. 7 Changing of temperature with time under different air velocity in the air inlet
(a)— 5 m/s ; (b)— 9 m/s ; (c)— 13 m/s 。

由图 8 可以看出, 当采用不同风机风量在不同的采暖时间内虽可达到相似的采暖效果, 但风机风量增大会使得净化间内的温度分布梯度更小, 采暖效果更佳。

所以理论上增加风机风量可以提高采暖效果, 但是根据《采暖通风与空气调节设计规范》(GB50019—2003) 第 4.6.6 条规定, 出风口出风速度为 $5\sim 15\text{ m/s}$, 所以风机风量的增加需要考虑到空气流速不可超过 15 m/s 的限制。同时, 增加风机风量会带来能耗的增加, 所以在净化间内可达到防冻的采暖要求后即可不必再增大风机风量。在本文的算例中, 采用风机风量对应进气口空气流速为 13 m/s 时即可达到较好的采暖效果。

本文所采用的采暖方式在一定的进气口风量及时间条件下可使得净化间内达到防冻的采暖要求, 但也存在不能达到要求的情况, 这是由于生物质气化余热并未得到最大化的充分利用。因此, 未来的研究重点将会放在提高采暖效率上, 比如将进气口直接设在气化间内以提高新风温度; 套管换热装置采用逆流换热方式等。

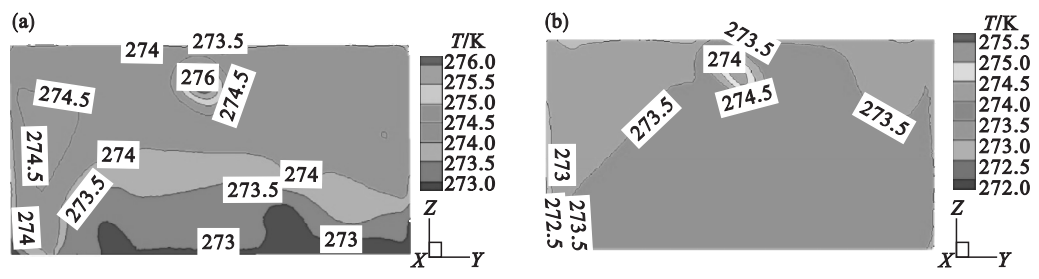


图 8 不同条件下平面 $X=4.175$ 的温度分布
Fig. 8 Temperature distributions in the face of $X=4.175$ under different conditions
(a)—进气口空气流速 9 m/s; (b)—进气口空气流速 13 m/s.

4 结 论

- 1) 提出一种利用风机套管将生物质气化反应余热进行回收并送入净化间进行采暖的方法, 并采用商用 CFD 软件 Fluent 以某生物质气化站为例进行建模与计算, 模拟结果表明该余热回收系统可以为净化间进行供暖并达到防冻要求, 证明了该方法的可行性.
- 2) 增大风机风量可以提升采暖效果, 并使得达到防冻要求所需要的时间大大减少.
- 3) 不同风机风量在不同的采暖时间内虽可达到相似的采暖效果, 但更大的风机风量可使得净化间内温度分布更加均匀, 温度分布梯度更小.
- 4) 在风机风量的选取上要注意《采暖通风与空气调节设计规范》(GB50019—2003) 中对出风口风速为 5 ~ 15 m/s 的设定, 同时在满足防冻要求后即可不需要再增大风机风量.

参考文献:

[1] Cao G L, Zhang X Y, Wang Y Q, et al. Estimation of emissions from field burning of crop straw in China [J]. *Chinese Science Bulletin*, 2008, 53 (5) : 784 - 790.

[2] Sreejith C C, Muraleedharan C, Arun P. Thermo-chemical analysis of biomass gasification by Gibbs free energy minimization model: part II (optimization of biomass feed and steam to biomass ratio) [J]. *International Journal of Green Energy*, 2013, 10 (6) : 610 - 639.

[3] Cummer K R, Brown R C. Ancillary equipment for biomass gasification [J]. *Biomass & Bioenergy*, 2002, 23 : 113 - 128.

[4] 王谦, 郭泽宇, 吉恒松, 等. 基于风机盘管热风供热系统的温室热环境研究 [J]. *农业机械学报*, 2013, 44 (8) : 219 - 223.

(Wang Qian, Guo Ze-yu, Ji Heng-song, et al. Investigation of thermal environment in greenhouse based on fan coil unit forced-air heating system [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agriculture Machinery*, 2013, 44 (8) : 219 - 223.)

[5] Nelson O M, César E R, Valeri I B, et al. Unsteady fluid mechanics and heat transfer study in a double-tube air-combustor heat exchanger with porous medium [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52 (13/14) : 3353 - 3363.

[6] 毕纪葛, 周俊超, 吴可君, 等. 四斜叶桨搅拌下釜内盘管非稳态对流传热过程的模拟和实验研究 [J]. *高校化学工程学报*, 2015, 29 (3) : 1 - 9.

(Bi Ji-ge, Zhou Jun-chao, Wu Ke-jun, et al. CFD simulation and equipped with a pitched-blade turbine and helical coils [J]. *Journal of Chemical Engineering of Chinese University*, 2015, 29 (3) : 1 - 9.)

[7] Fluent Inc. FLUENT 6. 3 documentation [M]. Lebanon: Fluent Inc, 2006.

[8] 赵镇南. 传热学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2008.

(Zhao Zhen-nan. Heat transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 2008.)

[9] Kays W M, Crawford M E, Weigand B. Convective heat and mass transfer [M]. New York: McGraw Hill Higher Education, 2004 : 189 - 213.

[10] Rohsenow W M. Handbook of heat transfer fundamentals [M]. New York: McGraw Hill Higher Education, 1985.