全玻璃真空管型太阳热水器内流场的CFD模拟

艾 宁 樊建华

(浙江工业大学 机电工程学院，杭州 310032) (丹麦技术大学 土木工程系，哥本哈根)

李育敏

(浙江工业大学 化学工程与材料学院，杭州 310032)

摘 要：全玻璃真空管型太阳热水器是技术相对成熟、应用最广的太阳能利用方式.通过对全玻璃真空管型太阳热水器内流场的计算流体力学模拟，研究了器内的对流换热过程，分析了真空管截面的流体流动速度分布，考察了真空管不同位置处的流体循环速度及箱体内水温对循环速度的影响.结果表明，随着流体温度的升高，器内出现随机的湍动涡流；涡流的存在将造成管内冷热流体的混和，对换热过程不利；在真空管内安置引流挡板将抑制流体的湍动，确保有序的热对流流动，提高对流换热效率.研究结果有助于剖析热水器内对流换热的机理，对技术革新提供参考.

关 键 词：全玻璃真空管型太阳热水器；流场；计算流体力学(CFD)

中图分类号：TK 519

文献标识码：A **文 章 编 号**：1001-5965(2008)10-1195-05

CFD study of fluid flow in an all-glass evacuated tube solar water heater

Ai Ning

(College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310032, China)

Fan Jianhua

(Dept. of Civil Engineering, Technical University of Denmark, Copenhagen)

Li Yumin

(College of Chemical Engineering and Materials Science, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310032, China)

Abstract: The all-glass evacuated tube solar water heater is one of the most widely used solar thermal technologies. The aim of the paper is to investigate fluid flow in the solar water heater by means of the computational fluid dynamics (CFD). The investigation was carried out with a focus on the convective heat transfer in the tube. The buoyancy induced flow circulation in different parts of the tube was analyzed. It is shown that fluid flow becomes stochastic and turbulent if fluid temperature is high enough. The flow instability leads to mixing of the warm uprising flow and the cold downward flow, which decreases efficiency of the heat exchange process. A baffle in the tube can prevent the flow instability and secure the flow circulation in the tube. The results of the investigation provide a helpful guidance for further investigation of the mechanism of heat transfer processes and a reference for future system optimization.

Key words: all-glass evacuated tube solar water heater; flow field; computational fluid dynamic (CFD)

收稿日期：2007-09-25

作者简介：艾 宁(1977—)，男，江苏江宁人，副教授，aining@zjut.edu.cn.

环境污染和能源危机是制约我国乃至人类社会可持续发展的两大瓶颈，而发展太阳能等可再生能源是解决问题的有效措施之一. 全玻璃真空管型太阳热水器具有集热效率高和热损系数低等优点，在太阳能热利用领域受到广泛关注.

对流传热过程对全玻璃真空管型太阳热水器的热效率影响很大，对于优化的真空集热管结构，自然对流换热顺畅，热水器的热效率较高；如果真空集热管内不能形成有效的自然对流，系统热效率将大大降低. 真空管型太阳热水器内部的对流换热过程复杂，受真空集热管结构参数、蓄热水箱内流体温度分层情况、流体物性、太阳辐射强度等多种因素影响. 流场分析对于强化太阳能热水器中的传热过程，提高系统热效率，进而指导太阳热水器的优化设计具有重要意义[1].

文献[2]最早对太阳热水系统中真空管内自然对流流场进行了研究，但他们研究的真空管和蓄水箱通过联箱连接，这和市场上广泛采用的插式真空管太阳热水器不同. 文献[3－4]对全玻璃真空管型热水器内的自然对流流场进行了 CFD (Computational Fluid Dynamic)模拟和实验测量，建立了真空管的流体力学模型，结果表明：真空管底部将出现停滞区，面积约占有效吸热面积的 25%. 蓄热水箱内流体温度分层情况对热水器的系统效率影响也很大，良好的温度分层将大大提高系统热效率[5]，但研究主要针对于真空管内的自然对流流场. 文献[6]考察了将 CFD 应用于热对流式蓄热水器内的流场研究的可能性，验证了数学模型和数值计算方法，指出了 CFD 技术应用于蓄热水器内流场研究的优点和局限性.

本文以某著名企业生产的全玻璃真空管型太阳热水器为研究对象，建立了整套太阳能热水器的 CFD 模型，利用 CFD 深入研究器内流体流动，揭示对流换热过程的机理，探讨了太阳能热水器结构改进和优化的可能性.

1 计算模型

1.1 全玻璃真空管型太阳热水器的性能参数

本文研究的全玻璃真空管型太阳热水器性能参数列于表 1 和表 2.

表 1 真空集热管的性能参数

参数	数值
罩玻璃管外径/mm	58
罩玻璃管壁厚/mm	1.7
内玻璃管外径/mm	47
内玻璃管壁厚/mm	1.5
玻璃管长度/mm	1 800±0.5%
封离部分长度/mm	≤1.5
太阳选择性吸收涂层的太阳吸收比	≥0.86(气团指数为 1.5)
太阳选择性吸收涂层的半球发射比	≥0.08(80℃±5℃)

表 2 顶置水箱的性能参数

参数		数值
管数/支		18
孔距/mm		85
蓄水箱内径/mm		360
长度/mm		1 625
水箱容量/L		160
绝热材料(硬质聚氨酯泡沫塑料)	热传导系数/W·(m·K)$^{-1}$	0.019 8
	吸水率/%	3.0
	闭孔率/%	98
	保温层厚度/mm	65

1.2 CFD 模型

本文将计算模型简化为单支真空管及与其连接的箱体，如图 1 所示. 全玻璃真空管型太阳热水器面向正南安装，倾角为 45°. 真空管内侧为静止壁面，自壁面有一热通量进入真空管，以模拟吸热表面转换的热能. 在晴朗的正午时分，取 45°倾斜平面上的太阳辐射强度为 1 200 W/m^2，单管的总功率为 80 W. 真空管的柱面结构特性使得太阳射线入射角度不同，不同部位热通量是不同，但为方便计算，假设上述热通量均匀地分布于真空管的上半部，为 650 W/m^2，如图 2 视角 A 所示. 文献[3]研究表明此假设对计算结果影响不大. 壁面的外侧为热对流损失表面，热损失系数为0.85 W/(m^2·K)，室外温度设为恒温 20℃.

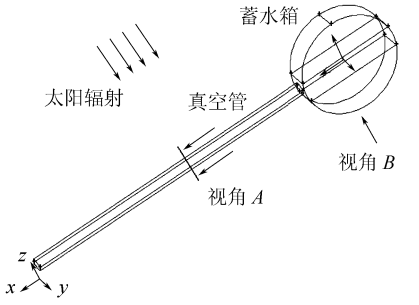


图 1 全玻璃真空管型太阳热水器的 CFD 模型

箱体的内侧为静止壁面，外侧为热对流损失表面. 箱体表面单位长度的热损失系数计算为 0.40W/(m·K).

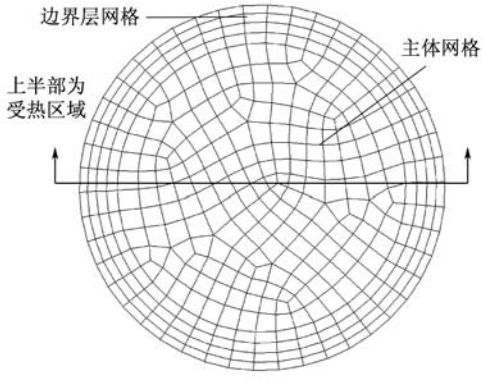
箱体和玻璃管内管充满水，水的密度和粘度随温度变化的表达式为

$$\rho = 715 + 2.08\ T - 0.003\,84\ T^2$$

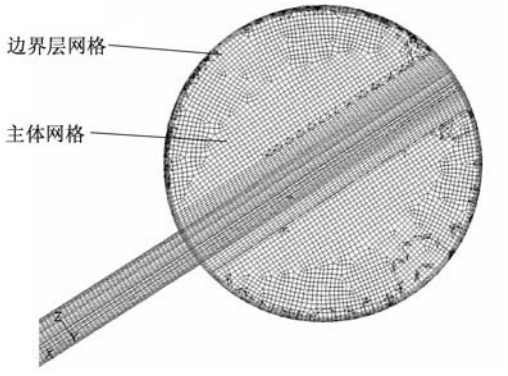
$$\mu = 0.000\,435\left(\frac{T}{333.15}\right)^{-5.5}$$

式中，ρ 为密度，kg/m^3；μ 为粘度，kg/(m·s)；T 为温度，K.

边界层对管内和箱体内的流体流动影响很大,因此在网格划分时布置了密度较大的边界层网格,如图 2 所示. 箱体的两个侧面均设为对称面. CFD 模拟计算以零速度场作为初始速度场,以室外温度 20℃作为器内流体的初始温度,采用瞬时计算,时间步长为 20 s.



a　视角 A 截面图



b　视角 B 剖面图

图 2　全玻璃真空管型太阳热水器的网格划分

2　全玻璃真空管内的流体循环

2.1　真空管截面的流体循环情况分析

采用 CFD 模拟研究了全玻璃真空管内不同径向位置的轴向速度分布情况. 定义往箱体方向为轴向速度的正方向,真空管与箱体连接处截面轴向速度随径向位置的变化如图 3 所示. 可见,真空管上部轴向速度为正,而真空管下部流体的轴向速度为负,形成对流换热的循环流动. 为了验证模型的可靠性,将 CFD 计算结果与文献[3]中的 PIV(Particle Image Velocimetry)测量结果进行了对比,示于图 3.

由图 3 可见,CFD 模拟能成功地预测轴向速度随径向位置的变化趋势,但 CFD 计算得到的最大轴向速度为 0.04～0.05 m/s,而 PIV 测量得到的最大轴向速度为 0.03～0.04 m/s. 上述差别主要是 CFD 计算的对象和操作条件同 PIV 测量的对象和实验条件不完全一致造成的:文献[3]PIV

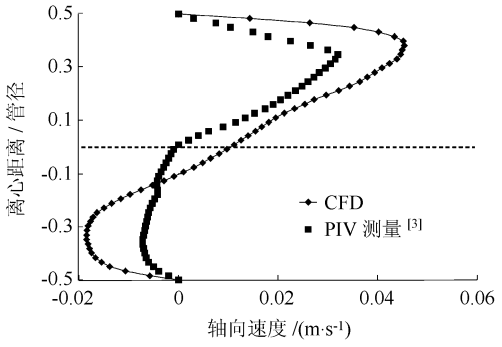


图 3　管截面轴向流体流动速度 CFD 计算与文献[3]PIV 测量的比较

测量的真空管管径为 52 mm、长度为1.42 m,而 CFD 计算的真空管管径为 44 mm、长度为1.8 m;CFD 计算的热通量为 650 W/m^2,箱体内水温约为 39～40℃,相比 PIV 测量较高. 较大的热通量和较高的流体温度都有利于提高流体流动的速度,CFD 计算的轴向流动速度理应大于 PIV 测量的轴向流动速度. 可见,本文建立的全玻璃真空管型太阳热水器的 CFD 模型是可靠的.

2.2　不同位置处的真空管截面流体循环速度

截面平均速度是轴向绝对速度在真空管截面的平均值,用来衡量通过真空管截面的流体循环速度的大小:平均速度越大,流体循环速度越大,表明进出该截面的流体流量越大,对流换热效率越高;反之,则表明对流换热的效率越低. 本文采用 CFD 模拟研究了真空管内不同截面的平均速度,平均速度随轴向位置的变化关系如图 4 所示.

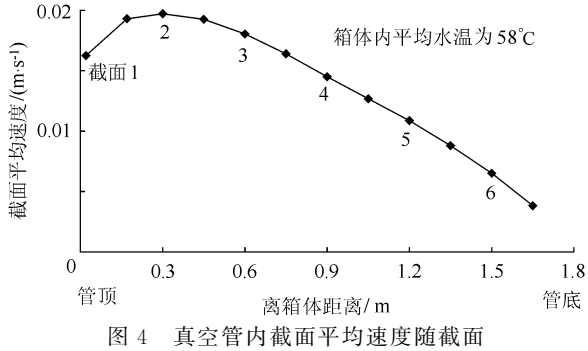


图 4　真空管内截面平均速度随截面与箱体距离的变化关系

由图 4,截面 1 处平均速度比截面 2 处的平均速度低,这表明离箱体 0.02～0.3 m 之间存在短路流,一部分流体流过截面 2 后沿管壁上升,但在未到达截面 1 便返回了截面 2,该短路流的存在不利于热交换. 从截面 2 到管底截面,截面平均速度逐渐降低,这是由于冷流体在沿管壁下降过程中不断被加热,未到达管底部便被管壁上部的上升流带走.

3 器内流场

CFD模拟的优势在于能给出整个流场在不同时刻的流体流动的细节.计算600个时间步时的器内温度分布和速度矢量如图5所示.由于受上半部管的加热作用,管内流体沿管壁向上流动,在惯性力和浮力的双重作用下,在箱体形成射流,向水箱顶部流动;箱内水温在38～39℃之间,从箱体底部到顶部存在温度分层.箱体底部温度较低的水流入管内,沿管截面下半部流动.由于不断受热,温度升高而上升到管上半部,被管上半部的上升流带走.

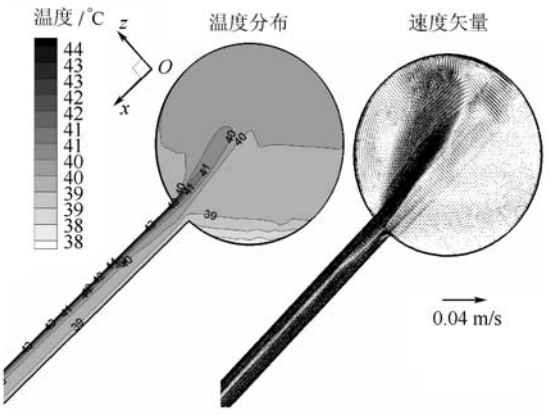


图5 计算600个时间步时的器内温度分布和速度矢量图

2400个时间步长时器内温度分布和速度矢量如图6所示.即使器内温度达到了91～95℃,对流换热过程仍然存在,不同的是在靠近箱体的管内出现了若干涡流.涡流的存在造成了管上半部热流体和下半部冷流体的混和,使得上升流体温度降低,下降流体温度升高.流体的短路将降低对流换热效率.这个现象是由于随着器内流体温度的升高,流体粘度降低,浮力流速度增加,使得流体湍流度增加造成的.流体雷诺数 Re 为9400,

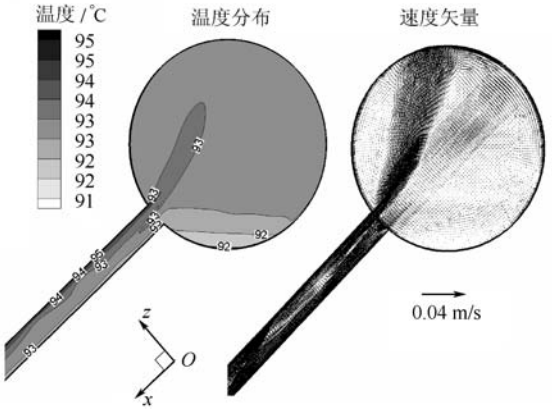


图6 计算2400个时间步时的器内温度分布和速度矢量图

表明流体处于由层流向湍流的过渡区,流体变得不稳定.管内流体的随机湍动将造成冷热流体的混和,对换热过程不利,应采取措施抑制流体湍动、确保管内对流换热流动的有序性,比如在箱体内或真空管内设置引流挡板.

4 引流挡板

为抑制真空管内的流体混和、保证冷热流体的有序流动,本文在真空管内中心沿轴向安置了引流挡板.挡板宽度与真空管内径一致,安装于真空管与箱体交接处,向真空管底部延伸.挡板的长度分别为0.3,0.9和1.2 m,即为改进结构1～改进结构3.图7为具有改进结构的真空管内截面平均速度与原结构的比较.对于原结构,管内离箱体0.3～0.6 m距离处速度大于管口处的速度,说明管口处有短路流的存在.若在真空管与箱体交接处安装长度为0.3 m的挡板,离箱体0.3～0.6 m距离处的速度降低,小于管口的速度,说明管口处的短路流由于挡板的存在而得到了控制,但管口处的速度相对于原结构有所降低,这是由于挡板对流体流动的阻力作用造成的.随着挡板长度的增加,挡板对流体流动的阻力不断增加,管口处水流速度降低,但相比原结构,改进结构3的管中部和底部的平均速度大幅提高,提高幅度在17%～254%.平均循环速度的提高将大大增加管中部和底部特别是底部的热交换效率,改进结构3的效率将明显优于原结构.

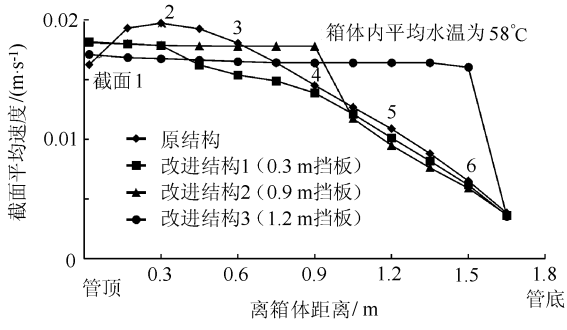


图7 具有改进结构的真空管内截面平均速度与原结构的比较

5 结 论

本文建立了全玻璃真空管型太阳热水器的CFD模型,与文献实验结果对比表明该模型是可靠的.模拟结果表明:在离箱体0.02～0.3 m处存在短路流,短路流的存在使得热流体未进入箱体完成换热过程便随冷流体返回真空管;由于冷流体在沿管壁下降过程中不断被加热,未到达管底

部便被管壁上部的上升流带走,因此流体循环速度沿真空管从上到下逐渐降低;当箱内温度达到91～95℃时流体湍流度增加,靠近箱体的管内出现了若干涡流;涡流的存在造成了管内冷热流体的混合,对换热过程不利.在管内安置引流挡板将抑制涡流、确保管内有序的对流换热流动,安装长度为 1.2 m 的挡板将大大提高管中部和底部的流体循环速度,提高换热效率.本文的研究是对真空管型太阳热水器结构设计方法的有益尝试,研究结果有助于深入了解对流换热过程的机理,对全玻璃真空管型太阳热水器的结构优化具有指导意义.

参考文献(References)

[1] 艾宁,樊建华,计建炳. CFD-PIV 流场分析技术应用于太阳热水系统的研究进展[J].化工进展, 2007, 26(4):513－518
Ai Ning, Fan Jianhua, Ji Jianbing. Overview of CFD and PIV application in investigation of solar thermal systems[J]. Chemical Industry and Engineering Process, 2007, 26(4): 513－518(in Chinese)

[2] Harding G L, Yin Z. Thermosyphon circulation in solar water heaters incorporating evacuated tubular collectors and a novel water in glass manifold[J]. Solar Energy, 1985, 34(1): 13－18

[3] Morrison G L, Budihardjo I, Behnia M. Measurement and simulation of flow rate in a water-in glass evacuated tube solar water heater[J]. Solar Energy, 2005, 78(3): 257－267

[4] Morrison G L, Budihardjo I, Behnia M. Water in glass evacuated tube solar water heaters[J]. Solar Energy, 2004, 76(1－3): 135－140

[5] Hollands K G, Lightsone M F. A review of low-flow, stratified-tank solar water-heating systems[J]. Solar Energy, 1989, 43(2): 97－105

[6] Consul R, Rodriguez I, Perez Segarra C D, et al. Virtual prototyping of storage tanks by means of three dimensional CFD and heat transfer numerical simulations[J]. Solar Energy, 2004, 77(2): 179－191

(责任编辑:刘登敏)

(上接第 1194 页)

4　结　论

从计算结果看出,本文采用的计算模型和计算方法能很好模拟空化流动,计算结果与实验结果相一致.在计算空化流动的基础上,本文还计算了空化流动的尾迹,探讨了超空化现象.对于本文的算例,在空化数 $\sigma<0.1$ 的情况下会形成超空化.本文工作为进一步开展超空化流动的三维数值模拟奠定了基础.

参考文献(References)

[1] Chen Y, Heister S D. A numerical treatment for attached cavitation flows[J]. Journal of Fluids Engineering, 1994, 116: 613－618

[2] Deshpande M, Feng J, Merkle C L. Numerical modeling of the thermodynamic effects of cavitation[J]. Journal of Fluids Engineering, 1997, 119: 420－427

[3] Delannoy Y, Kueny J L. Cavity flow predictions based on the Euler equations[J]. ASME Cavitation and Multi-Ohase Flow Forum, 1990, 109: 153－158

[4] Chen Y, Heister S D. Modeling hydrodynamic nonequilibrium in cavitating flows[J]. Journal of Fluids Engineering, 1996, 118: 172－178

[5] Kubota A, Kato H, Yamaguchi H. A new modeling of cavitating flows: a numerical study of unsteady cavitation on a hydrofoil section[J]. J Fluidsmech, 1992, 240: 59－96

[6] Merkle C L, Feng J, Buelow P E O. Computational modeling of the dynamics of sheet cavitation[C] // 3rd International Symposium on Cavitations. Grenoble, France: [s. n.], 1998

[7] Kunz F R, Boger A D, Stinebring R D, et al. A preconditioned Navier-Stokes method for two-phase flows with application to cavitation prediction[R]. AIAA-99-3329, 1999

[8] Buelow P E O, Venkateswaran S, Merkle C L. Grid aspect ratio effects on the convergence of upwind schemes[R]. AIAA-95-0565, 1995

[9] Rouse H, McNown J S. Cavitation and pressure distribution, head forms at zero angle of yaw[D]. City of Ames: Engineering, Bulletin 32, State University of Iowa, 1948

(责任编辑:张　嵘)