文章编号：　1008-8857(2011)01-0055-06

螺旋套管换热器传热特性研究

朱　倩，徐之平，刘友朋，郭鹏飞

（上海理工大学　能源与动力工程学院，上海　200093）

摘　要：　根据螺旋套管换热器的结构特点及传热特性，建立了水—水蒸气的流动与传热的三维几何模型。利用 Fluent 对不同工况下的螺旋套管进行了数值模拟，得出了湍流状态下螺旋套管内流体的温度场、速度场和压力场；利用搭建的螺旋套管换热器试验台，得出多种工况下的传热系数，为螺旋套管换热器的设计计算提供了依据。同时将试验结果和数值模拟结果进行对比分析，验证了数值模拟的正确性。

关键词：　螺旋套管换热器；传热；数值模拟；试验研究

中图分类号：　TK172　　**文献标识码：**　A

近年来，随着工业的发展，节能和环保问题已经越来越受到关注。而螺旋套管由于其独特的结构特性、高效的传热效率和二次流等特点[1]，在化工、动力等行业得到了广泛的应用。国内外关于螺旋套管的研究很多，一些学者对螺旋套管的研究从理论到实际都有了很大的突破，但研究主要集中在气—水、水—制冷剂等方面，通过试验研究和数值模拟得出相应工况下的摩擦阻力和传热系数关联式[2]。但是关于螺旋套管水蒸气—水换热的试验研究则很少涉及，而水蒸气由于潜热很大，是一种很好的传热介质，因此本文通过对不同工况下的螺旋套管进行水蒸气—水试验和数值模拟，并且对两者结果进行比较，验证了数值模拟的正确性。

1　螺旋套管换热器数值模拟

螺旋套管是用滚轧扭曲加工的方法将光滑直管加工成各种螺旋形异形管。由于试验研究不能详尽描述和观察到螺旋套管内真实的流体流动状态，近年来，国内外学者将数值模拟方法广泛用于螺旋套管换热器的研究分析。

1.1　物理问题及数学模型

1.1.1　物理问题

本文研究的螺旋套管换热器的几何尺寸如表 1 所示。内部为滚轧扭曲后螺旋铜管，外部为光滑铜管。螺旋铜管上部为进口，下部为出口。光滑铜管为侧面下进上出，管外壁用保温材料进行隔热。

收稿日期：2010-12-20

作者简介：朱　倩(1985-)，女(汉)，硕士研究生，zhuqian-111@163.com

表 1 换热器芯体尺寸

Table 1 Core size of the heat exchanger mm

管长	螺距	槽深	槽宽	管子内径	管子外径
320	40	3.8	4.0	22	28

1.1.2 数学模型

螺旋管管内流体为水蒸气，管外流体为水，其属于典型的对流—导热—对流耦合传热问题。由于螺旋套管材料为铜，其导热系数很大且管壁很薄，因此可以忽略管壁热阻，从而模型可简化为对流—对流耦合传热问题。

为了分析问题方便，对螺旋管外的流动与换热进行如下假设：① 管外流动为稳定流动；② 管外流动介质水为不可压缩流体；③ 忽略体积力和粘性耗散。因而，该三维、稳态、不可压流体换热问题的控制方程为[3]

质量守恒方程

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{1}$$

动量守恒方程

$$\frac{\partial(uu)}{\partial x}+\frac{\partial(vu)}{\partial y}+\frac{\partial(wu)}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial(uv)}{\partial x}+\frac{\partial(vv)}{\partial y}+\frac{\partial(wv)}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \tag{3}$$

$$\frac{\partial(uw)}{\partial x}+\frac{\partial(vw)}{\partial y}+\frac{\partial(ww)}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+\nu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \tag{4}$$

能量守恒方程

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

式中，ν 为流体的运动粘度，$m^2\cdot s^{-1}$；u、v、w 分别为 x、y、z 方向的速度，$m\cdot s^{-1}$；x、y、z 为笛卡尔坐标，m；ρ 为密度，$kg\cdot m^{-3}$；p 为压力，Pa；T 为热力学温度，K；a 为热扩散率，$m^2\cdot s^{-1}$。

1.2 变流量的数值模拟

（1）计算方法与边界条件

根据以上物理问题的数学模型，应用 SOLIDWORKS 进行几何建模、网格划分及边界类型设定，应用 FLUENT 软件进行计算求解[4]。采用有限体积法对计算区域作离散化处理。动量和能量方程离散采用二阶迎风格式，离散方程求解采用分离隐式算法，压力和速度耦合采用 SIMPLE 算法。计算流体采用速度和温度入口边界条件；出口采用压力出口边界条件。内管壁为对流—对流耦合，外管壁为绝热。

（2）数值模拟结果分析

通过对螺旋管内的流动与换热的数值模拟，可得到其管内温度场、速度矢量场和压力场。本文仅列出入口流速为 0.2 $m\cdot s^{-1}$ 时中心截面处的温度场、速度矢量场和压力场，如图 1~图 3 所示。其它工况的规律与此相同。

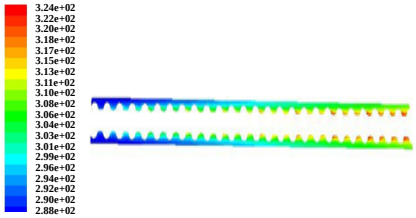


图 1　螺旋套管中心截面处的温度场

Fig. 1　Temperature fields on the cross section of the spiral casing heat exchanger

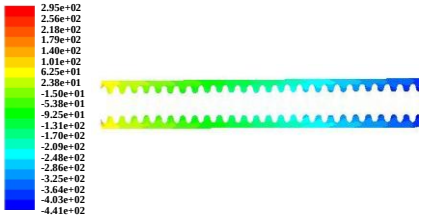


图 2　螺旋套管中心截面处的压力云图

Fig. 2　Pressure fields on the cross section of the spiral casing heat exchanger

由图 1 可以看出，由于管壁温度高于流体温度，因此流体被加热，沿着流动方向流体温度逐渐增高，而在径向方向则存在较大的温度梯度，这是由于外部流体被壁面加热后导热起主导作用。

由图 2 可以发现，沿着流动方向，压力呈下降趋势，到螺旋槽出口时为最低。近壁面处压力相对于管中心处压力稍高，这是因为近壁面处受粘性力作用而引起的流速较低；而中心处流速较高，压力较低。

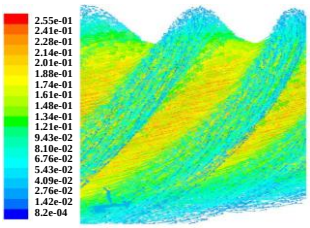


图 3　螺旋套管速度矢量场图

Fig. 3　Velocity vector field of the spiral casing heat exchanger

由图 3 可以看出，螺旋管内流体的流动存在非常明显的沿管的螺旋流动，这是螺旋管换热明显优于光管的主要原因。另外，螺旋管的轮廓边缘对管中心也能起到扰动作用，这也起到了强化换热的作用。

水侧变工况数值模拟结果及经计算整理得到的数据如表 2 所示。

表 2　变流量数值模拟结果

Table 2　Numerical results at different water flow

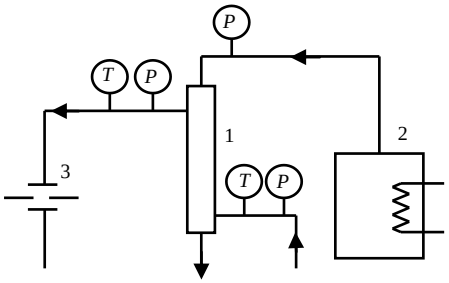
工况	流速 /(m·s^{-1})	进口温度 /K	出口温度 /K	雷诺数 *Re*	换热系数 /(W·m^{-2}·K^{-1})	努赛尔数 *Nu*	进出口压差 /Pa
1	0.08	288.57	347.82	1 141.3	3 341	37	255
2	0.13	288.82	340.62	1 673.7	5 500	61	773
3	0.18	288.39	330.72	1 837.3	7 506	83	1 105
4	0.20	288.49	326.97	1 954.7	8 116	90	1 293
5	0.23	288.56	323.32	2 180.8	9 722	108	1 794
6	0.30	288.29	320.79	2 889.0	1 271	141	3 050

表 2 的数据表明，随着入口流速的增大，进出口压差随之增大，且对流换热系数 h 及努赛尔数 Nu 也增大。因而，随着流速的提高，流体的热交换速率增强，进出口压差变大。

2 试验研究与数值模拟对比分析

2.1 试验系统及试验数据

本试验系统如图 4 所示。试验系统主要由电加热锅炉、螺旋套管换热器、转子流量计等组成。其工作流程为：来自电加热锅炉的水蒸气与螺旋管换热器外侧的水逆流换热。采用称重法测量水蒸气流量(在一定时间内测量水蒸气、凝结水质量)，采用压力表测量水蒸气压力；水侧采用热电堆测量进出口温差，进口温度采用 Pt100 热电阻测量，水流量采用转子流量计测量，水阻采用电子式差压计测量。当系统各参数处于稳定状态时进行数据采集。数据经整理后如表 3 所示。



1–螺旋套管换热器; 2–电加热锅炉; 3–转子流量计

图 4 试验系统图

Fig. 4 Schematic of the experimental setup

表 3 试验数据

Table 3 Experimental data

工况	水侧					水蒸气侧		热平衡误差 /%	传热系数 /(W·m^{-2}·K^{-1})
	进口温度 /℃	出口温度 /℃	质量流量 /(kg·s^{-1})	吸热量 /kW	阻力 /kPa	质量流量 /(kg·s^{-1})	放热量 /kW		
1	15.3	75.6	0.022	5.59	280	0.00258	5.86	4.76	4 200
2	15.4	66	0.035	7.35	830	0.00317	7.20	−2.13	4 815
3	15.23	61	0.047	9.07	1 200	0.00407	9.24	1.84	5 150
4	15.6	55	0.052	8.67	1 350	0.00410	9.31	7.13	5 489
5	15.8	52.5	0.064	9.85	1 950	0.00451	10.22	3.71	5 957
6	15.1	51.9	0.080	12.44	3 200	0.00601	13.62	9.13	7 484

2.2 试验结果分析

螺旋套管换热性能的好坏主要从两个方面来评价，即传热系数和压降。由图 5 可知，螺旋套管的传热系数很大，高达 8 000 W·m^{-2}·℃$^{-1}$，而常用水—水套管式换热器的传热系数为 1 700~3 000 W·m^{-2}·℃$^{-1}$。其主要原因是：螺旋套管管壁的螺旋能起到双边强化换热的作用，流体在管内既有沿轴向的流动，也有沿着螺旋旋转流动，产生局部二次流，即：由于离心力作用使得管道中心部分速度较高；而管壁处的流体由于离心力较小，加剧了近壁面处流体与中心流体的混合，增大了湍流强度，使传热系数增大[6]。

由图 5 和图 6 可知，雷诺数 *Re* 对螺旋套管换热器的性能影响较大。当 *Re* 增大时，传热系数也随之增大，但压降Δ*p* 上升，因此在选择螺旋套管换热器时，要根据实际情况，综合各方面因素，选择恰当的换热器，满足换热器的传热性能与经济性能要求。

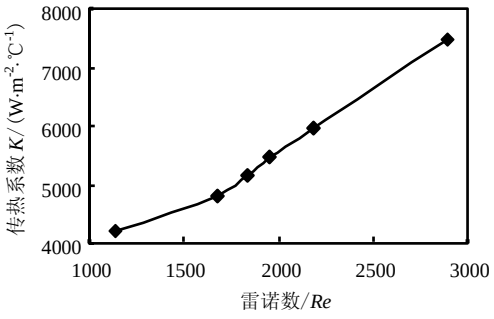


图 5　总传热系数 *K* 与雷诺数 *Re* 的关系

Fig. 5　Total heat transfer coefficient *K* versus Reynolds number *Re*

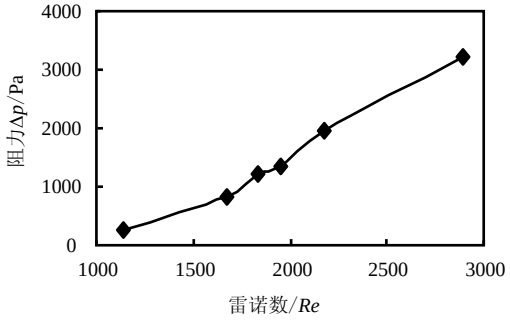


图 6　阻力Δ*P* 与雷诺数 *Re* 的关系

Fig. 6　Pressure drop Δ*P* versus Reynolds number *Re*

2.3　试验与数值模拟结果对比分析

对所列试验数据与数值模拟结果进行对比，可得：

（1）对于水进出口温差而言，数值模拟结果与试验结果的相对误差在 10%以内，如：水速为 0.2 m·s^{-1} 时，数值模拟值为 38.58℃，试验值为 42.1℃，两者相差 8.4%。

（2）对于水侧压降而言，数值模拟结果与试验结果的相对误差也在 10%之内，如：水速为 0.2 m·s^{-1} 时，数值模拟值为 1 293 Pa，试验值为 1 350 Pa，两者相差仅为 4.2%。

3　结论

（1）本文采用螺旋套管换热器水蒸气—水试验台，对不同工况下的螺旋套管进行了管内流动和换热的试验研究，热平衡误差小于 10%，满足工程应用要求。

（2）试验数据和数值模拟结果的对比表明，冷流体出口温度和进出口压差均在 10%内，说明数值计算模型选取正确，边界条件设定合理，数值模拟结果可靠。

参考文献:

[1]　孔 戴, 彭晓峰, 杨 震. 螺旋管紧凑式换热器传热性能分析[J]. **热科学与技术**, 2008, **7**(2): 115−119.

[2]　朱建国, 仇性启. 螺旋管技术研究[J]. **工业加热**, 2004, **33**(1): 13−17.

[3]　陶文铨. **数值传热学**(第二版)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.

[4]　王福军. **计算流体动力学分析**——CFD **软件原理与应用**[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.

[5]　杨世铭, 陶文铨. **传热学**(第三版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.

[6]　崔海亭, 袁修干. 螺旋槽管综合性能的研究[J]. **石油化工设备技术**, 2001, **22**(5): 6−8.

Study on the heat transfer performance of a spiral casing heat exchanger

ZHU Qian, XU Zhi-ping, LIU You-peng, GUO Peng-fei

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Sci. & Tech, Shanghai 200093, China)

Abstract:　Based on the structure and heat transfer characteristics of the spiral casing heat

exchanger, a three-dimensional model for water-steam flow and heat transfer was established. A numerical simulation on the spiral casing heat exchanger under different working conditions was carried out by Fluent and we obtained the turbulent temperature, velocity and pressure fields in the heat exchanger. Experiments on the spiral casing heat exchanger were carried out to determine the heat transfer coefficient under different working conditions, which provides an important basis for design of spiral casing heat exchangers. Moreover, a comparative analysis was done between the numerical and the experimental results and the accuracy of the numerical simulation was thus proved.

Key Words: spiral casing heat exchanger; heat transfer; numerical simulation; experimental study

全球最大煤层气脱氧液化项目开工

2011 年 2 月 23 日，年处理原料瓦斯气(煤层气)总量 2.75 亿 m^3(折纯量为 1.1 亿 m^3)、年生产 9 100 万 m^3液化煤层气的全球最大瓦斯脱氧液化项目—重庆能源集团松藻瓦斯液化项目，在綦江安稳镇开工。

该项目由重庆能源集团松藻公司与香港中华煤气下属全资子公司易高环保投资有限公司共同投资兴建，项目建在綦江松藻矿区，应用最新的“含氧煤层气催化脱氧”技术，将瓦斯(含甲烷 40%左右)提纯(使甲烷含量达 98%以上)、冷却、液化。项目占地 200 余亩，总投资 5.2 亿元，年处理利用煤层气 1.1 亿 m^3(相当于每年减排 156 万 t 二氧化碳)，生产 9 100 万亿 m^3液化煤层气，是目前全球最大的瓦斯脱氧液化项目。

项目计划于 2011 年底建成投产。项目投产后，将为重庆提供新的清洁能源，在一定程度上改变重庆地区天然气现有供应格局，进一步缓解重庆用气难的状况。据初步测算，项目投入运营后可实现年销售收入 2.3 亿元，利润 5 700 万元。

2010 年国家统计公报发布

中华人民共和国国家统计局 2011 年 2 月 28 日发布了《中华人民共和国 2010 年国民经济和社会发展统计公报》，这份公报全面反映了 2010 年中国经济与社会发展成就。作为中国能源的支柱产业，2010 年全国原煤产量为 32.4 亿 t，比 2009 年的 30.5 亿 t，增加了 1.9 亿 t，同比增长 8.9%。2010 年煤炭出口 1 903 万 t，同比减少 15%，出口金额 23 亿美元，同比减少 5.2%，与 2009 年相比，出口降幅明显缩小。2010 年煤炭进口量 16 478 亿 t，同比增长 30.9%，进口金额 169 亿美元，同比增长 60.1%，与 2009 年相比，进口增幅也明显减小。

电力方面数据显示：2010 年全国发电量 42 065.4 亿 kWh，比 2009 年增长 13.2%。其中火电发电 33 301.3 亿 kWh，同比增长 11.6%，占总发电量的 79%。

钢铁方面数据显示：2010 年粗钢产量 62 695.9 万 t，同比增长 9.6%。钢材产量 79 775.5 万 t，同比增长 14.9%。钢材出口 4 256 万 t，同比增长 73%，进口 1 643 万 t，同比减少 6.8%。

2010 年水泥生产 18.8 亿 t，同比增长 14.4%。2010 年化肥产量 6 740.6 万 t，同比增长 5.6%。

初步核算，2010 年能源消费总量 32.5 亿 t 标准煤，比上年增长 5.9%。煤炭消费量增长 5.3%；原油消费量增长 12.9%；天然气消费量增长 18.2%；电力消费量增长 13.1%。全国万元国内生产总值能耗下降 4.01%。 (尹 航)