文章编号:1001-2060(2011)01-0048-05

肉表面烧结型多乳管的流动沸腾换热

韩 坤,刘阿龙,彭东辉,孙定芳

(上海化工研究院 化学工程及装备研究所,上海 200062)

摘 要:采用流动沸腾传热试验平台,研究了2m长铁基烧 结型内表面多孔管竖直管内流动沸腾传热特性,利用流动沸 腾传热学基本原理及公式计算了传热过程中的热通量、沸腾 传热系数及相关参数,并考察了过热度和流速对多孔管流动 沸腾传热性能的影响。结果表明:烧结型表面多孔管的流动 沸腾传热能力优于同条件下的光滑管,内表面沸腾传热系数 是同尺寸光滑管的1.6倍左右,沸腾所需的壁面过热度比光 滑管的低5℃左右,过热度和管内流速增大均可使得多孔管 的沸腾传热系数增大。同时分析了表面多孔管比光滑管传 热性能优良的原因。

关 键 词:烧结;多孔管;流动沸腾;传热

文献标识码: A 符号说明

A一管内截面积/m²;

中图分类号: TK175

d_i一传热管内径/m;

- F_n一第 n 号磁力驱动阀门, n = 1~23;
- F_t 一换热管的传热面积,本实验管内径 20 mm,有效传热长度为 1 910 mm,故 F_t = 0.120 m²;

K_m—总传热系数/kW・m⁻²・℃⁻¹;

- *m*──质量流量/kg•s⁻¹;
- P_{p1}、P_{p2}一换热器管程进口、出口压力/Pa;
- P_{s1} 、 P_{s2} 一换热器壳程进口、出口压力/Pa;
- Q一传热速率/kW;
- Q_i 一管内传热速率/kW;
- T_{pl} 、 T_{p2} 一换热器管程进口、出口温度/℃;

```
T_{p3}、T_{p4}一冷凝器管程进口、出口温度/℃;
```

- T_{s1} 、 T_{s2} 一换热器壳程进口、出口温度/℃;
- $T_{w1} \sim T_{w8}$ 一换热器传热管外壁温度,共8个/℃;
- T_{s4} 一蒸发器内蒸汽温度/℃;
- T_{sat} 一相应压力下,水的饱和蒸汽温度/℃;

```
u一管内流速/m•s<sup>-1</sup>;
```

```
V_2一管程体积流量/m<sup>3</sup> · h<sup>-1</sup>;
```

```
V3-壳程体积流量/m<sup>3</sup>•h<sup>-1</sup>;
```

```
\alpha_i一换热管内表面传热系数/kW・m<sup>-2</sup>・℃<sup>-1</sup>;
```

- ρ 一相应沸点下的液相密度/kg•m⁻³;
- γ一相应沸点下的汽化潜热/kJ•kg⁻¹;

ν─液相介质下的动力黏度/Pa•s;

Re-雷诺数。

引 言

多孔表面管是 20 世纪 60 年代末发展起来的一种强化传热管,可明显的强化沸腾换热,它不仅能在小温差下保持核态沸腾,而且具有高的临界热流密度和良好的抗垢能力等优点^[1-4]。多孔表面对水、氟利昂、液氮、乙醇、苯和烯烃类等多种工质的沸腾换热均有显著强化作用,故又将其称为高通量换热表面。美国联合碳化物公司林德分公司曾将烧结型多孔管(High Flux Tubing)技术用于 C₂ 分离设备的冷凝器和再沸器,仅用 1.9 m² 的该多孔表面即可有效地代替 13.9 m² 的光滑表面,使传热面积减少86%^[5];九江石油化工总厂气体分馏装置丙烯塔顶冷凝 - 蒸发器应用喷涂型多孔涂层管后,总传热系数也能提高一倍^[6]。

目前,对于多孔管管内竖直流动沸腾的研究较 少,杨冬等人对垂直上升多孔表面管内高沸点有机工 质异丙苯的强化流动沸腾换热与阻力特性进行了实 验研究^[8],结果表明多孔表面管在强化换热的同时, 并没有使阻力增加很多;陈振兴和蔡祺凤研究了 300 mm 长多孔管在常压下以水为工质的传热性能^[9],并 论证了其用于氧化铝工业中的可能性。现代工业用 水量逐年增大,存在沸腾相变的换热器体型均较为庞 大,相变过程中存在着大量的能源损失,急需解决。 本研究在自主开发的钢管基体内表面烧结合金粉末 多孔层低温烧结工艺的基础上,进行了铁基粉末多孔 管的管内竖直流动沸腾传热性能评价实验。

1 实验装置及实验过程

过冷液体在一根均匀加热的垂直长管中向上流 动时,当热流密度不过高且液体沿管长全部蒸发时,

收稿日期:2010-03-12; 修订日期:2010-04-23

基金项目:上海市经委重大装备专项基金资助项目(ZX08058);上海市科委节能减排基金资助项目(09dz1203200) 作者简介:韩 坤(1983-),男,山东新泰人,上海化工研究院硕士研究生.

则沿管长的流型以及相应传热方式的变化从下向上 依次可分为液体单相传热、过冷沸腾、饱和气泡状沸 腾、流动液膜蒸发、缺液区、湿蒸气强制对流及过热 蒸汽强制对流6个区域^[7]。本实验采用圆管进行竖 直管内流动沸腾传热性能的测试,在同等条件下对 烧结型表面多孔管和光滑管进行对比试验。多孔管 的基体尺寸为 φ25 × 2.5 mm, 多孔层厚 0.3 mm, 当 量半径 65 µm, 孔隙率为 60%, 其宏观与微观结构 如图1和图2所示。主要考察两者在较低过热度下 的管内流动沸腾传热能力,并测试了流速对多孔管 传热性能的影响。实验装置采用多功能传热实验系 统,该实验系统基本上覆盖了现在所有换热设备的 换热流程及工况,主要由蒸发器、套管换热器、冷却 器和测量装置等4大部分组成,同时允许用户通过 使用计算机中的 MCGS(Monitor and Control Generated System,监视与控制通用系统)组态系统对试验 进行全程控制与调节。



图1 内表面多孔管形貌



图 2 多孔层扫描电镜(×100)

1.1 实验流程

本实验以水蒸气和液态水为传热介质,水蒸气 走壳程,作为加热介质,液态水走管程,作为沸腾介 质,研究不同流速下的管内多孔表面流动沸腾换热 特性,实验流程如图3所示。

蒸发器中的水由 16 根电加热棒(功率总为 20 kW) 加热至沸腾,产生的水蒸气作为热源,由管路经

阀门 F₁₁进入套管换热器壳程上部并与管内介质进 行换热,换热后由竖直换热管下部经阀门 F₄ 和疏水 泵回流至蒸发器进行循环。水箱中的水经由 20 kW 的电加热棒预加热至 90 ℃左右,经离心水泵和阀门 F₃ 进入多孔表面管,沸腾后由换热管顶部经阀门 F₁₄流入冷凝器冷凝,冷凝水经阀 F₂₁回流至水箱,从 而实现了套管换热器内竖直方向上的逆流换热。



图3 竖直管内流动沸腾传热实验流程

实验过程中,壳程回路压力变化范围为0.1~ 2.5 MPa(表压),温度变化范围为120~135℃。管 程回路中冷凝器与外界大气相通,保持常压,管内流 量控制在0.03 m³/h。

1.2 实验测量方法及参数记录

表面多孔管:实验中分别测量管程体积流量 V_2 =0.005、0.010、0.015、0.020 m³/h 4 种工况下的沸 腾换热数据。各工况下的数据记录从管程出口温度 T_{p2} 超过 100 °C 开始至 104 °C 左右结束。通过改变 磁力疏水泵的频率来调节泵转速,进而维持换热管 管壁温度处于较小变化范围内。

实验中需要测量的参数有: 套管换热器管程体 积流量 V_2 ; 进口温度 T_{p1} 和压力 P_{p1} ; 管程出口温度 T_{p2} 和压力 P_{p2} ; 换热器壳程进口温度 T_{s1} 和压力 P_{s1} ; 壳程出口温度 T_{s2} 和压力 P_{s2} ; 实验管壁温 $W_{11} \sim W_{18}$ 。 实验中体积流量 V_2 由 0 ~ 5 m³/h 的转子流量计测 量,温度由 T 型热电偶(铜-康铜) 测量,压力由 0 ~ 50 kPa 的压力传感器测量,所有测量数据均由组态 软件自动记录。

光管:由于此实验为表面多孔管的对比实验,故 其实验工况及参数纪录与表面多孔管完全一致。进 行光管实验时,尽量保证同一体积流量下的管壳程 进口温度 T_{p1}和 T_{p2}与表面多孔管实验时基本一致。

1.3 实验参数的处理方法及公式

(1) 传热速率 Q(kW) 及热流密度 q_m(kW/m²):

$$Q = Q_{i} = m\gamma + mC_{p}\Delta T \approx \rho V_{2}\gamma \tag{1}$$

$$q_{\rm m} = \frac{Q}{F_{\rm t}} \tag{2}$$

(2) 管程内流速 u(m/s) 及雷诺数:

$$u = \frac{V_2}{3600A} \tag{3}$$

$$R_{\rm e} = \frac{ud_{\rm i}}{v} \tag{4}$$

(3) 总传热系数及内表面沸腾传热系数:
 总传热系数 K_m(kW/(m² • ℃)):

$$K_{\rm m} = \frac{Q}{\Delta T_{\rm mt} F_{\rm t}} = \frac{q_{\rm m}}{\Delta T_{\rm mt}} \tag{5}$$

其中传热温差 ΔT_{mt}由换热器管壳程介质进出 口温度确定,计算式为:

$$\Delta T_{\rm mt} = (\,\mathrm{d}T_{\rm t1} - \mathrm{d}T_{\rm t2})\,/\mathrm{ln}\,\frac{\mathrm{d}T_{\rm t1}}{\mathrm{d}T_{\rm t2}} \tag{6}$$

$$dT_{11} = T_{s1} - T_{p1}, dT_{12} = T_{s2} - T_{p2}$$
(7)
内表面沸腾传热系数 $\alpha_{:}(kW/(m^2 \cdot C)):$

$$\alpha_{i} = \frac{Q}{\Delta T_{mi}F_{t}} = \frac{q_{m}}{\Delta T_{mi}}$$
(8)

其中, 传热温差 ΔT_{mi} 由换热器管壳程介质进出 口温度确定, 计算式为:

$$\Delta T_{\rm mi} = (\,\mathrm{d}T_{\rm i1} - \mathrm{d}T_{\rm i2}) \,/\mathrm{ln} \,\frac{\mathrm{d}T_{\rm i1}}{\mathrm{d}T_{\rm i2}} \tag{9}$$

$$dT_{i1} = T_{wt1} - T_{p1}, dT_{i2} = T_{wt8} - T_{p2}$$
(10)

(4) 壁面过热度:

实验中的壁面温度取整管段的8个点温度平均 值,即:

$$\begin{split} T_{\rm w} - T_{\rm sat} = (\ T_{\rm wt1} + T_{\rm wt2} + T_{\rm wt3} + T_{\rm wt4} + T_{\rm wt5} + T_{\rm wt6} + \\ T_{\rm wt7} + T_{\rm wt8}) \ / 8 - T_{\rm sat} \end{split} \tag{11}$$

2 实验结果及讨论

本实验对水在光滑管中的竖直流动传热研究, 将实验结果与文献 [10]的 chuichill 和 chu 关系式比 较,其最大误差不超过 ± 10%,表明该实验系统所测 量的结果可靠。

试验进行了管内95℃进水,出口100℃的传热研究,对比分析了表面多孔管与光滑管的性能。

2.1 传热特性曲线对比

图 4 为烧结性内表面多孔管和光滑管热流密度 q_m 随管壁温度的变化曲线,从图中可以看出,两者 的热流密度均随管壁温度的升高而升高,且两者的 变化趋势相似,但是表面多孔管在114~117℃的壁 面温度下即可进行沸腾传热,而光滑管却只能在大 于119℃的壁面温度下沸腾,说明在同样的热流密 度下,烧结管可在较低的壁面温度下沸腾。



图4 传热特性曲线对比

2.2 流速 *u* 对沸腾传热系数 α_i 的影响

图 5 为管程体积流量 V_2 为 0.003 ~ 0.030 m³/ h,内表面沸腾传热系数随雷诺数 Re的变化曲线,可 以看出随着雷诺数的增大,表面多孔管的沸腾传热 系数较光管逐渐增大,两者差别逐渐趋于恒定。在 雷诺数 Re = 500 时,表面多孔管与光管的总传热系 数比较接近,其值分别是 2.61 和 1.74 kW/(m² • °C),表面多孔管的内表面沸腾传热系数约是光 管的 1.50 倍;在雷诺数 Re = 1500 时,表面多孔管与 光管的沸腾传热系数差别已较大,其值分别是 8.66 和 5.34 kW/(m² • °C),表面多孔管的内表面沸腾 传热系数约是光管的 1.62 倍。



图5 流速对沸腾传热系数的影响

?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

2.3 不同流量下过热度对传热系数的影响

图 6 ~ 图 9 分别表示管内流量 V, 为 0.005、 0.010、0.015 和 0.020 m³/h 下管内沸腾传热系数 α_i 随壁面过热度 T_w - T_{st} 的变化曲线。从图中可以看 出,不同流量下管内沸腾传热系数均随过热度的增 大而增大,而且表面多孔管沸腾曲线的倾斜度均大 于同流速下的光滑管,说明表面多孔管对于温差的 变化比光滑管更为敏感;图中还可看出,表面多孔管 在约14~17℃的过热度下沸腾传热即可进行,而光 滑管却只能在过热度超过约19℃之后才开始沸腾 传热,说明在同样的热流密度下,烧结管在较低的过 热度下即可沸腾,同时表面多孔管沸腾所需过热度 均低于光滑管5℃左右。在相同的过热度变化范围 内,流速越大,多孔管与光滑管的沸腾传热系数越 大,但多孔管沸腾系数均高于光滑管;同时随着流速 的增大,多孔管与光滑管的沸腾传热系数曲线斜率 基本不变,并且多孔管的沸腾系数曲线斜率始终大 于光滑管的曲线斜率。



图 6 流量 V₂ = 0.005 m³/h 时过热 度对沸腾传热系数的影响



3.7 3.5 3.5 3.3 $\stackrel{-}{\overset{-}{\overset{-}{\overset{-}{\overset{-}}}}}$ 3.3 $\stackrel{-}{\overset{-}{\overset{-}{\overset{-}}}}$ 3.3 $\stackrel{-}{\overset{-}{\overset{-}{\overset{-}}}}$ 3.3 $\stackrel{-}{\overset{-}{\overset{-}{\overset{-}}}}$ 2.9 2.7 2.5 14 16 18 20 22 24 T_{u}/C

图 8 流量 V₂ = 0.015 m³/h 时过热 度对沸腾传热系数的影响



图 9 流量 V₂ = 0.020 m³/h 时过热 度对沸腾传热系数的影响

通过气泡动力学的研究,我们知道单个气泡的 生长过程分为以下5个阶段: 气泡生成、初期长大、 中期长大、中止长大以及可能的萎缩。即使在光滑 表面上气泡也是在加热表面上某些微小的凹坑和细 微裂缝处成核。多孔管表面本身所具有的内凹型和 内部连通的表面结构便成为气泡成核的理想胚胎, 这种成核模型可用捕捉机理来解释:多孔表面具有 的大量内凹穴可产生大量气泡核心,气泡的发射频 率较高也较连续,因为一方面大气泡脱离多孔表面 后,新的气泡核心被截留在凹穴中,可以不间断的产 生大量气泡,气泡发射频率高,带走的热量多,因此 换热效率就高;另一方面脱离的气泡在管子表面形 成蜂窝状气柱流型,减小了层流层的厚度,从而明显 地强化了传热。该实验所用的表面多孔管具有较多 的微孔,使液体沸腾主要发生在微孔内而非管壁上, 从而沸腾传热的真实面积远大于光管表面积,并且 由于孔穴内液膜极薄,导致了沸腾温差相同时,表面 多孔管的沸腾传热膜系数高于光滑管的传热膜系

数。但是由于多孔层结构参数存在着最佳的孔穴直 径,它随液体的物性、热流密度和多孔层的形状而变 化,高表面张力和高导热系数的液体(如水)需采用 较大的孔穴直径,而烯烃类和制冷剂等低表面张力 和低导热系数的液体则适用较小的孔穴直径;同时 考虑到试验管较长,沸腾段所受的干扰因素较多,因 此在以水为介质的实验条件下,表面多孔管较光滑 管的沸腾传热能力并非相当明显,但仍然表现不错。

3 结 论

本实验在常压下以水为工质,以钢材 Q235 为 基体,以铁粉为烧结用金属粉末,研究了2m长烧结 型表面多孔管的流动沸腾传热性能,通过实验观察 和结果分析,得到以下结论:

(1)多孔表面人为地形成了大量的理想汽化核 心,使溶液在沸腾温差较小时即提前进入沸腾状态。 本实验中表面多孔管内水开始沸腾的温差为14℃, 较光滑管的沸腾温差低5℃左右;

(2)在本实验的沸腾温差范围内,表面多孔管的沸腾传热膜系数约为光滑管的1.6倍,而在相同热通量下,表面多孔管的沸腾温差仅为光滑管的0.75倍左右;

(3)流速增大均可强化沸腾传热系数,在这一点上,多孔管比光滑管变化更为明显;在相同的过热度

变化范围内,高流速下的多孔管沸腾传热性能好于低 流速下多孔管性能,但均优于同条件下的光滑管。

参考文献:

- [1] 刘阿龙,徐 宏,金 伟,等. 烧结型多孔管在 NaCl 溶液中的 传热与结垢特性[J]. 华东理工大学学报, 2009,35(2):317 -323.
- [2] 刘阿龙,徐 宏,王学生,等.复合粉末多孔表面管的沸腾传热
 [J]. 化工学报,2006,57(4):726-730.
- [3] JANUSZ T, CIEŜLIÑSKI. Nucleate pool boiling on porous metallic coatings [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2002, 25 (7): 557 - 564.
- [4] BERGLES A E, CHYU M C. Characteristics of nucleate pool boiling from porous metallic coatings [J]. Journal of Heat Transfer, 1982, 104(2): 279 – 285.
- [5] WETT T. High-flux heat-exchange surface allows area to be cut by over 80% [J]. The Oil and Gas Journal, 1971, 69(52):118 – 120.
- [6] 陈文造. 铝多孔表面管冷凝 蒸发器的应用 [J]. 石油化工设 备技术, 1993, 14(4): 7-10.
- [7] 徐济筠. 沸腾传热和气液两相流 [M]. 北京: 原子能出版 社, 2001.
- [8] 杨 冬,李永星.多孔表面管内高沸点工质的强化流动沸腾换 热与阻力特性[J].化工学报,2004,55(10):1631-1637.
- [9] 陈振兴,蔡祺凤. 多孔表面管内高沸点工质的强化流动沸腾换 热与阻力特性[J]. 化工学报, 2004, 55(10): 1631-1637.
- [10] 鲁钟琪.两相流与沸腾传热[M].北京:清华大学出版 社,2002.

(编辑 陈 滨)

H级燃气轮机的额定输出功率增加到 375 MW

据《Gas Turbine World》2009 年 9~10 月号报道, Siemens Energy 已在 Vohburg 附近的 Irsching4 号电站成 功完成了先进的 50 Hz SGT5-8000H 燃气轮机的试运行。

经过1500 h 试运行(其中1200 h 为全负荷下运行)和评定测量性能数据以后, Siemens 修订了发动机额定输出功率 340 MW, 使它升高到 375 MW。在线试验也证实在 ISO 条件下简单循环效率可达到 40%。

H级发动机简单循环性能的确认为扩大到联合循环运行铺平了道路,联合循环装置总的输出功率将达到 570 MW。

SGT5-8000H的特色是一个简化的设计,结合有空气冷却、先进的燃烧部材料和改进的冷却空气密封,减 少了功率损失。该发动机可以更快地启动和循环,以应对不断变化的负荷要求。同时具有可增加调节裕度, 以便在部分负荷下可高效和低排放的运行。

Siemens 预期 SGT5-8000H 燃气轮机的联合循环装置的效率将超过 60%,并能相应的改进环保性能;与第一代先进的联合循环装置比较,它能使 CO₂ 排放量每年减少 45 000 t。

(吉桂明 摘译)

国标板管间隙对流动与传热的细观影响研究 = Study of the Microscopic Influence of the Tubesheet/Tube Clearance Stipulated by the National Standard on the Flow and Heat Transfer in a Shell and Tube Heat Exchanger [刊,汉] DONG Qi-wu, OUYANG Ke, LIU Min-shan, et al (Henan Provincial Key Laboratory on Process Heat Transfer and Energy Savings, Zhengzhou University, Zhengzhou, China, Post Code: 450002) // Jour-nal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1). - 36~40

To study the microscopic influence of the tubesheet/tube clearance stipulated by the national standard on the flow and heat transfer in a shell and tube heat exchanger, a periodic model for the shell side in the shell and tube heat exchanger was established by using software CFD and a numerical calculation was conducted. Analytic results show that when the tubesheet/tube clearance is less than and equals to the maximum clearance of 0.35 mm stipulated by the national standard for Grade I tube bundles, the scope influenced by the leakage flow from the clearance is very small. The flow of the fluid between the baffle plates approximates to an ideal transverse flow, thus a good heat transfer effectiveness can result. When the clearance under discussion is greater than and equals to the maximum clearance of 0.5 mm stipulated by the national standard for Grade II tube bundles, the vortex intensity caused by the leakage flow will become bigger and the flow of fluid between the baffle plates approximates to a longitudinal flow. As a result, the overall heat transfer performance of the heat exchange performance. The distance between the section at the back of the baffle plates, which has the worst heat exchange performance. The distance between the section and the baffle plates will increase with an increase of the Reynolds number and clearance. **Key words:** tubesheet/tube clearance, numerical simulation, heat transfer performance, leakage flow from a clearance

螺旋管内迪恩涡运动的数值模拟 = Numerical Simulation of the Dean Vortex Movement in a Spiral Tube [刊,汉]ZHAN Han-hui (College of Environmental Monitoring, Mining Industry University of China, Xuzhou, China, Post Code: 221116), ZHU Hui (College of Civil Works, Hunan University of Technology, Zhuzhou, China, Post Code: 412008) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2011, 26(1). – 41 ~ 47

Proceeding from the Navier-Stocks equation group under a helical orthogonal coordinate system and making use of Realizable $k - \varepsilon$ turbulent flow model and Simplec algorithm, a numerical simulation was performed of the flow in a straight tube and a spiral tube with different geometrical dimensions. The influence of the twisting rate τ , the ratio of the tube diameter and the curvature radius r/R, inlet speed v_i and the fluid viscosity on the Dean vortices in the spiral tube was studied comprehensively. The simulation results show that the change in the ratio of twisting rate and curvature may cause an offset in the maximum values of both axial and radial speed in the spiral tube and a change in the magnitude of the speeds. When the inlet speed is less than about 0.8 m/s, the radial speed and total pressure will ascend with an increase of the inlet speed. The enhancement of the fluid viscosity will cause an increase of the radial speed and total pressure and will be conducive to the formation of Dean vortexes. **Key words**: spiral tube, Dean vortex, numerical simulation

内表面烧结型多孔管的流动沸腾换热 = Flow Boiling-based Heat Exchange in an Inner Surface Sintering Type Perforated Tube [刊,汉] HAN Kun, LIU A-long, PENG Dong-hui, et al (Chemical Engineering and E-quipment Research Institute, Shanghai Academy of Chemical Industry, Shanghai, China, Post Code: 200062) //

Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1). - 48 ~ 52

By employing a flow boiling-based heat transfer test platform, studied were the flow boiling-based heat transfer characteristics of an iron-base sintering type perforated vertical tube. By using the basic theory and formula of flow boiling-based heat transfer, the heat flux, boiling heat transfer coefficient and related parameters were calculated and the influence of the superheated degree and flow speed on the flow boiling-based heat transfer performance of the perforated tube was investigated. The research results show that the flow boiling-based heat transfer capacity of the sintering type surface perforated tube is superior to that of a bare tube under the same condition and the inner surface boiling heat transfer coefficient is about 1.6 times of that of a bare tube in the same size. The surface wall superheated degree required for attaining the boiling is about 5 °C lower than that of the bare tube. Moreover, to increase the superheated degree and flow speed can both increase the boiling heat transfer coefficient of the perforated tube. In the meantime, the cause that the heat transfer performance of the surface perforated tube is better than that of the bare tube was also analyzed. **Key words**: sintering, perforated tube, flow boiling, heat transfer

适用于废热回收的相变蓄热装置数值模拟与实验研究 = Numerical Simulation and Experimental Study of a Phase Change Heat Accumulation Device Applicable for Waste Heat Recovery [刊,汉] WU Bin, XING Yuming (College of Aeronautical Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing, China, Post Code: 100191) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2011,26(1). – 53 ~ 57

Solid-liquid phase change latent heat accumulation technology constitutes an industrial waste heat recovery mode, which has extremely good prospects. Through a shell and tube heat exchanger, the phase change latent heat stored in the phase change material (PCM) by absorbing industrial waste heat was used for heating water, thereby realizing an industrial waste heat recovery and utilization. A two dimensional mathematical model for the shell and tube latent heat storage unit (LHSU) intensified by filling with high conductivity porous matrix was established and a phase change heat storage test was conducted simultaneously of a heat storage vessel being filled and one not filled with the porous matrix. The test results show that filling with the porous matrix can effectively improve the heat transfer performance of the PCM. The test data were in relatively good agreement with the calculated ones, having proved the validity of the calculation model. By making use of the model in question, a numerical calculation was performed of a heat storage system using three kinds of PCM (paraffin P116, stearic acid and palmitic acid). It has been found that the heat storage system using palmitic acid has the best thermal performance and can meet very well the design requirements for supplying daily used domestic hot water. The foregoing research findings can offer a definite guide for the design and performance optimization of heat storage systems. **Key words**: latent heat accumulation, waste heat recovery, porous matrix, phase change material, phase change heat accumulation system

基于 LS-SVM 的气液两相流含气率软测量 = Least Square Supportive Vector Machine(LS-SVM) -based Soft Measurement of the Gas Content in a Gas-liquid Two-phase Flow [刊,汉] LIU Ze-hua, GAO Ya-kui (First Aircraft Designing and Research Institute, Aviation Industry Corporation of China (AVIC), Xi'an, China, Post Code: 710089) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1). -58~62