

# 旋转热管搅拌桨反应釜传热性能的实验研究

刘宇轩, 范红途, 陈海军, 朱跃钊

(南京工业大学机械与动力工程学院, 江苏南京 211816)

**摘要:** 提出了一种旋转热管形式的反应釜装置, 旋转热管搅拌桨起到了搅拌和传热的作用, 能够取代传统反应釜中的换热元件和搅拌装置。通过对旋转热管反应釜的传热性能测试, 考察了反应釜内温度、旋转速度、冷却水流速以及热管充液量对热管传输功率、总热阻、总传热系数的影响。结果表明, 采用旋转热管能够有效的移除反应热, 反应温度为 85 °C, 转速为 200 r/min 的条件下传热功率能达到 1 kW。转速对旋转热管的传热性能有较大影响, 反应温度为 75 °C 时, 静止热管的热阻为 0.082 °C/W, 转速为 150 r/min 时热阻则降为 0.048 °C/W, 传热能力显著提升。此外充液量较小时热管热阻对转速的变化更敏感, 随反应温度的提升会大幅降低。

**关键词:** 旋转热管; 热阻; 旋转速度; 充液量; 实验研究

中图分类号: TK172.4 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.02.002

## 引言

在众多的传热元件中, 热管是人们所知最有效的传热元件之一<sup>[1]</sup>。它充分利用了热传导原理与相变介质的快速热传递性质, 通过热管将发热物体的热量迅速传递到热源外, 并具有均温的作用, 其导热能力超过任何已知金属。目前, 随着热管技术的快速发展, 热管已用于工业生产中的各个领域。旋转热管, 作为一种新型热管, 也在工业应用中崭露头角。随着研究的深入, 研究对象慢慢扩大到中、低速旋转热管。在这种情况下, 工质的回流是离心力和重力共同作用的结果, 在转速较低的情况下, 重力作用甚至还占主导地位<sup>[2]</sup>。

现有的搅拌式反应釜, 通常采用水冷夹套或者盘管来移除反应釜中的热量, 对于大型反应釜存在着反应物料径向均温性较差的问题。对于生物反应釜, 均温性对反应效率显得尤为重要, 同时内置换热元件也降低了反应釜的填装空间。

2011年, 印彩霞等人将旋转热管应用到生物反应釜中, 并进行了实验研究, 证明旋转热管能够移除反应热<sup>[3]</sup>。热管作为反应釜的搅拌部件的相关研究已经展开。但是, 单纯使用热管作为搅拌轴, 蒸发段换热面积小, 带走的热量少, 适用的场合极为有限。张红提出在主轴旁设置管状搅拌桨叶的结构, 用于将旋转热管和搅拌器结合<sup>[4]</sup>。综合现有的热管搅拌反应釜的研究, 发现目前研究通常在冷却段采用风冷进行冷却, 冷却效果差, 不能充分发挥热管的热携带能力, 同时热管和搅拌桨的结合能力较差, 通常只是将热管作为旋转轴而不是搅拌桨。

本研究考虑到上面的因素后, 开发了一种枝状旋转热管搅拌反应釜, 热管蒸发段的分叉充分利用旋转产生的离心力, 使流动具有确定性。在热管转速较低时, 工质受重力作用回流; 蒸发段的工质在重力和离心力的共同作用下回流。由于蒸发段的分叉能有效的利用离心力, 可以提高旋转热管的临界转速, 避免出现冷凝液粘滞, 回流不畅的问题。冷却段采用水冷夹套结构, 提高了热管传输功率, 同时可以通过对冷却水流量的调节, 控制反应釜的输出功率, 及时将反应热移出, 从而使反应温度恒定在最佳反应温度。为今后的旋转热管反应釜的大型化应用提供实验依据。

## 1 实验装置和实验方法

### 1.1 实验装置

实验装置如图 1 所示, 主要由反应釜筒体、电机、减速器、旋转热管、加热控温系统和冷却水系统构成。水冷夹套设有冷却水进口和冷却水出口。旋转热管由蒸发段、冷凝段和绝热段构成。冷凝段为光滑直管。蒸发段下部为枝状分叉结构, 由 3 根和

收稿日期: 2015-01-27; 修订日期: 2015-04-01

基金项目: 国家科技支撑计划项目(2014BAJ01B00, 2014BAJ01B06); 江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(CXLX13-410)

作者简介: 刘宇轩(1990-), 男, 安徽铜陵人, 南京工业大学硕士研究生。

轴呈 30° 的分支管均匀分布构成。旋转热管的具体尺寸如表 1 所示。冷凝段配套的水冷夹套内径为 120 mm, 长度为 310 mm。

表 1 旋转热管尺寸 (mm)  
Tab. 1 Dimensions of rotating heat pipe (mm)

	蒸发段	冷凝段	绝热段
长度	200	310	80
直径	20	25	25
管壁厚度	2	3	3

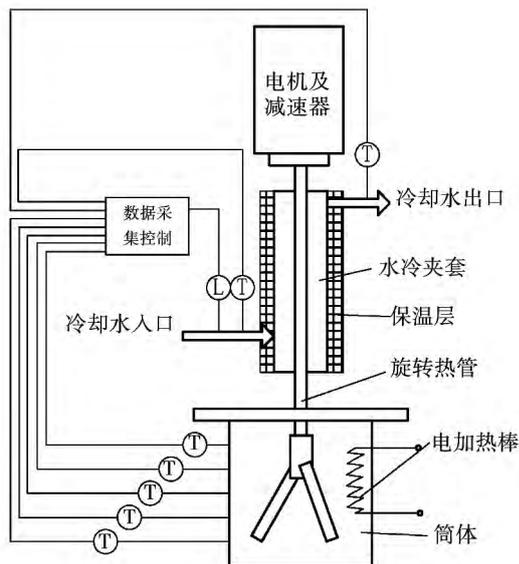


图 1 旋转热管搅拌桨反应釜结构简图  
Fig. 1 Schematic diagram of rotating heat pipe agitator reactor

### 1.2 实验步骤及方法

实验中, 旋转热管搅拌桨的蒸发段浸没于反应釜物料中。冷却段外布置有水冷夹套, 加热棒提供的热量用于加热反应釜中的物料, 模拟放热反应过程。热管的工质在蒸发段吸收热量, 将热量传递至冷却段, 再通过冷却水将热量带走。通过测量冷却水的进出口温差, 可以得到传热功率。

在不同的旋转速度和反应温度以及不同冷却水流量下对旋转热管进行传热试验研究, 并分析旋转速度、冷却水流速以及反应温度对热管传热的影响。

反应釜中采用水作为模拟介质, 采用加热控温装置来控制温度, 使得反应釜内温度分别保持在 55、65、75、85、95 °C。旋转速度分别取  $n = 30、60、90、120、150、180、210$  r/min, 实验时冷却水流量调节

为 20、40、60 L/h。通过设置在水冷夹套进出口的测温点, 记录冷却水入口温度和冷却水出口温度, 从而得到旋转热管的传热功率。

### 1.3 数据处理及理论分析

热管输出功率  $Q$ :

$$Q = (t_{out} - t_{in}) qC$$

式中:  $t_{out}$ —冷却水出口温度, °C;  $t_{in}$ —冷却水入口温度, °C;  $q$ —冷却水流量, kg/s;  $C$ —水的比热容, J/(kg·°C)。

热管总热阻  $R$ :

$$R = [t_0 - (t_{out} + t_{in}) / 2] / Q$$

式中:  $t_0$ —反应温度, °C。

旋转热管静止时, 冷却水在夹套内流动时的雷诺数:

$$Re = \frac{u\rho(d + D) / 2}{\mu}$$

式中:  $u$ —冷却水流速, m/s;  $\mu$ —冷却液体的粘度, Pa·s;  $d$ —热管冷凝段外径, m;  $D$ —水冷夹套内径, m;  $\rho$ —冷却水密度, kg/m<sup>3</sup>。

取 60 L/h 的流量计算, 水的物性取特性温度为 30 °C 时的值。计算得到  $\mu = 1.47 \times 10^{-3}$  m/s,  $Re = 133$ , 此时液体处于低速层流状态, 冷却夹套内的强制对流效果微弱, 液体受热自发流动效果相对显著。

在旋转的情况下, 求其旋转雷诺数<sup>[6]</sup>:

$$Re = \frac{\omega d^2 \rho}{\mu}$$

式中:  $\omega$ —热管旋转的角速度, rad/s。

转速 210 r/min 时, 冷却水取温度为 30 °C 时的物性, 计算得到  $Re = 8586$ 。当  $Re < 5 \times 10^4$  时, 为自然对流和强制对流共同作用, 此时的冷凝段外表面的对流换热系数为:

$$\alpha = 0.18 \frac{\lambda}{d} [(0.5 Re_2^2 + Gr) Pr]^{0.315}$$

对于蒸发段, 热管旋转以后, 考虑到旋转半径远大于热管分叉部分直径, 因此可以采用流体纵向冲刷管道的换热模型, 平均冲刷速度为:

$$u_0 = \frac{\omega d_{max}}{2}$$

式中:  $d_{max}$ —热管分叉处最大旋转直径,  $d_{max} = 0.256$  m。

蒸发段外表面对流换热系数为采用流体横向掠过直管的换热系数<sup>[9]</sup>, 流动状态近似看成错列 3 排的情况:

$$\alpha = 0.377 \frac{\lambda}{d} Re^{0.6} Pr^{0.4}$$

图 2 是热管总热阻的构成图,  $R_1$  为从热源到蒸发段外表面的热阻;  $R_2$  为蒸发段外表面到内表面的导热热阻;  $R_3$  为蒸发段内蒸发热阻;  $R_4$  为蒸汽从蒸发段到冷凝段流动时的传热热阻;  $R_5$  为凝结传热热阻;  $R_6$  为冷凝段内表面到外表面的导热热阻;  $R_7$  为冷凝段外表面到热汇的热阻,  $R_8$  为管壁的轴向导热热阻。

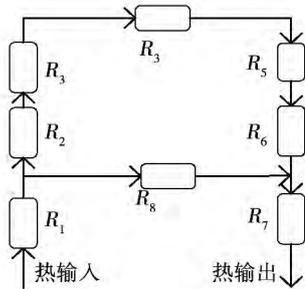


图 2 热管总热阻构成  
Fig. 2 Thermal resistance of heat pipe

其中, 由于蒸发段内蒸发热阻, 蒸汽从蒸发段到冷凝段流动时的传热热阻以及冷凝段的凝结传热热阻相对与  $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_6$ 、 $R_7$  较小, 固在计算中忽略。计算的总热阻:

$$R \approx R_1 + R_2 + R_6 + R_7$$

## 2 实验结果和讨论

### 2.1 冷却水流量以及转速对热管总传热热阻的影响

图 3 为反应温度 85 °C 时热管热阻随转速的变化曲线。从图中可以看出旋转速度对于热管传热的促进作用。低速旋转时, 旋转热管的工作状态接近一般的重力热管, 工质在蒸发段受热气化, 在冷凝段冷却回流。热管静置时, 反应釜内介质的热量通过自然对流的方式将至蒸发段外壁面, 再透过热管蒸发段金属壁, 传递给工质。当热管开始旋转时, 热阻骤然减小, 这是因为: (1) 热量从反应釜物料传递到热管外壁面的传热方式, 由自然对流变为强制换热, 减小了蒸发段热阻, 提升了对热管的能量输入; (2) 热管在输入热量较低时, 蒸发段的状态是间歇沸腾状态或者自然蒸发状态, 不能形成稳定的核态沸腾, 热阻较大。

随着热管转速的提高, 旋转热管进入稳定工作状态。当转速提高到 120 r/min 后, 热管热阻变化变缓。造成此现象原因是: (1) 随着热管转速的提升, 对流换热系数随  $Re$  的变化速度降低; (2) 热管内部的受热蒸发和冷凝回流状态已经稳定, 热管内部热阻减小变慢。

从图 3 中, 还可以发现冷却水流量降低, 热管热阻增加。这主要是因为, 冷却水流量降低, 冷端温度升高, 冷却水和反应釜之间的平均温差降低, 热管的热输入降低, 对于热管, 热输入的降低会导致热管热阻的降低。并且, 由于冷却水流量低, 冷却水平均温度高, 导致水冷夹套的对环境的热量散失变大。从而使得实验测得的数据略低于实际值。

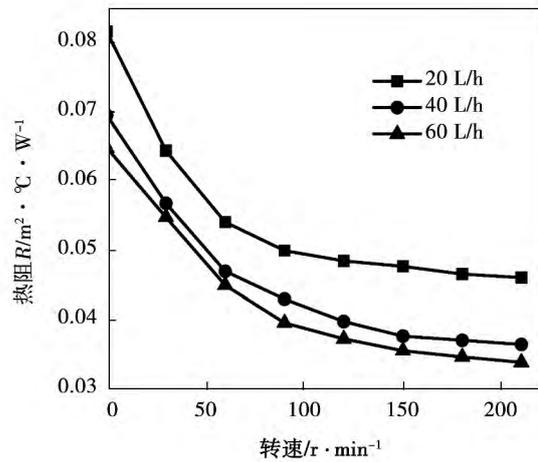


图 3 热阻随转速的变化曲线  
Fig. 3 Thermal resistance variation curves with rotating speed

### 2.2 实验值和理论值对比

图 4 为实验值和理论值之间的比较。实验条件为冷却水流量 60 L/min, 冷却水的定性温度为 30 °C。反应釜内温度 85 °C。从图 4(a) 可以看出两者变化保持一致, 随着转速的升高, 热阻降低。但是在转速 30 r/min 时, 理论热阻要高于实验测得的热阻, 这是由于: (1) 选择的传热模型在低转速条件下有误差; (2) 由于旋转产生的震动等因素, 实际的雷诺数会高于计算值, 使得热阻降低。在转速 210 r/min 时, 理论值低于实验值, 这是因为: (1) 此时热管热阻已经很低, 而在计算时忽略了部分热阻, 会对结果造成一定影响; (2) 随着转速的提升, 传输功率增大, 液体在壁面滞留的越多, 而这一部分透过液膜的热传递过程也未在计算中考虑。

考虑到误差情况 提出以下修正方法 即在低转速的情况下考虑震动及轴向流速对雷诺数的影响, 转速较高的时候考虑液膜热阻对传热的影响。

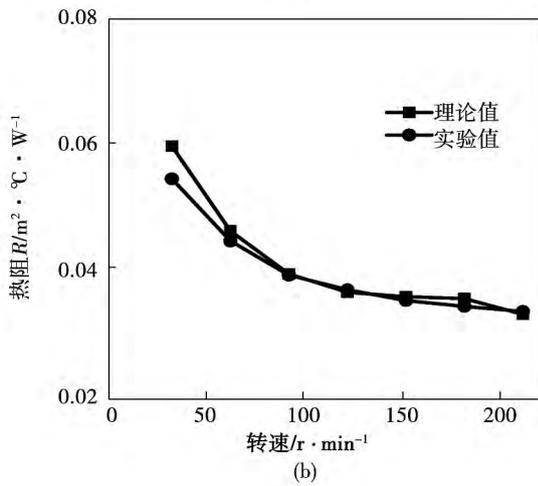
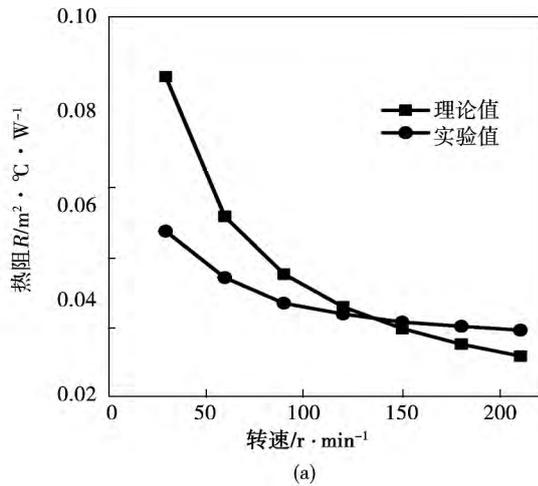


图 4 实验值和理论值

Fig. 4 Comparison of experimental and theoretical thermal resistances

(1) 雷诺数修正

在用近似模型理论计算时,忽略了夹套内冷却水的轴向流动,以及电机的震动等因素,这样会使得计算得到的雷诺数小于实际的雷诺数,特别是在转速较低的情况下,这样的影响更为显著。考虑到这些因素对实际流形的影响,此处提出雷诺数修正,修正系数 C 如表 2 所示。

表 2 修正系数

Tab. 1 Correction factors for different rotating speeds

转速 $n/r \cdot \text{min}^{-1}$	30	60	90	120	> 120
修正系数 C	2	1.5	1.3	1.1	1

$$Re' = CRe$$

式中:  $Re'$ —修正以后的雷诺数。

(2) 增加凝结液膜传递热阻的修正

在转速较高的情况下,实际雷诺数和计算出来的雷诺数较为接近,如表 2 中所示,当  $n > 210 \text{ r/min}$  时,  $C = 1$ 。此时,造成理论值偏离实际值的主要因素是凝结液膜的热阻。假设液体物性为常数,液膜内只存在热传导,当 210、180  $\text{r/min}$  时平均液膜热阻为  $0.05 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ , 150  $\text{r/min}$  时液膜平均热阻为  $0.02 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ , 较为符合实验结果。

从图 4(b) 中可以看出,在加入了雷诺数修正和液膜热阻以后,曲线和实验数据的吻合效果较好。

2.3 转速对热管传输功率的影响

热管传输功率和旋转速度之间关系的实验结果如图 5 所示。从图中可以看到随着转速的提升,热管的传输功率增加,反应温度在  $85 \text{ } ^\circ\text{C}$  时,热管传输功率从  $600 \text{ W}$  提升至  $1000 \text{ W}$ 。在  $100 \text{ r/min}$  以下的时候,传热功率的增加较为明显,在转速提升到  $150 \text{ r/min}$  以上,传热功率呈上升状态。随着转速的提升,旋转热管冷热侧  $Re$  显著提升,而  $Re$  数的提升直接使得热管传输功率提高。随着转速和传输功率的提升,热管产生更多的冷凝液,对于直立旋转热管由于旋转壁面对液体的展平作用,热管冷凝段壁面液膜随着传热量的增加有所加厚,增加了冷凝段内部的热阻,使得热管传输功率的提升变缓。

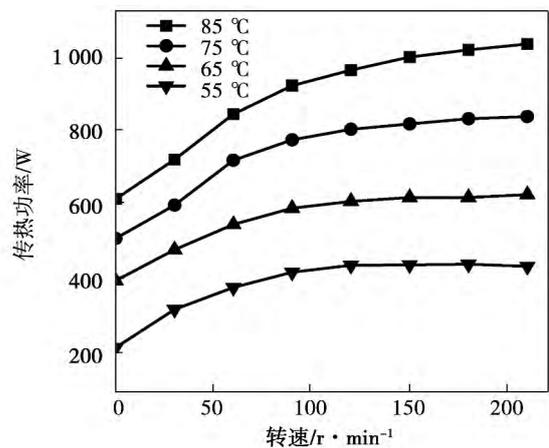


图 5 转速对换热功率的影响

Fig. 5 Rotating speed effect on heat transfer power

2.4 反应温度对热管传热系数的影响

图 6 为冷却水流量为  $60 \text{ L/h}$  反应温度对旋转热管总传热系数的影响曲线,从图中可以看出随着反应温度的升高,热管的传热系数呈上升的趋势。

主要原因如下: (1) 在热管制造的过程中, 热管内腔可能会存在部分不凝性气体。随着反应温度的增加, 内腔的压力提升, 压缩了不凝性气体的体积, 使得热管传热系数提高; (2) 随着反应温度的升高, 热管管壁温度也相应的提高,  $Gr$  数提高, 换热系数得到提高, 提升大约 20%。

从图 6 中还可以看出, 不同转速的条件下, 热管传热系数相差较大。在相同反应釜内温度下(例如 75 °C) 情况下, 30 r/min 转速时传热系数 14 W/°C, 180 r/min 转速时传热系数为 22 W/°C 提升超过 50%, 超过温度对换热因素的影响, 即转速对热管传热性能的影响更为显著。

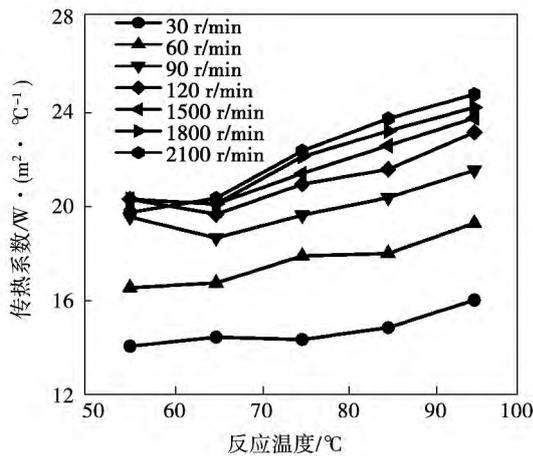


图 6 换热系数随反应温度的变化曲线

Fig. 6 Overall heat transfer coefficient variation curves with reaction temperature

### 2.5 不同充液量的热管热阻对比

图 7 为不同充液量热管热阻的对比。图 7(a) 的实验条件取冷却水流量 60 L/h, 反应釜内温度取 75 °C; 图 7(b) 的实验条件取冷却水流量 60 L/h, 反应釜内温度为 95 °C。从图 7 中可以看出, 不同充液量的热管热阻的变化趋势保持一致。但在热管静止时, 充液量较大的热管的热阻较低。原因是当热管静止时, 由于蒸发段结构的相对复杂性, 可能使得工质的回流并不能均匀的分布到每根分叉管中, 即部分分叉管内会出现干涸, 降低了传热效果。一般认为热管最佳充液量为 1/5 - 1/3, 而实验结果表明该结构旋转热管的最佳充液量应高于此推荐范围。

图 7 中还可以看出, 随着反应釜内温度的提升, 不同充液量热管热阻间的差值变小, 转速对较大充液量的热管热阻影响也相对较大。图 7(a) 中热阻

差由 0.037 °C/W 变为 -0.000 7 °C/W; 图 7(b) 中热阻差由 0.011 °C/W 变为 0.002 °C/W。这是由于热管的旋转以及电机工作时产生的震动, 使得回流液体能够均匀的分布于蒸发段的分叉结构中, 此时不同充液量的热管工作状态变得相似, 从而导致不同充液量热管之间的热阻变得接近。

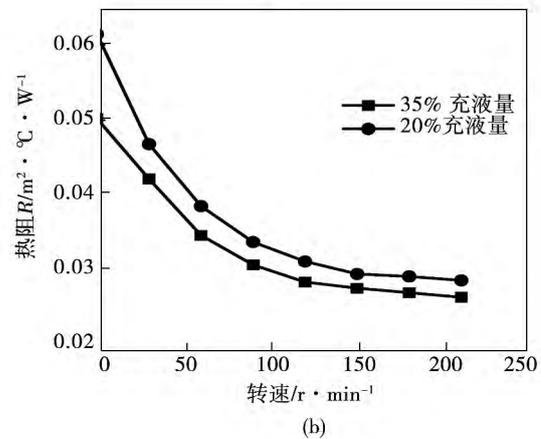
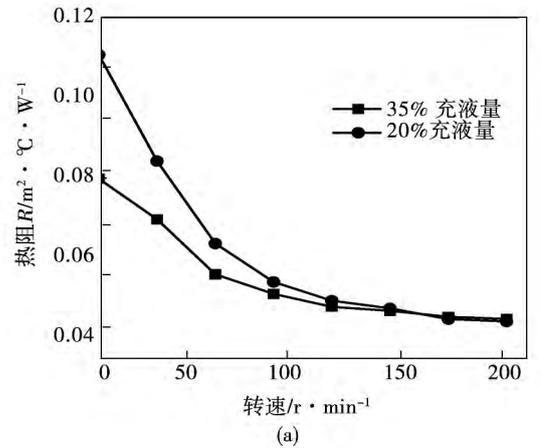


图 7 不同热管充液量热管热阻对比

Fig. 7 Comparison of thermal resistances for different liquid capacities

### 3 结 论

通过对充液量为 35% 和 20% 的旋转热管反应釜传热性能实验, 结果表明:

(1) 所设计的旋转热管反应釜能有效移除反应釜内反应热, 在反应温度为 85 °C 的条件下能达到 1 kW;

(2) 冷却水流速变化, 热管的输出功率随之发生变化, 通过对冷却水流量的调节可以控制热管的输出功率;

(3) 热管旋转后,热阻呈现降低的趋势;

(4) 旋转热管输出功率和传热系数随反应温度或热管转速的升高而升高,转速影响对热管传热系数的提升更为显著;

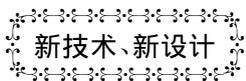
(5) 通过对不同充液量热管的对比试验,发现在同样的反应温度下,充液量较低的热管热阻对于转速的影响更敏感,随着转速的提升,不同充液量的热管的热阻差距变小;

(6) 旋转热管搅拌浆能够有效的替代反应釜中的换热和搅拌元件,同时起到搅拌和换热的作用。

#### 参考文献:

- [1] 吴寿辉. 热管反应釜的开发与评价[J]. 化工进展, 1984, 4: 006.  
WU Shou-hui, Development and evaluation of heat pipe reactors [J]. Chemical Engineering Progress, 1984, 4: 006-021.
- [2] 庄骏, 张红. 2010 年热管技术展望[J]. 化工机械, 1998, 25: 44-49.  
ZHUANG Jun, ZHANG Hong, Prospect for heat pipe technology in 2010 [J]. Chemical Machinery, 1998, 25: 44-49.
- [3] 印彩霞, 张红, 王中贤, 陈芳. 用于生物反应釜的旋转热管传热性能的研究. [J] 热能动力工程, 2007, 26(4): 480-482.  
YIN Cai-xia, ZHANG Hong, WANG Zhong-xian, CHEN Fang, Heat transfer performance of the rotating heat pipe used in biological reactors [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2007, 26(4): 480-482.
- [4] 张红, 王中贤, 陈兴元, 陶汉中, 庄骏. 一种用于多种生物反应的动态热管生物反应釜[P]. 中国专利: 200710190675. 7, 2008-5-21.  
ZHANG Hong, WANG Zhong-xian, CHEN Xing-yuan, TAO Hanzhong, ZHUANG Jun, A heat pipe bioreactor for multiple biological reactions [P]. Chinese patent: 200710190675, 2008-5-21.
- [5] 金培玉, 王晶. 旋转热管型磁粉离合器的设计研究与测试分析[J]. 山东工业大学学报, 1994, 6, 24(2): 109-199.  
JIN Pei-yu, WANG Jing, Experimental research and analysis on rotating heat pipe magnetic particle clutch [J]. Journal of Shandong University (Engineering Science), 1994, 6, 24(2): 109-199.
- [6] 张琳, 张锁龙. 台阶型旋转热管充液量的研究[J]. 动力工程, 2002, 22(1): 1635-1639.  
ZHANG Lin, ZHANG Suo-long, Research on liquid capacity of step model rotating heat pipe [J]. Journal of Engineering for Energy and Power, 2002, 22(1): 1635-1639.
- [7] Song F, Ewing D, Ching C Y. Heat transfer in the evaporator section of moderate-speed rotating heat pipes [J]. International journal of heat and mass transfer, 2008, 51(7): 1542-1550.
- [8] 杨军伟. 磨粉机旋转热管式冷却磨辊的设计及研制[D]. 河南工业大学, 2012.  
YANG Jun-wei, Design and development of Mill cooling roller using rotating heat pipe [D]. He Nan Tech University, 2012.
- [9] 管国峰, 赵汝博. 化工原理(第三版) [M]. 北京: 化学工业出版社, 2011.  
GUAN Guo-feng, ZHAO Ru-bo, Chemical Engineering (3rd Edition) [M]. Beijing: Chemical industry press, 2011.
- [10] Song F, Ewing D, Ching C Y. Experimental investigation on the heat transfer characteristics of axial rotating heat pipes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(22): 4721-4731.

(姜雪梅 编辑)



新技术、新设计

## 土耳其选择安装西门子公司的联合循环燃气轮机

据《Gas Turbine World》2015 年 5-6 月刊报道, 西门子公司联合循环装置被安装在土耳其二个独立的电站。

西门子公司正在向土耳其最大的热电联产的联合循环站 Ciner Kazan Soda 供应燃气轮机和汽轮机成套设备。该项目的总承包商是中国的 TCC(天辰工程公司)。用户是土耳其 Ciner 集团的 Kazan Soda 电力公司。

新装机的热电联产联合循环电站将位于土耳其安纳托林地区安卡拉省卡赞。该联合生产电站可以以联合生产方式每小时供应 390 t 蒸汽, 并用于凝汽式发电机组生产 375 MW 电力。

Ciner 集团的卡赞项目由 3 个主要的装置组成: 世界上最大的溶解开采装置、最大的生产苏打粉和碳酸钠装置之一和在土耳其最大的联合生产电站。

计划在 2017 年年末进行该联合生产装置的商业运行。这个订货将使由 Siemens 交付给土耳其的 H 级燃气轮机的数量增加到 4 台。

(吉桂明 摘译)

超/亚临界有机朗肯循环联合发电系统热力性能分析 = **Thermodynamic Analysis for Power Generation System with Combined Supercritical and Subcritical Organic Rankine Cycle** [刊, 汉] YANG Xin-le, DONG Si-han, HUANG Fei-fei, QIAO Yue-han ( Liaoning Technical University, School of Mechanical Engineering, Fuxin, Liaoning, China, Post Code: 123000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(2). - 141 - 147

To further recover the waste heat produced in the process of mineral mining with steam injection, a combined system of supercritical and subcritical Organic Rankine Cycles (ORC) was proposed and corresponding model was established. The thermodynamic analysis of single supercritical ORC, single subcritical ORC, and the newly proposed combined system was performed and compared. The results show that with R143a and R245fa as working fluids for the supercritical and subcritical cycles of the combined system, respectively, the mass flow rate variation with the evaporator pressure of each cycle in the combined system is similar to that of corresponding single ORC; the supercritical ORC gradually increases with the evaporator pressure, while the subcritical ORC has opposite trend. The net power output, thermal efficiency and exergy efficiency of the combined system, however, is better than both single ORC systems, and increases with supercritical and subcritical evaporator pressures. The increase in the supercritical evaporator pressure can result in optimum thermodynamic performance. The comparison of four different working fluids indicates that using R134a and R245fa as working fluids for the supercritical and subcritical cycles of the combined system minimizes the exergy loss. **Key words:** low temperature steam, Organic Rankine Cycle, combined supercritical and subcritical cycle, working fluid, thermodynamic performance

旋转热管搅拌桨反应釜传热性能的实验研究 = **Experimental Investigation on the Heat Transfer Characteristics of Rotating Heat Pipe Paddle in a Reactor** [刊, 汉] LIU Yu-xuan, FAN Hong-tu, CHEN Hai-jun, ZHU Yu-zhao ( School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing, Jiangsu, China, Post Code: 211816) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(2). - 148 - 153

In this study, a heat pipe agitated reactor is proposed, where the heat pipe plays roles in stirring and transferring heat. This heat pipe can be used to replace the heat exchanger components and stirring devices in a conventional reactor. By experimentally investigating the heat transfer performance of this rotating heat pipe in a reactor, the effects of reaction temperature, rotation speed, cooling water flow rate and the filling ratio in power of heat transfer, total

thermal resistance and the overall heat transfer coefficient were analyzed. The results show that rotating heat pipe can effectively remove the heat of reaction and its heat transfer power reaches 1 kW at the temperature of 85 °C and rotating speed of 200 r/min. Rotating speed has a great impact on the heat transfer performance of the rotating heat pipe. The thermal resistance of this heat pipe at still condition and temperature of 75 °C is 0.082 °C/W but it decreases to 0.048 °C/W at the speed of 150 r/min, implying a considerable improvement in the heat transfer performance. Furthermore, the thermal resistance of the heat pipe is more sensitive to the changes in rotating speed when the filling amount is low and will decrease with the increase in reaction temperature. **Key words:** rotating heat pipe, thermal resistance, rotating speed, filling amount

**套管式相变储热单元储热换热性能的研究 = Numerical Simulation of Charging Process for Double Pipe Latent Heat Storage Unit** [刊, 汉] HAN Guang-shun, DING Hong-sheng ( School of Mathematics and Physics, University of Science and Technology, Beijing, China, Post Code: 100083 ), HUANG Yun ( State Key Laboratory of Multiphase Complex Systems, Institute of Process Engineering, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190 ), TONG Li-ge ( School of Mechanical and Technology, University of Science and Technology, Beijing, Post Code: 100083 ) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(2). -154-160

Two-dimensional and unsteady-state model for double pipe latent heat storage unit was established by using paraffin wax as the phase change material (PCM). Natural convection was considered in the modeling. The heat transfer from inner and outer tubes in charging process were compared to investigate the heat transfer behavior. Temperature field variation, streamline and the position of phase change interface with time were obtained and discussed. Meanwhile, effects of various factors including Stefan ( $Ra$ ) number and Rayleigh ( $Ste$ ) number were also examined. The results show that for the same amount of PCM, the melting time required for heat transfer from outer tube reduces by 60.7%, indicating much better the heat transfer behavior. These simulation results could serve as guidance for the design and optimization of the latent heat storage systems. **Key words:** phase change material, heat transfer, natural convection, numerical simulation

**吸收-喷射复合式高温热泵系统模型与性能分析 = Model and Performance Analysis of a Hybrid Absorption-ejector Heat Pump System at High Temperature** [刊, 汉] LI Hua-miao ( Xi'an Polytechnic University, Xi'