

研究论文

DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20161299

## 螺旋扁管干式蒸发器的传热性能

尹应德<sup>1,2,3</sup>, 朱冬生<sup>1,2,3</sup>, 孙晋飞<sup>1,2,3</sup>, 李修真<sup>1,2,3</sup>, 刘峰<sup>4</sup>, 王洪<sup>4</sup>

<sup>1</sup>中国科学院广州能源研究所, 广东 广州 510640; <sup>2</sup>中国科学院可再生能源重点实验室, 广东 广州 510640;

<sup>3</sup>广东省新能源和可再生能源研究开发和应用重点实验室, 广东 广州 510640;

<sup>4</sup>TCL 空调器(中山)有限公司, 广东 中山 528427)

**摘要:** 对螺旋扁管干式蒸发器 (TDE) 和常规折流板干式蒸发器 (BDE) 的传热性能进行实验研究。研究了蒸发温度 ( $T_e$ )、冷凝温度 ( $T_c$ )、管外壳程流体 Reynolds 数 ( $Re_o$ ) 和热通量 ( $q_i$ ) 对传热性能的影响。研究表明, 随着  $T_e$ 、 $Re_o$  和  $q_i$  的增大, TDE 和 BDE 的传热性能均提高。随着  $T_c$  的增大, TDE 和 BDE 的传热性能降低。对装配 TDE 和 BDE 的风冷热泵分别进行了测试, 测试表明, 在相同制冷工况下, TDE 的总传热系数比 BDE 提高了 36.3%, 风冷热泵的制冷性能系数 (COP) 相应地提高了 6.0%; 在相同制热工况下, TDE 的总传热系数比 BDE 提高了 41.7%, 风冷热泵的制热 COP 值相应地提高了 15.8%; 说明 TDE 可应用于风冷热泵, 且其性能优于 BDE。

**关键词:** 螺旋扁管; 干式蒸发器; 传热系数; 相变; 热力学; 汽化

中图分类号: TU 831.4

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2017) 04—1318—08

## Heat transfer performance of twisted-tube dry-expansion evaporator

YIN Yingde<sup>1,2,3</sup>, ZHU Dongsheng<sup>1,2,3</sup>, SUN Jinfei<sup>1,2,3</sup>, LI Xiuzhen<sup>1,2,3</sup>, LIU Feng<sup>4</sup>, WANG Hong<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, Guangdong, China;

<sup>2</sup>Key Laboratory of Renewable Energy, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, Guangdong, China;

<sup>3</sup>Guangdong Key Laboratory of New and Renewable Energy Research and Development, Guangzhou 510640, Guangdong, China;

<sup>4</sup>TCL Air Conditioner (Zhongshan) Co. Ltd., Zhongshan 528427, Guangdong, China)

**Abstract:** The objective of this paper is to study the heat transfer performance of twisted-tube dry-expansion evaporator (TDE) and conventional baffle dry-expansion evaporator (BDE). The effect of evaporating temperature ( $T_e$ ), condensing temperature ( $T_c$ ), Reynolds number ( $Re_o$ ) outside tube and heat flux ( $q_i$ ) on heat transfer performance was investigated. The results showed that with the increase of  $T_e$ ,  $Re_o$  and  $q_i$ , the heat transfer performances of TDE and BDE were increased, while with the increase of  $T_c$ , both of the heat transfer performances were decreased. The air-cooled heat pump (ACHP) applied with TDE and BDE was tested, respectively. The results showed that at the same cooling state the overall heat transfer coefficient ( $K$ ) of TDE was 36.3% higher than that of BDE, and the ACHP's cooling coefficient of performance (COP) was increased by 6.0%. At the same heating state, the  $K$  of TDE was 41.7% higher than that of BDE and the ACHP's heating COP was increased by 15.8%. It was proved that TDE applied in ACHP was feasible, and its performance was better than BDE.

2016-09-18 收到初稿, 2016-11-18 收到修改稿。

联系人及第一作者: 尹应德 (1978—), 男, 博士后。

基金项目: 广东美的制冷设备有限公司院市合作项目 (科技创新项目) (2014HK100283); 中国南方智谷引进创新团队 (顺德办函[2014]365号)。

Received date: 2016-09-18.

Corresponding author: YIN Yingde, yinyd@ms.giec.com

Foundation item: supported by the Science and Technology Innovation Project(2014HK100283) and China Southern Chile Valley Introduced Innovative Team (Shun Fu Letter No. [2014]365).

**Key words:** twisted-tube; dry-expansion evaporator; heat transfer coefficient; phase change; thermodynamics; vaporization

## 引言

目前,用于制冷行业的蒸发器主要有干式和满液式两种,降膜式蒸发器尽管具有一定的技术优势,但其产品相对不成熟,仍处于研发阶段<sup>[1-2]</sup>。满液式和降膜式蒸发器由于制冷效果好,常用于大型冷水机组;干式蒸发器主要用于中、小型冷水机组,其主要优点是调节性能好、回油容易、制冷剂量小,缺点是换热性能较差、流阻大<sup>[3]</sup>。由于干式蒸发器仍有着广泛的应用,特别是应用于热泵机组中,为了改善传统干式蒸发器的换热性能,降低其流动阻力,提高其综合性能,近年来,干式蒸发器的研究重点主要集中在利用各种高效传热管,提高其传热效率、优化管程和壳程,改变对流换热方式、采用自支撑型强化换热管,降低壳程流阻、控制污垢热阻等方面。常用的强化传热管主要有内肋管、外肋管、螺旋扁管和螺旋三叶管等。螺旋扁管是一种高效强化传热管,可分为螺旋光管、螺旋内螺纹管、螺旋蒸发管和螺旋冷凝管。由于螺旋扁管管束为自支撑型,不需要折流板,经捆扎后具有较高的强度和稳定性,且结构紧凑,因此,较之传统的折流板管壳式换热器,其具有明显的优势<sup>[4-5]</sup>。

针对螺旋扁管的强化传热和流阻特性,不少研究人员进行了相关的研究。Dzyubenko等<sup>[6-8]</sup>通过实验研究得出,螺旋扁管换热器较之传统折流板管壳式换热器,其管程流体传热被强化,而壳程流体压降减少。Bishara等<sup>[9-10]</sup>运用数值模拟方法分析了螺旋扁管换热器管程及壳程的传热和流动特性,得出了管束的螺旋结构对于近壁处的流体具有增强湍动和促进径向混合的作用,流体在单位压降下具有更高的传热系数的结论。谭祥辉等<sup>[11]</sup>对螺旋扁管换热器壳程传热与压降性能进行了实验研究,通过与折流杆、折流板换热器分别进行比较发现,螺旋扁管换热器具有传热效果好、压降低的特点。朱冬生等<sup>[12]</sup>对内螺纹扭曲椭圆管复合强化换热器传热和压降性能进行了测试,并拟合得到对流传热系数和流动摩擦阻力系数与管内流体 Reynolds 数的计算准则关系式。Zhang等<sup>[13]</sup>通过实验测试,研究了水平螺旋扁管外蒸汽的冷凝传热特性,得出冷凝传热系数随着螺旋扁管径向截面椭圆率的增加而升高。

Gao等<sup>[14]</sup>实验研究了 R134a 和 R142b 在螺旋扁管外的池沸腾传热特性,并认为螺旋扁管在满液式蒸发器中具有较好的应用前景。朱冬生等<sup>[15]</sup>对满液式蒸发器中螺旋扁管池沸腾传热进行了实验研究,并将螺旋扁管满液式蒸发器应用于螺杆式冷水机组,测试结果表明总传热系数提高了 15% 左右。

尽管研究人员对螺旋扁管进行了大量的研究,并得出了螺旋扁管换热器具有更高的传热效率和更低的管外流阻的优越性能,但是,大部分是在对单管或多根管的基础上进行研究得出的结论。对于螺旋扁管应用于干式蒸发器,并进行实际应用的研究很少见。本文将对螺旋扁管干式蒸发器和常规干式蒸发器的传热性能进行研究,并在此基础上,对装配螺旋扁管干式蒸发器(TDE)与常规折流板干式蒸发器(BDE)的风冷热泵性能进行对比分析,以验证 TDE 在风机热泵上应用的可行性。

## 1 实验装置及方法

为了测试 TDE 的传热性能,并与 BDE 进行对比,本文将 TDE 和 BDE 平行安装在模块式风冷热泵上,并利用合作企业的焓差实验室进行相关的性能测试。图 1 为实验测试示意图,风冷热泵由两个压缩机、风冷冷凝器模块,一个蒸发器组成。实验装置的主要部件如表 1 所示。

实验装置中存在 3 个循环,即制冷剂循环、风冷冷凝器侧的通风循环和蒸发器侧的冷/热水循环。

表 1 实验装置的主要部件

Table 1 Main components of experimental apparatus

No.	Name	Description/model
1	scroll compressor	C-SC903H8H
2	air-cooled condenser	consists of two rows 9.52 mm titanium hydrophilic membrane fins, 40 U shape tubes, slice distance is 1.5 mm, its downwind dimension is 1840 mm×1016 mm
3	cooled fan	electrical motor type is YLS-1100W-6P
4	four-way valve	STF-11
5	gas-liquid separator	ZYG-41
6	thermal expansion valve	TGEX11
7	dry-expansion evaporator	TDE and BDE are installed in parallel
8	water pump	IS-65-50-160(J)
9	water tank	volume is 2.5 m <sup>3</sup>

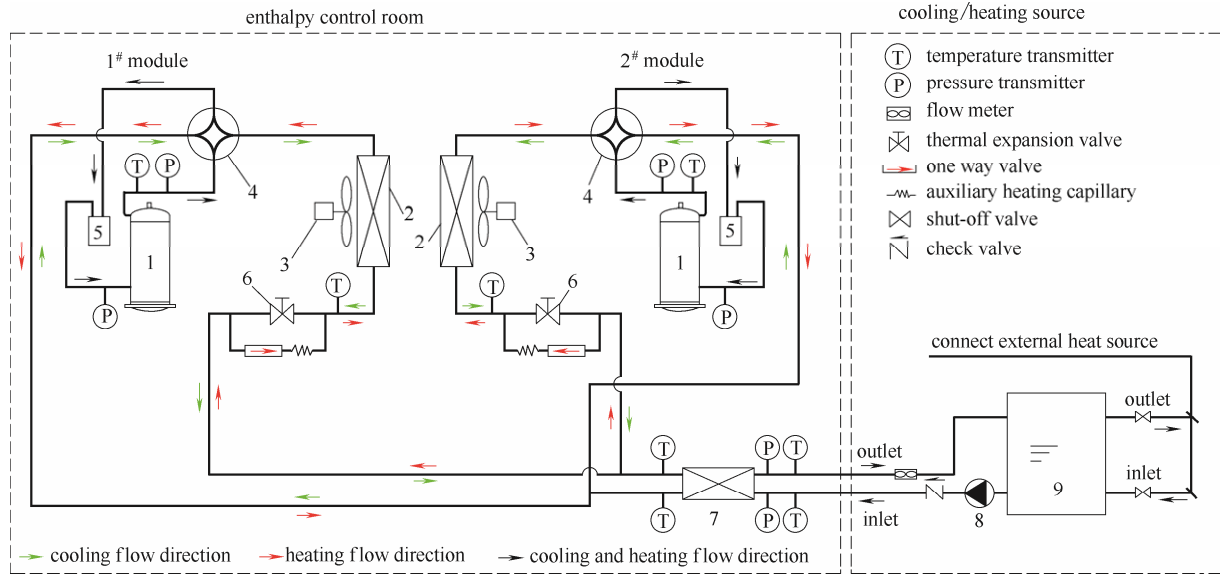


图 1 实验测试示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

整个风冷热泵安装在焓差实验室的室外侧控制室内，风冷热泵冷冻水/热水由水侧部分的系统来控制，以满足实验测试要求。通过四通阀，可实现在制冷/制热工况的转换。

本实验通过调节干式蒸发器的载冷剂流量和温度来控制蒸发器在制冷和制热工况下，制冷剂的蒸发温度和冷凝温度（蒸发器在制热工况下转换为冷凝器）。运用计算机和自动采集系统对实验数据进行采集和实时监控。实验中使用的测试仪器主要参数如表 2 所示。

表 2 主要测试仪器

Table 2 Main measurements

Instrument name	Type	Range	Accuracy
platinum RTD	PT100	273—573 K	0.1 K
humidity sensor	EE20	0—100%	—
turbine flow	LWGY-40	$(5.5-4.2) \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	1%
pressure	KYB600	0—4 MPa	0.25%
electrical power	DT862-4	0—50 A	2%

图 2 为螺旋扁管的模型图和实物图，螺旋扁管是由圆形铜管通过特殊加工设备制作而成。其中  $A$  为螺旋扁管的外短半轴， $B$  为螺旋扁管的外长半轴， $a$  为螺旋扁管的内短半轴， $b$  为螺旋扁管的内长半轴， $P$  为螺旋扁管的扭矩。

为了很好地比较螺旋扁管干式换热器（TDE）与常规的折流板干式蒸发器（BDE）的传热特性，本次实验加工制造的螺旋扁管换热管的管长、母管

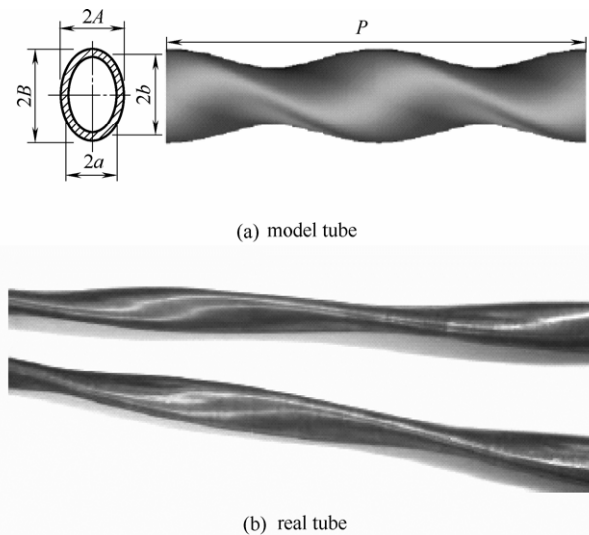


图 2 螺旋扁管模型和实物图

Fig.2 Schematic diagrams of twisted heat transfer tube

直径及壁厚与 BDE 内的圆形换热管相同，而且，两种干式蒸发器的长度也相等。但是，由于 TDE 内螺旋扁管数量比 BDE 内圆管数量少，且螺旋扁管依靠自身凸点相互支持固定，不需要折流板的支持和固定；而 BDE 内圆管依靠折流板固定，管与管之间的间距比螺旋换热管大；因此，TDE 的筒径比 BDE 的筒径小。

测量使用的 TDE 和 BDE 的管程、壳程尺寸分别如表 3 所示。

表 3 TDE 和 BDE 的管程、壳程尺寸  
Table 3 Tube and shell size of TDE and BDE

Item	Outer base diameter/mm	Wall thickness/mm	Tube length/mm	Twisted pitch/mm	Twisted angle/(°)	Baffle pitch/mm	Tube number	Heat transfer area/m <sup>2</sup>	Shell diameter /mm
TDE	7.0/9.8	0.41	1500	40	53	—	90	4.0	160
BDE	9.52	0.41	1500	—	—	75	134	6.0	180

## 2 数据处理

风冷热泵在制冷工况时，其制冷量的测试可采用液体载冷剂法，风冷热泵的制冷量( $Q_c$ )等于蒸发器的换热量，可根据冷冻水的流量和温差来计算，其计算公式为

$$Q_c = m_e c_{p,e} \Delta T_e = \rho_e V_e c_{p,e} (T_{e,i} - T_{e,o}) \quad (1)$$

制冷量也可通过式(2)求得

$$Q_c = K S \Delta T_m \quad (2)$$

$\Delta T_m$  为管内外流体的对数传热温差

$$\Delta T_m = \frac{(T_{e,i} - T_e) - (T_{e,o} - T_e)}{\ln[(T_{e,i} - T_e) / (T_{e,o} - T_e)]} \quad (3)$$

同理，风冷热泵在制热工况下的制热量也可用上述方法得到。

综合考虑管内外的污垢热阻及管壁的导热热阻，总传热系数计算式为

$$K = \frac{1}{R_i + \frac{1}{\alpha_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{d_o}{d_m} + \frac{1}{\alpha_o} + R_o} \quad (4)$$

制冷剂管内表面蒸发沸腾传热系数计算公式<sup>[16]</sup>为

$$\alpha_{i,e} = CD \frac{q_i^{0.4} m_r^{0.4}}{d_{ci}^{0.6}} \quad (5)$$

制冷剂管内表面冷凝传热系数计算公式<sup>[16]</sup>为

$$\alpha_{i,c} = E \times 0.455 \left( \frac{\beta}{q_i d_{ci}} \right)^{1/3} \quad (6)$$

管外表面载冷剂传热系数计算公式<sup>[17]</sup>为

$$\alpha_o = F \frac{Nu_o \lambda_o}{d_{eo}} \quad (7)$$

管外 Nusselt 数计算公式<sup>[18]</sup>为

$$Nu_o = 0.012 (Re_o^{0.87} - 280) Pr_o^{0.4} \left[ 1 + \left( \frac{d_o}{l} \right)^2 \right] \left( \frac{Pr_o}{Pr_w} \right)^{0.11} \quad (8)$$

适用范围： $Re=2000 \sim 10000$ ， $Pr_o=1.5 \sim 500$ ， $Pr_o/Pr_w=0.5 \sim 20$ 。

实验结果的不确定度是由测试仪器的测量误差引起的，所用测试仪器的精度如表 2 所示。根据所选的实验测试设备精度及二次方公式的分析可以得到<sup>[19-20]</sup>，本测试系统制冷量的测试误差为

5.96%，对应的制冷性能系数的测试误差为 7.96%；制热量的测试误差为 5.22%，对应的制热性能系数的测试误差为 7.22%，基本满足工程实际应用的需要。

## 3 结果与讨论

图 3 表示在制冷工况下，保持冷凝温度为 50℃ 不变，蒸发温度改变时，管内制冷剂沸腾蒸发时管内表面传热系数的变化趋势。从图中可以看出，两种干式蒸发器的  $\alpha_{i,e}$  值都随蒸发温度  $T_e$  的增加而增大。但是，在同样的蒸发温度条件下，TDE 具有更高的管内表面传热系数，比 BDE 平均高 20% 左右。随着蒸发温度的升高，两种蒸发器的管内表面传热系数增幅变缓，但前者比后者增幅明显。由于风冷热泵在制冷工况下，制冷剂在蒸发器换热管内蒸发沸腾，由液态变成气态。螺旋扁管内制冷剂流动产生的离心力使得液态制冷剂与管壁接触更加充分，与管壁之间的传热更快，且螺旋剪切力有利于削弱流动液膜的厚度，减少液膜热阻，从而使得 TDE 的管内蒸发表面传热系数较之 BDE 大。

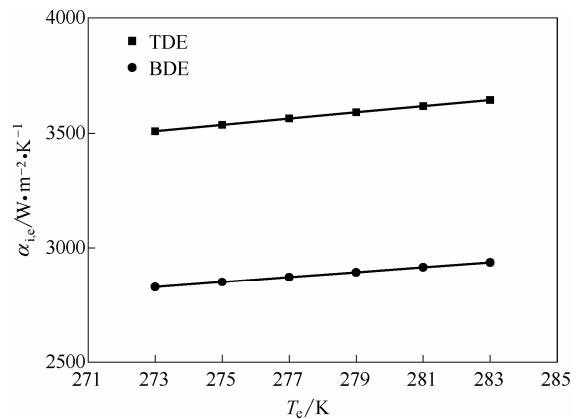


图 3 管内蒸发传热系数随蒸发温度的变化趋势  
Fig.3 Variation of tube inner surface heat transfer coefficient with different evaporating temperature

图 4 表示在制热工况下，保持蒸发温度为 2℃ 不变，冷凝温度改变时，管内制冷剂冷凝的管内表面传热系数变化趋势。从图中可以看出，两种干式

蒸发器的 $\alpha_{i,c}$ 值都随冷凝温度 $T_c$ 的增加而减少。但是,在同样的冷凝温度下,BDE具有更高的管内表面传热系数,比TDE平均高10%左右。随着冷凝温度的升高,两种换热器的管内冷凝表面传热系数减幅均变大。由于风冷热泵在制热工况下,原来的蒸发器变成冷凝器,螺旋扁管内制冷剂流动产生的离心力使得液态制冷剂与管壁接触更加充分,在管壁上形成制冷剂液膜,不利于气态制冷剂与管壁之间的传热,从而阻止了气态制冷剂的冷凝,因此,TDE的管内冷凝表面传热系数比BDE小。

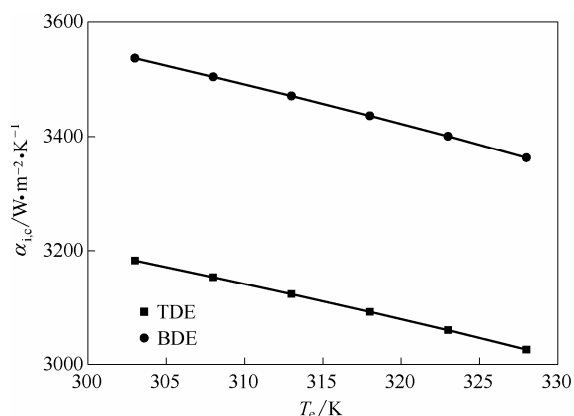


图 4 管内冷凝传热系数随冷凝温度的变化趋势

Fig.4 Variation of tube inner surface heat transfer coefficient with different condensing temperature

图 5 为管外表面传热系数随管外载冷剂流体 Reynolds 数( $Re_o$ )的变化曲线。在制冷工况下,保持蒸发器内管外冷冻进水温度不变,通过改变流体流速得到不同的 $Re_o$ ,并计算出相应的管外表面传热系数( $\alpha_o$ )。从图中可以看出,随着 $Re_o$ 的增大,两种蒸发器的管外表面传热系数都基本呈线性递增的趋势。且在相同的 $Re_o$ 范围内,TDE

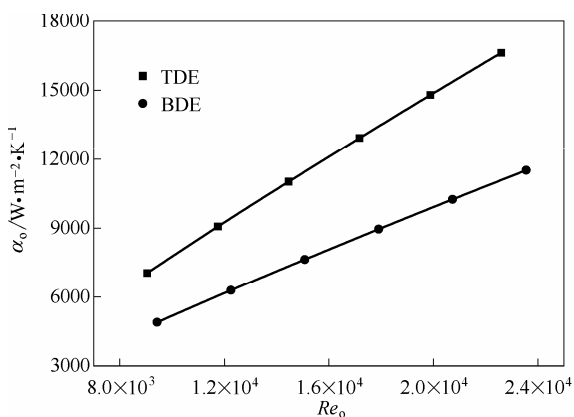


图 5 管外表面传热系数随管外 Reynolds 数的变化趋势

Fig.5 Variation of tube outer surface heat transfer coefficient with different tube outside Reynolds number

比 BDE 具有更高的 $\alpha_o$ 值,具有更好的管外传热效果。其主要原因是,由于螺旋扁管管束外的流体扰动比普通圆管管束强,因此,对管外的传热也起到强化作用。

图 6 是两种蒸发器的总传热系数( $K$ )随热流量( $q_i$ )变化的曲线。在相同的制冷量变化范围内,由于 BDE 比 TDE 的传热面积大,因此,TDE 的热通量比 BDE 的热通量大,从图中可以看出,制冷量在 35~50 kW 的变化范围内,TDE 的热通量在 9000~15000  $W \cdot m^{-2}$  范围内变化,对应的总传热系数为 1554.5~1966.9  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ; BDE 的热通量在 6000~10000  $W \cdot m^{-2}$  范围内变化,对应的总传热系数为 1218.7~1548.2  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ 。随着热通量的增大,总传热系数增幅变缓。

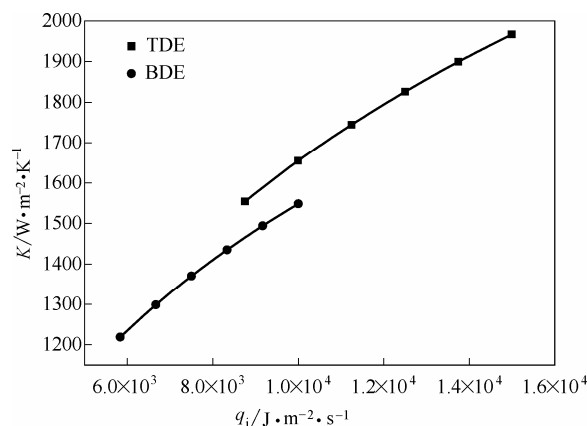


图 6 总传热系数随热通量的变化趋势

Fig.6 Variation of overall heat transfer coefficient with different heat flux

TDE 的总传热系数比 BDE 的总传热系数高,主要原因有:①螺旋扁管的螺旋流道,使得管内外的流体在压力和离心力的作用下,流体扰动加强,流体与管壁之间的液膜厚度变薄,热阻变小,从而使得传热增强,起到了强化传热的作用;②TDE 的管内外流体间为纯逆流,较之 BDE 的顺流传热,增大了流体之间的传热温差,有利于流体之间的传热。

### 4 应用案例

TCL 空调器(中山)有限公司生产模块化风冷热泵机组,主要应用于中/小型的建筑、工业制冷/制热项目。为了进一步验证带 TDE 的风冷热泵的特性,本文分别将 TDE 和传统的 BDE 装配在 LSRFM65 系列的模块风冷热泵上,并对两者的主要性能参数进行对比,其结果如表 4 所示。

表4 装配两种干式蒸发器的风冷热泵主要性能参数对比

No.	Item	TDE-ACHP	BDE-ACHP	Difference
1	heat transfer area/m <sup>2</sup>	6.0	4.0	decreased 33.3%
2	cooling capacity/W	49990	52330	increased 4.7%
3	cooling power/W	21420	21210	decreased 1.0%
4	cooling COP	2.33	2.47	increased 6.0%
5	heating capacity/W	55380	63320	increased 14.3%
6	heating power/W	21350	21090	decreased 1.2%
7	heating COP	2.59	3.0	increased 15.8%
8	amount of refrigerant charge/kg	R22/7.0	R22/6.5	decreased 7.1%
9	water pressure drop/Pa	21100	35000	increased 39.7%

表5 制冷工况下 TDE 和 BDE 的总传热系数比较

Table 5 Comparison of overall heat transfer coefficient with TDE and BDE under cooling conditions

Item	Refrigerant	Cooling capacity/W	Heat transfer area/m <sup>2</sup>	Heat flux/W·m <sup>-2</sup>	Overall heat transfer coefficient/W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
BDE	R22	49990	6.0	8332	1155.57
TDE	R22	52330	4.0	13083	1814.49

表6 制热工况下 TDE 和 BDE 的总传热系数比较

Table 6 Comparison of overall heat transfer coefficient with TDE and BDE under heating conditions

Item	Refrigerant	Cooling capacity/W	Heat transfer area/m <sup>2</sup>	Heat flux/kW·m <sup>-2</sup>	Overall heat transfer coefficient/W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
BDE	R22	55380	6.0	9230	1280.17
TDE	R22	63320	4.0	15830	2195.56

由表4可知,在测试工况下,对比于装配传统BDE的风冷热泵,装配TDE的风冷热泵的制冷性能系数提高了6.0%,制热性能系数提高了15.8%。但是,TDE的壳程水压降比BDE的壳程水压降高39.7%,这将增加循环水泵的消耗功率。

两种干式蒸发器在制冷和制热测试工况下的总传热系数比较如表5和表6所示。

由表5和表6可知,在制冷工况下,TDE的总传热系数比BDE的总传热系数提高了36.3%,在制热工况下,TDE的总传热系数比BDE的总传热系数提高了41.7%。

## 5 结论

本文针对传统折流板干式蒸发器(BDE)存在换热性能不佳、流阻大的缺点,研发一种新型逆流自支撑型螺旋扁管干式换热器(TDE);并将两种蒸发器装配于风冷热泵上,在相同测试工况下对其传热性能进行测试和比较。结果表明,两者的管内蒸发表面传热系数随着蒸发温度的增大而增大,随冷凝温度的增大而减小。两者的管外表面传热系数随

管外流体Reynolds数的增大而增大。两者的总传热系数随热通量增加而增大。

由实验测试可知,TDE的传热效果比BDE好,但是,TDE的壳程水压降比BDE高,对应的循环水泵能耗也高。由于水泵的能耗在整个风冷热泵系统中的占比不高,就整个系统而言,装配TDE的风冷热泵综合性能比装配BDE的风冷热泵高。

通过应用案例表明,在相同的测试工况下,TDE的传热效果比BDE好。在制冷工况下,TDE的总传热系数相比BDE提高了36.3%,在制热工况下,TDE的总传热系数相比BDE提高了41.7%。同时,装配TDE的风冷热泵的制冷和制热效率相比装配BDE的风冷热泵均有所提高;说明采用螺旋扁管的新型逆流自支撑型干式蒸发器在风冷热泵的应用可行,且具有良好的节能效果。

## 符号说明

- $a, A$  ——分别为螺旋扁管内、外短半轴, m
- $b, B$  ——分别为螺旋扁管内、外长半轴, m
- $C$  ——物性系数, 计算值为0.487
- $c_{p,e}$  ——冷冻水比热容,  $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

$D$ ——修正系数,本设计采用高效强化传热管,取 1.5  
 $d_i$ ——螺旋扁管当量内径, mm  
 $d_m$ —— $d_o$  和  $d_i$  的对数均值, 计算值为 9.32 mm  
 $d_o$ ——管外当量直径, mm  
 $E$ ——修正系数,本设计采用高效强化传热管,取 2.0  
 $F$ ——修正系数,本设计采用高效强化传热管,取 1.5  
 $K$ ——总传热系数,  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$   
 $L$ ——长度, m  
 $m_e$ ——冷冻水质量流量,  $kg \cdot s^{-1}$   
 $m_r$ ——制冷剂质量流速,  $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$   
 $Nu_o$ ——管外 Nusselt 数  
 $P$ ——扭矩, mm  
 $Pr$ ——Prandtl 数  
 $Q_c$ ——制热量, W  
 $Q_e$ ——制冷量, W  
 $q_i$ ——热通量,  $J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$   
 $R_i$ ——管内污垢热阻, 取  $2.0 \times 10^{-5} m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$   
 $R_o$ ——管外污垢热阻, 取  $8.6 \times 10^{-5} m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$   
 $Re$ ——Reynolds 数  
 $S$ ——换热表面面积,  $m^2$   
 $T_c$ ——冷凝温度, K  
 $T_e$ ——蒸发温度, K  
 $T_{e,i}$ ——冷冻水进口温度, K  
 $T_{e,o}$ ——冷冻水出口温度, K  
 $\Delta T_m$ ——管内外流体的对数传热温差, K  
 $V_e$ ——冷冻水体积流量,  $m^3 \cdot s^{-1}$   
 $\alpha_{i,c}$ ——管内蒸发表面冷凝传热系数,  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$   
 $\alpha_{i,e}$ ——管内蒸发表面蒸发传热系数,  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$   
 $\alpha_o$ ——管外表面传热系数,  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$   
 $\beta$ ——物性系数, 计算值为  $5.44 \times 10^{12} W^3 \cdot N \cdot m^{-6} \cdot K^{-3} \cdot s^{-1}$   
 $\delta$ ——厚度, mm  
 $\lambda$ ——换热铜管管壁材料热导率, 取  $383.8 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$   
 $\rho$ ——密度,  $kg \cdot m^{-3}$

下角标  
c——压缩机/冷凝器  
e——蒸发器  
i——进口  
o——出口  
p——压力  
r——制冷剂

References

[1] 张猛, 周帼彦, 朱冬生. 降膜蒸发器的研究进展[J]. 流体机械, 2012, **40**(6): 82-86.  
ZHANG M, ZHOU G Y, ZHU D S. Research progress of falling film evaporator[J]. Fluid Machinery, 2012, **40**(6): 82-86.  
[2] 王学会, 袁晓蓉, 吴美, 等. 制冷用水平降膜式蒸发器研究进展[J].

制冷学报, 2014, **35**(2): 19-29.  
WANG X H, YUAN X R, WU M, *et al.* Research progress of horizontal falling film evaporator in refrigeration system[J]. Journal of Refrigeration, 2014, **35**(2): 19-29.  
[3] 刘斌. 干式壳管蒸发器的应用和优化设计[J]. 制冷与空调, 2007, **7**(2): 40-42.  
LIU B. Application and design optimization of dry-expansion shell and tube evaporator[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2007, **7**(2): 40-42.  
[4] BUTTERWORTH D, GUY A R, WELKEY J J. Design and application of twisted-tube exchanger[C]//Advances in Industrial Heat Transfer. Birmingham: IChE, 1996:87-95.  
[5] BUTTERWORTH D. Process heat transfer[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, **24**(8/9): 1395-1407.  
[6] DZYUBENKO B V. Influence of flow twisting on convective heat transfer in banks of twisted tubes[J]. Heat Transfer Res., 2005, **36**(6): 449-459.  
[7] DZYUBENKO B V. Estimation of the thermo hydraulic efficiency of heat exchanging apparatuses with twisted tubes[J]. Heat Transfer Res., 2006, **37**(4): 349-363.  
[8] 高学农, 邹华春, 王端阳, 等. 高扭曲比螺旋扁管的管内传热及流阻性能[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2008, **63**(11): 17-21.  
GAO X N, ZOU H C, WANG D Y, *et al.* Heat transfer and flow resistance properties in twisted oblate tube with large twist ratio[J]. Journal of South China University of Technology(Natural Science Edition), 2008, **63**(11): 17-21.  
[9] BISHARA F, JOG M A, MANGLIK R M. Computational simulation of swirl enhanced flow and heat transfer in a twisted oval tube[J]. J. Heat Transfer-TASME, 2009, **131**(8): 1.  
[10] 周吉成, 朱冬生, 唐新宜, 等. 扭曲管换热器壳程流体流动及传热的数值模拟[J]. 化学工程, 2011, **39**(5): 59-62.  
ZHOU J C, ZHOU D S, TANG X Y, *et al.* Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in shell side of twisted tube heat exchanger[J]. Chemical Engineering, 2011, **39**(5): 59-62.  
[11] 谭祥辉, 孙赫, 张立振, 等. 扭曲椭圆管换热的壳程强化传热特性[J]. 化工学报, 2012, **63**(3): 713-720.  
TAN X H, SUN H, ZHANG L Z, *et al.* Shell side heat transfer enhancement in twisted elliptical tube heat exchanger[J]. CIESC Journal, 2012, **63**(3): 713-720.  
[12] 朱冬生, 安冬旭, 李霞, 等. 高效复合强化换热器的管程性能[J]. 化工学报, 2014, **65**(2): 453-459.  
ZHU D S, AN D X, LI X, *et al.* Tube side performance of new efficient composite enhanced heat exchange[J]. CIESC Journal, 2014, **65**(2): 453-459.  
[13] ZHANG L, YANG S, XU H. Experimental study on condensation heat transfer characteristics of steam on horizontal twisted elliptical tubes[J]. Applied Energy, 2012, **97**: 881-887.  
[14] GAO X N, YIN H B, HUANG Y, *et al.* Nucleate pool-boiling enhancement outside a horizontal bank of twisted tubes with machined porous surface[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, **29**: 3212-3217.  
[15] 朱冬生, 周吉成, 霍正齐, 等. 满液式蒸发器中螺旋扁管的池沸腾传热[J]. 化工学报, 2013, **64**(4): 1151-1156.  
ZHU D S, ZHOU J C, HUO Z Q, *et al.* Pool boiling heat transfer characteristics of twisted tube in flooded evaporator[J]. CIESC

- Journal, 2013, **64**(4): 1151-1156.
- [16] 彦启森, 石文星, 田长青. 空气调节用制冷技术[M]. 北京: 建筑工业出版社, 2009: 89-93, 109-110.  
YAN Q S, SHI W X, TIAN C Q. Air-conditioning Refrigeration Technology [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2009: 89-93, 109-110.
- [17] 余建祖. 换热器原理与设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006: 131-198.  
YU J Z. Heat Exchanger Principle and Design[M]. Beijing: Beihang University Press, 2006: 131-198.
- [18] 董其伍, 刘敏珊. 纵流壳程换热器[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007: 60-85.  
DONG Q W, LIU M S. Longitudinal Flow Shell-side Heat Exchanger[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2007: 60-85.
- [19] MOFFAT R J. Using uncertainty analysis in the planning of an experiment[J]. Journal of Fluids Engineering, 1985, **107**(2): 173-178.
- [20] KLINE S J, MCCLINTOCK F A. Describing uncertainties in single-sample experiment[J]. ASME Mechanical Engineering, 1953, **75**: 3-8.