

双回路逆流干式蒸发器设计及实验验证^{*}

中国科学院广州能源研究所 中科院可再生能源重点实验室

广东省新能源和可再生能源研究开发和应用重点实验室 尹应德[☆] 孙晋飞 朱冬生

TCL 空调器(中山)有限公司 刘峰 王洪

摘要 基于非对称空间传热理念,设计了一种新型双回路逆流干式蒸发器,并将其安装在空气源热泵机组上进行实验测试。理论计算和测试结果表明:制冷工况下,干式蒸发器总表面传热系数的理论计算值为 $1\,709.4\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,实测值为 $1\,938.1\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,后者比前者大 11.8% ;制热工况下,干式蒸发器总表面传热系数的理论计算值为 $1\,834.9\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,实测值为 $2\,226.4\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,后者比前者大 17.5% 。对误差原因进行了分析,结果显示:实际测试时壳程流速增大;蒸发器内换热管的污垢热阻很小。

关键词 双回路 逆流 自支撑 干式蒸发器 总表面传热系数

Design and experimental verification for double-loop countercurrent dry-expansion evaporators

By Yin Yingde[★], Sun Jinfei, Zhu Dongsheng, Liu Feng and Wang Hong

Abstract Based on the asymmetric space heat transfer concept, designs a novel double-loop countercurrent dry-expansion evaporator equipment, and installs it to an air-source heat pump unit and performs the experiment. Theoretical calculation and test results show that the calculated value of the overall surface coefficient of heat transfer is $1\,709.4\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, and the measured value is $1\,938.1\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ for dry-expansion evaporator under cooling condition, the latter is 11.8% higher than the former; and that the corresponding values under heating condition are $1\,834.9\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ and $2\,226.4\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ respectively, the latter is 17.5% higher than the former. Analyses the error cause and concludes that the flow velocity in shell-side of the measured evaporator is increased, and the fouling resistance of heat exchanger tube in the measured evaporator is nearly zero.

Keywords double-loop, countercurrent, self-supporting, dry-expansion evaporator, overall surface coefficient of heat transfer

[★] Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Science, Guangzhou, China

0 引言

蒸发器是制冷/热泵装置中的重要换热设备,根据被冷却介质种类的不同,蒸发器可分为冷却液载体冷剂的水(液)冷蒸发器和风冷蒸发器。根据供液方式的不同,可分为干式、满液式和降膜式蒸发器等。干式蒸发器应用较早,其理论研究和设计技术比较成熟;降膜式蒸发器作为一种新型的蒸发器,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^[1-2]。满液式、降膜式蒸发器主要用于大型制冷机组,其优点是制冷效果好,缺点

是回油困难、制冷剂充注量大。干式蒸发器主要用于中、小型制冷/热泵机组,其优点是调节性能好、回油容易、制冷剂充注量小,缺点是换热性能较差、流阻大^[3]。从理论上讲,干式蒸发器的传热性能比满液式蒸发器好^[4],但在实际应用中,传统干式蒸发器的制冷效果比满液式蒸发器差^[5],这说明干式蒸发器高效传热的潜力在实际应用中并没有发挥出来。

[☆] 尹应德,男,1978年10月生,工学博士,工程师
510640 广州市天河区五山能源路2号大院生物质能源大楼
709室
(020) 37029707
E-mail: yinyingde@163.com

收稿日期:2016-04-18
修回日期:2016-05-11

^{*} 广州市科技计划项目(编号:201604016048),中国南方智谷引进创新团队(编号:顺府办函[2014]365号)

由于干式蒸发器仍有着广泛的应用,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为: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,降低壳程流动阻力;控制污垢热阻等方面。尽可能提高干式蒸发器的换热能力,减小尺寸,降低流动阻力,达到节能、节材和减少制冷剂充注量的目的。

传统的干式蒸发器主要为折流板壳管式换热器,其主要缺点为:管外的折流板导致壳程的流动阻力增大,管外水流和管内的制冷剂之间为叉流,较之逆流,其传热温差小,传热效果相对较差^[6]。另外一种较为常见的是折流杆式换热器,与折流板壳管式换热器相比,主要是对支撑结构进行了改进,改变了流体的流动形态,从而强化了壳程换热和减小了阻力损失^[7]。新型自支撑型干式换热器的换热管束靠管道本身的凹凸点相互接触,起到自支撑作用,不需要折流板,壳程阻力比传统的折流板换热器小。与常规干式蒸发器相比,具有传热效率高、壳程压降小、抗垢性能好、占地面积小等优点。本文将在总结前人研究的基础上,考虑节能、节材和减少制冷剂充注量的要求,为模块空气源热泵设计1种双回路逆流自支撑型干式蒸发器,并对其总表面传热系数进行实验验证。

1 干式蒸发器的设计

1.1 设计参数

模块空气源热泵中的干式蒸发器,管程的制冷剂为 R22,壳程的载冷剂为水,其主要参数如表 1 所示。

表 1 干式蒸发器主要设计参数

制冷量 Q_c /制热量 Q_h /kW	50/65
制冷剂	R22
蒸发温度 t_e /°C	2
冷凝温度 t_c /°C	50
冷水进/出口温度/°C	12/7
热水进/出口温度/°C	40/45

1.2 设计要求

由于对应型号模块空气源热泵搭载 2 台涡旋式压缩机,采用双风机风冷冷凝器,而干式蒸发器要求整体设计,因此,干式蒸发器需设计成制冷剂侧双回路、水侧单回路。管程制冷剂侧有 2 个回路共 4 个进出口,管箱中的隔板将两路制冷剂分隔开,壳程的载冷剂(水)为一路,进、出口各一个。如

图 1 所示,制冷剂与载冷剂纯逆流设计,以达到最大传热温差的效果;此外,为了提高蒸发器的传热性能,根据制冷剂在管内蒸发沸腾和冷凝的特性,基于非对称空间传热理念,上下管程换热管设计成不等传热面积,以适应制冷剂为液、气态时的传热性能差异;上下壳程设计成流体空间体积相等,以保证上下壳程载冷剂的流速相同,使干式蒸发器各局部表面传热系数大大提升。

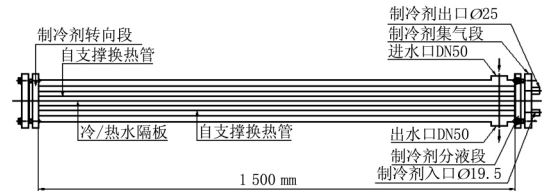


图 1 干式蒸发器纵向示意图

1.3 设计计算

1.3.1 自支撑强化传热管选择

目前,行业内应用较多的自支撑强化传热铜管主要有扭曲管和三叶管等。应用于中、小型换热器内的扭曲管基圆外径多为 9.52,12.70,15.88 mm 这几种规格。由文献[8]可知,换热管管径越小,单位体积内布置的换热面积越大,从而相同容积蒸发器内,采用小管径换热管的换热面积增大,提高了单位体积的换热能力。由文献[9]可知,采用强化传热扭曲管的蒸发器,与传统蒸发器相比,其总传热系数提高了 15% 左右。因此,对于相同换热能力的蒸发器,采用强化传热扭曲管,可减小换热面积,节省管材,并使蒸发器的体积减小,从而,减少制冷剂的充注量。为使结构紧凑,提高换热性能,达到节能、节材和减小制冷剂充注量的要求,本设计选用基圆外径为 9.52 mm 的扭曲铜管,其主要参数如表 2 所示。

表 2 扭曲换热管主要结构尺寸

长轴 A_o /mm	短轴 B_o /mm	扭矩 S /mm	壁厚 δ /mm
11.0	7.90	40	0.41

1.3.2 传热面积计算

初步假设蒸发器的总表面传热系数 $K=1\ 800$ $W/(m^2 \cdot K)$,换热平均温差 Δt_m 为

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t_e) - (t_2 - t_e)}{\ln \frac{t_1 - t_e}{t_2 - t_e}} \quad (1)$$

式中 t_1 和 t_2 分别为载冷剂进、出口温度,°C; t_e 为蒸发温度,°C。

理论传热面积 F 为

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_m} \quad (2)$$

式中 Q 为换热量, W。

扭曲换热管的长度 $L=1500$ mm, 则该蒸发器的理论总管数 Z 为

$$Z = \frac{F}{\pi d_{eo} L} \quad (3)$$

$$d_{eo} = \frac{2A_o B_o}{1.5(A_o + B_o) - \sqrt{A_o B_o}} \quad (4)$$

式(3)、(4)中 d_{eo} 为扭曲管的当量外径, mm。

通常, 为了安全起见, 在实际设计中, 换热器内换热管的数量考虑取 10% 左右的余量。

1.3.3 管内流程数计算

忽略冷凝器的过冷度, 取过热度 4°C , 可查到蒸发器进、出口制冷剂 R22 的比焓, 则制冷剂的质量流量 G_r 为

$$G_r = \frac{Q}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

式中 h_1 和 h_2 分别为蒸发器进、出口制冷剂的比焓, kJ/kg。

管内单流程时的制冷剂流通面积 F_s 为

$$F_s = \frac{\pi}{4} (A_o - 2\delta)(B_o - 2\delta) Z_a \quad (6)$$

式中 Z_a 为实际布置换热管数。

单位面积制冷剂质量流量 W_r 为

$$W_r = \frac{G_r}{\frac{F_s}{n}} \quad (7)$$

干式蒸发器管内制冷剂质量流量一般取 200 kg/($\text{m}^2 \cdot \text{s}$) 以下, 为了改善换热性能, 近年来, 新型高效传热干式蒸发器管内制冷剂质量流量有提高的趋势。经试算, $n=2$ 时, $W_r=124.73$ kg/($\text{m}^2 \cdot \text{s}$), 低于 200 kg/($\text{m}^2 \cdot \text{s}$), 较为合理。

1.3.4 管束布置

换热器壳体的尺寸由换热管的数量、管间距、布置规则、壳程流体流速等因素决定。图 2 为干式蒸发器的截面示意图, 为配合空气源热泵的双压缩机、分制冷剂环路的设计, 干式换热器的左右半部各为一个制冷剂回路, 管程为二流程; 中间用隔板分隔开, 壳程也为二流程。根据管子的实际排布需要, 上管程排管数为 54 根, 下管程为 38 根, 实际换热面积为 4.0 m^2 。

1.3.5 传热校核计算

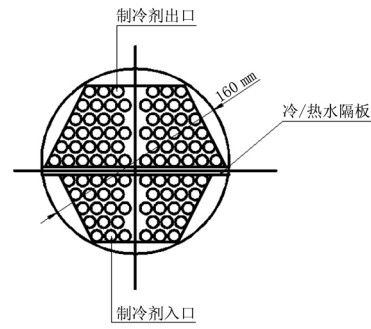


图 2 干式蒸发器横截面示意图

考虑管内外的污垢热阻及管壁的导热热阻, 总表面传热系数计算式为

$$K = \frac{1}{R_{di} + \frac{1}{\alpha_i} \frac{d_{eo}}{d_{ei}} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{d_{eo}}{d_m} + \frac{1}{\alpha_o} + R_{do}} \quad (8)$$

式中 R_{di} 为管内污垢热阻, 取 $2.0 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$; α_i 为管内表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; d_{ei} 为扭曲管当量内径, mm; λ 为铜管管壁材料导热系数, 取 $383.8 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; d_m 为 d_{eo} 和 d_{ei} 的对数平均值, 取 9.32 mm; α_o 为管外表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; R_{do} 为管外污垢热阻, 取 $8.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 。

制冷剂管内表面蒸发沸腾传热系数计算式^[10]为

$$\alpha_{ei} = AB \frac{q_i^{0.4} W_r^{0.4}}{d_{ei}^{0.6}} \quad (9)$$

式中 A 为物性系数, 取 0.487 ; B 为修正系数, 取 1.5 ; q_i 为热流密度, W/m^2 。

制冷剂管内表面冷凝传热系数计算式^[10]为

$$\alpha'_{ei} = 0.455C \left(\frac{\beta}{q_i d_{ei}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

式中 β 为物性系数, 计算结果为 $5.44 \times 10^{12} \text{ W}^3 \cdot \text{N}/(\text{m}^6 \cdot \text{K}^3 \cdot \text{s})$; C 为修正系数, $C=2.0$ 。

管外表面载冷剂传热系数计算式^[11]为

$$\alpha_o = D \frac{Nu_o \lambda_o}{d_{eo}} \quad (11)$$

式中 D 为修正系数, $D=1.35$; Nu_o 为努塞尔数; λ_o 为导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

1.3.6 计算数据

干式蒸发器各参数计算结果如表 3 所示。

制冷和制热时, 干式蒸发器管内外流体各参数计算结果如表 4 所示。

2 实验验证

2.1 实验装置

表3 干式蒸发器各参数计算结果

理论传热面积 F/m^2	3.85
椭圆管当量外径 d_{eo}/mm	9.13
椭圆管当量内径 d_{ei}/mm	8.71
理论总管数 Z	89
实际总管数 Z_a	98
实际传热面积 F_a/m^2	4.24

为了测试双回路纯逆流自支撑型干式蒸发器的综合总表面传热系数,将该型干式蒸发器安装在模块式空气源热泵上,并利用焓差实验室进行相关的实验测试。

图3 为干式蒸发器实验测试示意图,带新型干

表4 干式蒸发器管内外流体各参数计算结果

	制冷工况	制热工况
换热平均温差 $\Delta t_m/^\circ C$	7.21	7.21
制冷剂的质量流量 $G_r/(kg/s)$	0.343	0.343
管内单流程时的流通面积 F_s/m^2	0.005 5	0.005 5
单位面积制冷剂质量流速 $W_r/(kg/(m^2 \cdot s))$	124.73	124.73
热流密度 $q_i/(W/m^2)$	11 792	15 330
管内表面传热系数 $\alpha_i/(W/(m^2 \cdot K))$	3 689.8	3 130.4
管外流体雷诺数 Re_o	6 155	17 047
普朗特数 Pr_o	9.73	4.16
努塞尔数 Nu_o	51.22	96.97
管外表面传热系数 $\alpha_o/(W/(m^2 \cdot K))$	4 821.9	10 164.5
总表面传热系数 $K/(W/(m^2 \cdot K))$	1 709.4	1 834.9

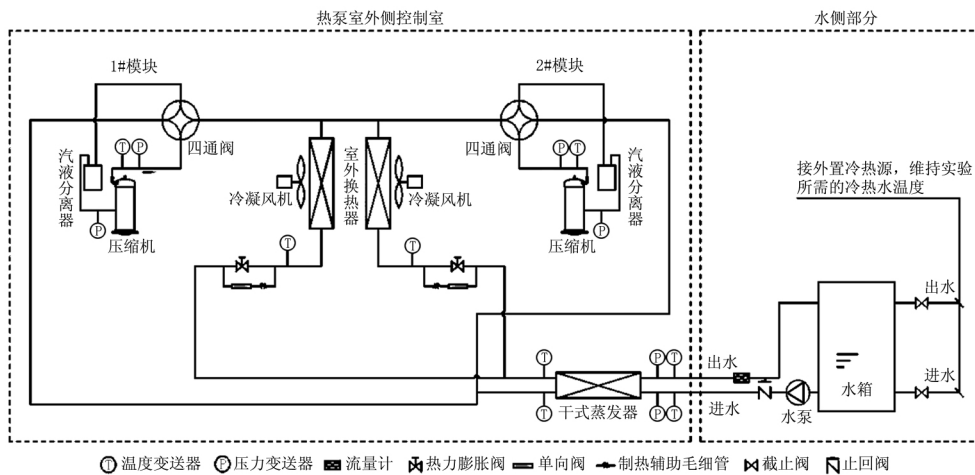


图3 干式蒸发器实验测试示意图

式蒸发器的空气源热泵由2个模块组成,压缩机采用涡旋压缩机,冷凝器为风冷冷凝器,蒸发器为笔者研发的新型高效干式蒸发器,节流装置采用热力膨胀阀,制冷剂为R22。整个空气源热泵安装于焓差实验室的室外侧控制室内,空气源热泵冷水/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,可实现制冷/制热工况的转换。

通过调节干式蒸发器的载冷剂流量和温度来控制制冷剂的蒸发温度。利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5所示。

表5 主要测试仪器

	型号	量程	精度
铂热电阻	Pt100	0~300 $^\circ C$	A级
湿度传感器	EE20	0~100%	
涡轮流量传感器	LWGY-40	2~15 m^3/h	1%
压力变送器	KYB600	0~4 MPa	0.25%
三相四线有功电度表	DT862-4	0~50 A	2%

2.2 实验数据处理

2.2.1 制冷量

空气源热泵在制冷工况时,其制冷量的测试可采用液体载冷剂法。空气源热泵的制冷量 Q_c 等于蒸发器的换热量,其计算式为

$$Q_c = mc_p \Delta t = \rho V c_p (t_1 - t_2) \quad (12)$$

式中 m 为冷水质量流量, kg/s ; c_p 为冷水比定压热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$; Δt 为算术平均温差, $^\circ C$; ρ 为冷水密度, kg/m^3 ; V 为冷水体积流量, m^3/s ; t_1 为冷水进口温度, $^\circ C$; t_2 为冷水出口温度, $^\circ C$ 。

2.2.2 制热量

空气源热泵在制热工况时,其制热量的测试同样可采用液体载冷剂法,计算方法同2.2.1节。

2.2.3 总表面传热系数的计算

总表面传热系数可由式(2)计算得到。

2.3 实验测试结果

实验测试工况分为制冷工况和制热工况,空气源热泵的制冷和制热工况通过焓差实验室来调节和控制。制冷时的测试工况为干球温度 $34.99^\circ C$, 湿球温度 $23.99^\circ C$, 制热时的测试工况为干球温度

7.06℃,湿球温度5.98℃,实验测试结果如表6,7所示。

表6 制冷工况测试结果

	时间/min							平均值
	5	10	15	20	25	30	35	
进口水温/℃	11.19	11.17	11.17	11.13	11.09	11.05	11.01	11.12
出口水温/℃	7.15	7.14	7.13	7.10	7.06	7.04	7.00	7.09
进出水温差/℃	4.04	4.03	4.04	4.03	4.03	4.01	4.01	4.03
冷水流量/(m ³ /h)	11.16	11.17	11.17	11.17	11.16	11.16	11.16	11.16
制冷量/kW	52.44	52.39	52.48	52.39	52.30	52.19	52.13	52.33

表7 制热工况测试结果

	时间/min							平均值
	5	10	15	20	25	30	35	
进口水温/℃	40.28	40.14	40.24	40.21	40.26	40.28	40.32	40.25
出口水温/℃	45.02	44.90	44.97	44.97	45.00	45.02	45.07	44.99
进出水温差/℃	4.74	4.76	4.73	4.76	4.74	4.74	4.75	4.75
制热水流量/(m ³ /h)	11.46	11.47	11.47	11.46	11.46	11.47	11.46	11.46
制热量/kW	63.32	63.49	63.15	63.50	63.12	63.28	63.39	63.32

2.4 结果分析

制冷工况下实测得到的总表面传热系数为1 938.1 W/(m²·K),对应的理论计算结果为1 709.4 W/(m²·K),比理论计算结果大11.8%;制热工况下实际测试得到的总表面传热系数为2 226.4 W/(m²·K),对应的理论计算结果为1 834.9 W/(m²·K),比理论计算结果大17.5%。

分析原因可知:实际测试时壳程流速增大,因此,壳程的对流换热表面传热系数增大。根据实际经验,在保持壳程流动阻力在合理范围的情况下,尽量提高流速,以增大干式蒸发器的总表面传热系数,有利于制冷机组/热泵整体性能的提升。此外,由于干式蒸发器是全新的,蒸发器内换热管内外的污垢尚未形成,其污垢热阻几乎为零。而理论计算考虑了干式蒸发器污垢对换热性能的影响,因此,理论计算值比实际测试值小是合理的。随着运行时间的推移,理论计算值将与实际值逐渐接近。若系统长期运行不清洗,则最终的实际值可能比理论计算值还小。

3 结论

1) 干式蒸发器在制冷工况下理论计算的总表面传热系数为1 709.4 W/(m²·K),实际测试的总表面传热系数为1 938.1 W/(m²·K),比理论值提高了11.8%;在制热工况下理论计算的总表面传热系数为1 834.9 W/(m²·K),实际测试的总表面传热系数为2 226.4 W/(m²·K),比理论值提高了17.5%;在合理的误差范围内,本文设计的双回路逆流自支撑型干式蒸发器是可行的。

2) 由于总表面传热系数的理论计算值考虑了

管内外污垢热阻,而实际测试时,全新的干式蒸发器的污垢尚未形成,其污垢热阻很小,因此,理论计算值比实际测试值小是合理的。

3) 由于采用强化传热扭曲管作为换热管,较之传统的蒸发器,笔者研制设计的双回路逆流自支撑型干式蒸发器采用强化传热扭曲管,符合干式蒸发器具有节能、节材和减少制冷剂充注量的发展方向。

参考文献:

- [1] 张猛,周幅彦,朱冬生.降膜蒸发器的研究进展[J].流体机械,2012,40(6):82-86
- [2] 王学会,袁晓蓉,吴美高,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
- [3] 刘斌.干式管壳蒸发器的应用和优化设计[J].制冷与空调,2007,7(2):40-42
- [4] 陈沛霖,岳孝方.空调与制冷技术手册[M].上海:同济大学出版社,1989:795-800
- [5] 潘丽君.满液式蒸发器与干式蒸发器的区别[J].制冷,2011,30(3):80-83
- [6] PENG B, WANG Q W, ZHANG C, et al. An experimental study of shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles[J]. ASME J Heat Transf, 2007, 129 (10):1425-1431
- [7] 王英双.纵流管壳式换热器流动与传热性能的理论及实验研究[D].武汉:华中科技大学,2011:2-12
- [8] 司少娟,陈亚标,程跃,等.双回路紧凑型干式蒸发器的设计[J].低温与超导,2009,37(10):32-35
- [9] 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
- [10] 彦启森,石文星,田长青.空气调节用制冷技术[M].北京:中国建筑工业出版社,2009:89-93,109-110
- [11] 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