文章编号:0253-4339(2016) 02-0113-06 **doi**:10.3969/j.issn.0253-4339.2016.02.113

# 水冷套管式 CO, 气冷器的设计及实验研究

#### 吕静<sup>1</sup> 马逸平<sup>1</sup> 曹科<sup>1</sup> 石冬冬<sup>1</sup> 高强<sup>2</sup> 胡特特<sup>1</sup> 赵琦昊<sup>1</sup>

#### (1 上海理工大学环境与建筑学院 上海 200093; 2 福建雪人股份有限公司 福州 350200)

摘 要 本文设计了一台 CO<sub>2</sub> 套管式气冷器并对其进行了换热特性的实验研究。该气冷器采用逆流三重套管,CO<sub>2</sub> 在内管流动,冷却水在内外管间流动。实验研究了不同 CO<sub>2</sub> 质量流量、人口压力和冷却水温度对传热系数、换热量和换热器效能系数的影响。实验结果表明,随着 CO<sub>2</sub> 质量流量的增加,传热系数和换热量均呈先增后减的趋势,换热器效能系数逐渐减小;CO<sub>2</sub> 质量流量不变时,传热系数、换热量和换热器效能系数均随气冷器 CO<sub>2</sub> 人口压力的升高而逐渐增大;随着冷却水温度的升高,传热系数、换热量和换热器效能系数均逐渐减小。

关键词 套管式气冷器;换热性能;三重套管

中图分类号:TQ051.5;TK124

#### 文献标识码:A

## Design and Experimental Study on CO<sub>2</sub> Water-cooled Tube-in-tube Gas Cooler

Lü Jing<sup>1</sup> Ma Yiping<sup>1</sup> Cao Ke<sup>1</sup> Shi Dongdong<sup>1</sup> Gao Qiang<sup>2</sup> Hu Tete<sup>1</sup> Zhao Qihao<sup>1</sup> (1. School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China; 2. Fujian Snowman Co., Ltd., Fuzhou, 350200, China)

**Abstract** A water-cooled tube-in-tube gas cooler was designed in this paper, and experimental researches on it were conducted. A triple tube is equipped in the gas cooler with  $CO_2$  in the inner tubes and water between inner and outer tubes. Experimental investigations were done about the effect of  $CO_2$  mass flow rate, inlet pressure and cooling water temperature on heat transfer coefficient, heat transfer and heat exchanger efficiency. The results show that both heat transfer coefficient and heat transfer firstly increase and then decrease while  $CO_2$  mass flow rate increases, and heat exchanger efficiency reduce gradually when  $CO_2$  mass flow rate increases. In the same  $CO_2$  mass flow rate, heat transfer coefficient, heat transfer and heat exchanger efficiency increase with the increase of  $CO_2$  inlet pressure and decrease while cooling water temperature increases.

Keywords tube-in-tube gas cooler; heat transfer performance; triple tube

随着经济的发展和环保意识的增强,CO<sub>2</sub> 作为制 冷工质再一次应用于制冷空调系统中<sup>[1-3]</sup>。CO<sub>2</sub> 跨 临界循环在高压侧具有较大的温度滑移<sup>[4-5]</sup>,与冷却 介质温升过程相匹配,使其在热泵循环方面具有独特 的优势<sup>[6-7]</sup>。于是众多专家学者<sup>[8]</sup>针对超临界 CO<sub>2</sub> 在冷却条件下的换热情况进行了研究。Pitla S S 等<sup>[9]</sup>将实验研究和数值模拟相结合,研究了超临界 CO<sub>2</sub> 在管内的冷却换热,提出用平均努谢尔特数表示 的换热关联式。Yoon S H 等<sup>[10]</sup>对超临界 CO<sub>2</sub> 在内 径为7.73 mm 的铜管中的冷却换热进行实验研究, 并修正了 Baskov V L 等<sup>[11]</sup>的关联式,提出更加符合 实验结果的关联式,其平均偏差与绝对平均偏差分别 只有 1.6% 和 12.7%。Liao S M 等<sup>[12]</sup>对超临界 CO<sub>2</sub> 微通道的换热特性进行了实验研究,得出适用于超临 界 CO<sub>2</sub> 在水平微通道和竖直微通道内换热的关联 式。陈明辉等<sup>[13]</sup>对套管管束式换热器进行了设计与 实验研究,指出套管管束式换热器是一种紧凑高效的 换热器。张仙平等<sup>[14]</sup>对套管式换热器的性能进行研 究时发现,在保证水侧和 CO<sub>2</sub> 侧的流通面积基本相 等的情况下,大管内套 3 根细管的套管式气冷器换热 性能最优。

本文设计了一台 CO<sub>2</sub> 套管式气冷器,并对其换 热特性进行了实验研究。考虑 CO<sub>2</sub> 气冷器在超临 界状态下运行,压力可达 12 MPa,且水侧温度高,所 以本文采用承压能力较强的套管式换热器,并采用 大管内套三根细管的结构形式。换热关联式采用 Yoon S H 等<sup>[10]</sup>提出的超临界 CO<sub>2</sub> 冷却换热关 联式。

# 1 气体冷却器的设计

#### 1.1 设计参数

根据国家标准<sup>[15]</sup>及系统运行的需要<sup>[16]</sup>,确定气 冷器的设计工况:水侧进口温度为 $t_{w,i}$  = 15 ℃,出口 温度为 $t_{w,o}$  = 65 ℃,冷却水体积流量为V = 70 L/h,制 热量为Q = 4.75 kW。压缩机排气压力为 $p_{dis}$  = 10.26 MPa,排气温度为 $t_{dis}$  = 95 ℃,排气量为 $V_{dis}$  = 0.9 m<sup>3</sup>/h。

#### 1.2 管径确定

根据冷却水体积流量,考虑水侧和 CO<sub>2</sub> 侧流通 面积尽可能相等的条件,气冷器内管管径取 5 mm × 0.8 mm,外管管径取 16 mm × 1 mm,则换热器内管内 径为 $d_i$  = 3.4 mm,外径为 $d_o$  = 14 mm。CO<sub>2</sub> 在内管流 动,冷却水在内外管间流动,套管截面如图 1 所示。



图 1 套管截面示意图 Fig. 1 Schematic of the tube-in-tube section

## 1.3 管长计算

气冷器管材选用紫铜管,导热系数为 $\lambda$  = 398 W/ (m·K)<sup>[17]</sup>。建立套管式换热器的二维分布参数仿真 模型,沿 CO<sub>2</sub> 流向以长度为 $L_u$  = 0.1 m 的单元进行计 算。对任一计算单元,作如下简化与假设:1)忽略管 壁及制冷剂的轴向导热;2)冷却水的进口温度与流 速稳定一致;3)CO<sub>2</sub>的入口压力与温度稳定不变。对 任一计算单元*j*,有如下能量与质量守恒方程:

$$Q_j = m_{w,j} c_{p,w} (t_{wo,j} - t_{wi,j})$$

$$(1)$$

$$Q_{j} = m_{r,j} [h(t,p)_{i,j} - h(t,p)_{o,j}]$$
CO<sub>2</sub> 侧和水侧之间的传热.
(2)

$$Q'_{j} = \frac{\left[\left(t_{\mathrm{ri},j} - t_{\mathrm{wo},j}\right) - \left(t_{\mathrm{ro},j} - t_{\mathrm{wi},j}\right)\right] / \ln\left(\frac{t_{\mathrm{ri},j} - t_{\mathrm{wo},j}}{t_{\mathrm{ro},j} - t_{\mathrm{wi},j}}\right)}{\frac{1}{h_{\mathrm{ri},j}A_{\mathrm{ri},j}} + \frac{\delta}{\lambda A_{\mathrm{ri},j}} + \frac{1}{h_{\mathrm{wi},j}A_{\mathrm{wi},j}}} (3)$$

如前所述,CO<sub>2</sub> 在超临界下的管内冷却传热系数的计算,采用 Yoon S H 等<sup>[10]</sup>提出的传热关联式:

$$Nu_{\rm f} = aRe_{\rm f}^{b}Pr_{\rm f}^{c} \left(\frac{\rho_{\rm pc}}{\rho_{\rm f}}\right)^{"}$$

$$(4)$$

$$h_{r,j} = \frac{M u_{l} \Lambda_{r}}{D}$$

$$- 114 -$$
(5)

式中: $Nu_f$ 为努谢尔特数; $h_{r,j}$ 为超临界 CO<sub>2</sub> 管内 冷却传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K); D 为水力直径, m。 $t_{pc}$ 为 准临界温度, C; $t_f$ 为流体温度, C; 当  $t_f < t_{pc}$ 时, a = 0.14, b = 0.69, c = 0.66, n = 0; 当  $t_f \leq t_{pc}$ 时, a = 0.013, b = 1.0, c = -0.05, n = 1.6。

模型计算流程为:从 CO<sub>2</sub> 人口处沿其流动方向, 对每一计算单元,首先假设水侧入口温度为 $t_{w,i}$ ,然后 根据方程(1)得出计算单元的传热量 $Q_j$ 根据方程(2) 得出制冷剂出口状态,由方程(3)得出水侧和 CO<sub>2</sub> 侧 之间的传热量 $Q'_{jo}$ 比较 $Q_j$ 与 $Q'_j$ ,若相等则进入下 一个计算单元,不相等则重新假设 $t_{w,io}$ 每计算一个 单元,管长叠加 $L_u$ =0.1 m,直至第j单元的水侧入口 温度为 $t_{w,i}$ =15 ℃时,停止迭代,输出管长。本文基 于 Matlab,开发了超临界状态下的 CO<sub>2</sub> 套管式气冷器 模型仿真程序,计算流程如图 2 所示。

经计算,换热管长为8.6 m,为保证换热效果,管 长取计算值的1.5 倍并取整,则管长为L=13 m。

### 1.4 气冷器结构

换热器由换热管按图 3 所示的形式盘绕而成,共 11 层,长宽高分别为:550 mm、275 mm 和 260 mm。

## 2 实验系统及工况

### 2.1 实验系统

如图 4 所示,实验系统由 4 个子系统组成,分别 为 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统、冷却水系统、测试系统和辅 助系统。CO<sub>2</sub> 跨临界系统(虚线流程)由气冷器、电 子膨胀阀、蒸发器、气液分离器和压缩机组成。冷却 水系统(实线流程)由焓差室板式换热器、截止阀、冷 却水泵等组成。焓差室通过板式换热器调节、控制冷 却水的温度,为跨临界 CO<sub>2</sub> 循环系统提供不同温度 的循环水;测试系统(点划线)由温度测量(热电偶)、 压力测量(压力传感器)、流量测量(水流量计)及数 据采集(安捷伦和计算机)等组成。各测试仪器详见 表 1。辅助系统主要为焓差室,焓差室一方面为实验 系统提供不同温度的冷却水,另一方面为实验系统提 供所需要的温度环境。

#### 2.2 实验工况

根据国家标准<sup>[15]</sup>,制定下列工况。

工況 1:环境干湿球温度分别为 16 ℃、12 ℃,冷 却水进水温度为 17 ℃,冷凝压力为 8 MPa;冷却水流 量为 0.02778 kg/s,CO<sub>2</sub> 质量流量分别调至 14.2 g/s、 15.8 g/s 和 17.6 g/s;

工况 2:环境干湿球温度分别为 16 ℃、12 ℃,冷 却水流量为 0.03333 kg/s, CO,质量流量分别调至



图 2 换热器管长计算流程图 Fig. 2 Tube length of the heat exchanger calculation process



图 3 气冷器结构示意图 Fig. 3 Schematic of the gas cooler structure

14.2 g/s、15.8 g/s 和 17.6 g/s,冷凝压力分别为 9.5 MPa、10 MPa 和 7.5 MPa;在每个 CO<sub>2</sub> 流量处冷却水 温度都分别调节至 9 ℃、17 ℃和 24 ℃;

工况3:冷却水流量为0.04722 kg/s,CO<sub>2</sub> 质量流量 调至14.2 g/s,环境温度分别调至7℃、16℃和25℃,冷





Fig. 4 Schematic of experimental system

凝压力分别为9 MPa、8.5 MPa 和9.5 MPa;在每个环境 温度下进水温度都分别调节至9℃、17℃和24℃。

表 1 测试仪器 Tab. 1 Testing instruments

元件	型号	量程	精度
热电偶	T 型	$-200 \sim 400$ °C	0.1 °C
压力传感器	NS-F	0~13 MPa	0.30%
压力传感器	NS – 17	0~8 MPa	0.50%
容积式水流量计	YK-LK DN3	0~0.12 t/h	0.15% ~
			0.25%
数据采集仪	Agilent34970A	—	—

# 3 气冷器热力计算

本文以换热量 Q、换热系数 K 和换热器效能系数 ε 为评价指标来分析各参数对套管式气冷器性能的 影响。

### 3.1 换热量 Q

本实验忽略热损失,则超临界 CO<sub>2</sub> 流体放出的 热量等于冷却水吸收的热量,即:

$$Q = c_{w} m_{w} (t_{w,o} - t_{w,i})$$
(6)

式中: $c_w$ 为水的定压比热容, J/(kg·K), 取 4200 J/(kg·K); $m_w$ 为冷却水的质量流量, kg/s; $t_{w,i}$ 、 $t_{w,o}$ 分 别为冷却水的进、出口温度, ℃。

### 3.2 传热系数 K

传热系数表示为:

$$K = \frac{Q}{A\Delta t_{\rm m}} \tag{7}$$

式中:K为传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ ;A为套管式换 热器换热面积, $m^2$ ; $\Delta t_m$ 为冷热流体的平均温差, $\mathbb{C}$ 。

本文所研究的套管式换热器采用逆流式换热,流 体的温度沿着流动方向不断变化,温差也不断变化。 因此换热流体的平均温差  $\Delta t_m$ 采用对数平均温差计算,即:

$$\Delta t_{\rm m} = \frac{\Delta t_{\rm max} - \Delta t_{\rm min}}{\ln \frac{\Delta t_{\rm max}}{\Delta t_{\rm min}}} \tag{8}$$

式中: $\Delta t_{max}$ 、 $\Delta t_{min}$ 分别为进口温差及出口温差中的最大值和最小值,  $\mathbb{C}$ 。

#### 3.3 换热器效能系数 $\epsilon$

换热器效能系数表示换热器实际换热效果与最 大可能的换热效果之比,定义为:

$$\varepsilon = \frac{(t' - t'')_{\max}}{t'_1 - t'_2}$$
(9)

式中: $(t' - t'')_{max}$ 为冷却水流体或 CO<sub>2</sub> 流体在气 冷器中的实际最大温差, ℃; $t'_1 - t'_2$  为流体在气冷器 中可能发生的最大温差, ℃。

### 3.4 CO<sub>2</sub> 质量流量 m<sub>r</sub>

根据超临界 CO<sub>2</sub> 放出的热量等于气冷器 CO<sub>2</sub> 进、出口焓差与制冷剂质量流量的乘积,计算 CO<sub>2</sub> 的 质量流量:

$$m_{\rm r} = \frac{Q}{h_{\rm r,i} - h_{\rm r,o}}$$
(10)

式中: $h_{r,i}$ 、 $h_{r,o}$ 分别为 CO<sub>2</sub> 流体在气冷器进、出口 处的焓值, J/kg, 根据进、出口 CO<sub>2</sub> 流体的压力和温度 使用 Refpropm 软件查询获得。

## 4 实验结果

-116 -

### 4.1 CO<sub>2</sub> 质量流量对气冷器换热性能的影响

如图 5~图 7 所示,随着 CO<sub>2</sub> 质量流量的增大, 换热量呈先增后减的趋势;传热系数在 CO<sub>2</sub> 流量较 小时略有增大,当流量达到 15.8 g/s 时,随着 CO<sub>2</sub> 质 量流量的增大传热系数逐渐减小;换热器效能系数在 CO<sub>2</sub> 流量达到 15.8 g/s 之前基本不变,从 15.8 g/s 之 后逐渐减小。出现这种变化的原因是,质量流量的增 大使 CO<sub>2</sub> 流速增大,超临界 CO<sub>2</sub> 流体紊流流动加剧, 所以 CO<sub>2</sub> 侧的传热系数逐渐增大,从而换热量也增 大。当 CO<sub>2</sub> 质量流量继续增大,高于 15.8 g/s 时,由 于流速过快,CO<sub>2</sub> 流体不能与冷却水充分换热,导致 换热量下降,换热器效能系数也逐渐降低。

### 4.2 CO<sub>2</sub> 入口压力对气冷器换热性能的影响

如图 8~图 10 所示, 传热系数和换热量均随 CO<sub>2</sub> 入口压力的升高而逐渐增大, 传热系数在入口压力较 小时变化缓慢, 随着压力的升高, 变化速率逐渐增大。 换热量在压力较小时变化速率较快, 随着压力的升高, 变化速率降低并趋于稳定。换热器效能系数随入口压 力的升高而逐渐增大, 并在 8.5 MPa 时趋于稳定。



图 5 CO2 质量流量对传热系数的影响

Fig. 5 Influence of CO<sub>2</sub> mass flow rate on heat transfer coefficient



图 6 CO<sub>2</sub> 质量流量对换热量的影响

Fig. 6 Influence of CO<sub>2</sub> mass flow rate on heat transfer



图 7 CO<sub>2</sub> 质量流量对效能系数的影响 Fig. 7 Influence of CO<sub>2</sub> mass flow rate on heat exchanger efficiency

#### 4.3 冷却水温度对气冷器换热性能的影响

如图 11 和图 12 所示,随着冷却水温度的升高, 换热量和传热系数均逐渐降低。传热系数开始变化 较快,之后逐渐趋于稳定。随着冷却水温度的升高, CO<sub>2</sub> 和冷却水之间的温差逐渐减小,因而换热量逐渐 减小。如图 13 所示,换热器效能系数随冷却水温度 的升高而逐渐减小,气冷器中流体之间的实际最大温 差为 CO<sub>2</sub> 人口温度与冷却水人口温度之差,随着冷















Fig. 10 Influence of CO<sub>2</sub> inlet pressure on heat exchanger efficiency

却水温度逐渐升高,这一温差逐渐减小,导致效能系数逐渐减小。

### 5 结论

本文设计了一台水冷套管式气冷器,并在 CO<sub>2</sub> 热泵热水器实验台上对其进行了换热性能实验,得出 以下结论:



图 11 冷却水温度对换热系数的影响

Fig. 11 Influence of cooling water temperature on heat transfer coefficient



图 12 冷却水温度对换热量的影响

Fig. 12 Influence of cooling water temperature on heat transfer





1) CO<sub>2</sub> 侧传热系数和换热量随着 CO<sub>2</sub> 质量流量 的增大而增大,当质量流量高于 17.2 g/s 时,传热系 数和换热量均逐渐降低;换热器效能系数随着 CO<sub>2</sub> 质量流量的增大而逐渐减小;

2)随着气冷器 CO<sub>2</sub> 入口压力的升高, CO<sub>2</sub> 侧传 热系数、换热量和换热器效能系数均逐渐增大, 当入 口压力达到 8.5 MPa 时, 换热器效能系数趋于稳定; 3)随着冷却水温度的升高,CO<sub>2</sub>侧传热系数、换 热量和换热器效能系数均逐渐减小。

本文受沪江基金(D14003)和上海理工大学教育教学改 革研究(2015-JPBKZ-005)项目资助。(The project was supported by the Hujiang Foundation of China (No. D14003) and the Funding Project of Education and Teaching Reform Research of USST (No. 2015-JPBKZ-005).)

#### 参考文献

- 2. 黎立新,季建刚,乐维健,等.环保型 CO<sub>2</sub> 跨临界制冷 系统[J].东南大学学报(自然科学版),2001,31(4): 101-105. (LI Lixin, JI Jiangang, YUE Weijian, et al. Environment friendly transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration system
   [J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 2001, 31(4): 101-105.)
- [2] 刘业凤,朱洪亮,张峰,等. CO<sub>2</sub> 热泵热水器充注量确 定及系统实验研究[J]. 上海理工大学学报, 2015, 37
  (1): 49-56. (LIU Yefeng, ZHU Hongliang, ZHANG Feng, et al. Determining the refrigerant charging amount and experimental study on CO<sub>2</sub> heat pump water heater
  [J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2015, 37(1): 49-56.)
- Ge Y T, Tassou S A, Santosa I D, et al. Design optimization of CO<sub>2</sub> gas cooler/condenser in a refrigeration system
   [J]. Applied Energy, 2015, 160: 973-981.
- [4] 马一太,王景刚,魏东. 自然工质在制冷空调领域里的应用分析[J]. 制冷学报,2002,23(1):1-5. (MA Yitai, WANG Jinggang, WEI Dong. Analysis of natural refrigerants applied in refrigeration and air conditioning[J]. Journal of Refrigeration, 2002, 23(1):1-5.)
- [5] Mancini F, Minetto S, Fornasieri E. Thermodynamic analysis and experimental investigation of a CO<sub>2</sub> household heat pump dryer [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(4): 851-858.
- [6] 徐洪涛, 袁秀玲, 李国强, 等. 跨临界循环二氧化碳在 热泵型热水器中的应用研究[J]. 制冷学报, 2001, 22
  (3): 12-16. (XU Hongtao, YUAN Xiuling, LI Guoqiang, et al. The research of trans-critical carbon dioxide heat pump water heater [J]. Journal of Refrigeration, 2001, 22(3): 12-16.)
- [7] 李小飞,陈汝东. CO<sub>2</sub> 循环的特点及其在热泵热水器中的应用[J].流体机械,2005,33(2):59-61. (LI Xi-aofei, CHEN Rudong. CO<sub>2</sub> cycle characteristics and its application in the HPWH[J]. Fluid Machinery, 2005, 33 (2):59-61.)
- [8] 罗会龙,林辩启,杜培俭,等.大功率二氧化碳热泵热水系统运行性能研究[J].化工学报,2015,66(6): 2274-2279. (LUO Huilong, LIN Bianqi, DU Peijian, et al. Investigation of operational performance of high power CO<sub>2</sub> heat pump hot water system [J]. CIESC Journal,

— 118 —

2015, 66(6): 2274-2279.)

- [9] Pitla S S, Groll E A, Ramadhyani S. New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO<sub>2</sub>[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(7): 887-895.
- [10] Yoon S H, Kim J H, Hwang Y W, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(8): 857-864.
- [11] Baskov V L, Kuraeva I V, Protopopov V S. Heat transfer with the turbulent flow of a liquid at supercritical pressure in tubes under cooling conditions [J]. High Temperature, 1977, 15(1): 6-8.
- [12] Liao S M, Zhao T S. An experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(25): 5025-5034.
- [13] 陈明辉, 厉日竹, 何晓艳, 等. 一体化核反应堆套管管 束式换热器设计与实验[J]. 中国学术期刊文摘, 2007 (14):156. (CHEN Minghui, LI Rizhu, HE Xiaoyan, et al. Design and tests of a double-tube bundle heat exchanger for an integrated nuclear reacter[J]. Chinese Science Abstracts, 2007(14):156.)
- [14] 张仙平, 王凤坤, 范晓伟, 等. CO<sub>2</sub> 跨临界循环热泵热水器用气冷器的优化设计[J]. 流体机械, 2008, 36 (3): 81-85. (ZHANG Xianping, WANG Fengkun, FAN Xiaowei, et al. Optimal design of gas cooler applied in CO<sub>2</sub> transcritical cycle heat pump water heater[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(3): 81-85.)
- [16] 刘圣春, 马一太, 刘秋菊. CO<sub>2</sub> 热泵热水器实验研究
  [J]. 天津大学学报, 2008, 41(2): 238-242. (LIU Shengchun, MA Yitai, LIU Qiuju. Experiments of CO<sub>2</sub> heat pump water heater[J]. Journal of Tianjing University, 2008, 41(2): 238-242.)
- [17] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京:高等教育 出版社,2006:555.

#### 通信作者简介

吕静,女,副教授,上海理工大学环境与建筑学院,(021) 55270275,E-mail: lvjing810@163.com。研究方向:超临界二 氧化碳传热特性,跨临界二氧化碳汽车空调系统的性能。

#### About the corresponding author

Lü Jing, female, associate professor, School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, + 86 21-55270275, E-mail: lvjing810 @ 163. com. Research fields: heat transfer characteristics of supercritical  $CO_2$ , research of the performance of a trans-critical  $CO_2$  automotive air conditioning system.