

DOI:10.7652/xjtuxb201411012

一种带中间换热器的双热源高温热泵系统

杨卫卫, 曹兴起, 何雅玲, 周福

(西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了提高工业高温热泵系统的热力性能,实现对工业低温余热的高效综合回收,提出了一种带中间换热器的双热源高温热泵系统。第一级热泵以 CO_2 为工质、以空气为热源,在超临界状态下将冷水加热到中间温度。第二级热泵以 R152a(二氟乙烷)作为工质,从工业余热源吸收热量,将水加热到所需的高温,并且在中间换热器中将 CO_2 加热到过热状态。对该双热源热泵系统进行热力学分析,发现给定 R152a 在中间换热器温降的情况下, CO_2 存在最大的过热度,使得整个系统达到最佳运行工况。以回收 $50\text{ }^\circ\text{C}$ 废水余热为例与单热源热泵进行比较,平均供水量是后者的两倍多,单位质量热水的耗功量减少 43.2% ,性能系数和炯效率分别平均提高 41.9% 和 23.96% 。

关键词: 高温热泵;双热源;中间换热器;热力学分析

中图分类号: TU833.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)11-0070-05

A Double-Heat Source High-Temperature Heat Pump System with an Intermediate Heat Exchanger

YANG Weiwei, CAO Xingqi, HE Yaling, ZHOU Fu

(Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering of MOE, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To improve the thermal performance of industrial heat pumps and realize the high-efficiency recovery of industrial low-temperature residual heat, a double-heat source high-temperature heat pump system with an intermediate heat exchanger is proposed in this paper and the cold water is heated to high temperatures by two stages for industrial application. First, it is heated to the intermediate temperature by CO_2 which absorbs heat from the air, and then, the water is further heated to a high temperature by R152a, taking waste water as the heat source. In the intermediate heat exchanger, the heat of R152a after condensation is recovered by heating CO_2 to the superheated state after evaporation. Thermodynamic analysis was conducted and it was indicated that there exists a highest superheated temperature for CO_2 when the temperature drop of R152a is given in the intermediate heat exchanger, which shows the best performance of this heat pump system. Compared with the single-heat source heat pump by recovering the residual heat of waste water of $50\text{ }^\circ\text{C}$, the hot water supply is more than double of it; the average power consumption per kg of hot water decreases about 43.2% ; and the COP and energy efficiency increase about 41.9% and 23.9% respectively.

Keywords: high-temperature heat pump; double heat source; intermediate heat exchanger; thermodynamic analysis

收稿日期: 2014-03-04。 作者简介: 杨卫卫(1980—),男,博士,副教授,硕士生导师。 基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目(2013CB22b304);国家自然科学基金青年基金资助项目(51106128);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目。

网络出版时间: 2014-09-01

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20140901.1009.005.html>

热泵供热技术是一种高效节能技术,在建筑、工业过程等领域有着广泛应用^[1-3]。目前,常温热泵(供热温度 50℃ 以下)基本成熟且已市场化,热泵技术更广阔的应用空间要靠提高供热温度来开拓。高温热泵技术通过提高蒸发温度,使无法以常温热泵技术利用的大量工业余热资源得以回收利用,同时降低了工业余热排放造成的热污染等问题,通过提高冷凝温度为相应的工业过程提供符合要求的较高的供热温度水平,拓展了热泵技术的应用空间。

高温热泵技术日益受到国内外研究者的重视^[4-5],当前研究重点集中在寻找环境友好、热力参数适宜、循环性能优良的高温热泵适用工质,这对热泵系统的整体性能有重要影响,像自复叠式高温热泵系统性能的优劣就在很大程度上取决于热泵工质的选择与配比^[6]。国外的 Goktun 以及 Devotta 等阐述了高温热泵工质的选择标准,并通过理论分析及实验研究对多种高温热泵工质的应用可行性进行了探讨^[7-8]。国内清华大学及天津大学等也开展了诸多类似方面的研究^[9-10]。

高温热泵系统的研究虽然取得了一定进展,但由于其冷凝温度高,加热冷水的过程中工质和水之间的平均换热温差较大,同时工质冷凝后的节流过程损失较大,严重影响了系统的性能。以文献[11]中提出的一种新型余热回收高温热泵机组为例,在蒸发温度为 35℃、冷凝温度为 85℃ 的情况下对自来水进行加热,最大热泵性能系数(COP)仅为 2.5。另外,对于一些临界温度较低的热泵工质,虽然不适合以温度相对较高的工业余热作为蒸发器热源,却可以从空气等温度相对较低的热源中吸收热量并易被压缩到超临界状态,在气体冷却器中放热时具有较大的温度滑移,可实现放热过程与冷源温度较好地匹配,减少不可逆损失。这方面以超临界 CO₂ 热泵的研究最为广泛,并针对系统性能的提高进行了一些优化工作^[12-13],但由于 CO₂ 临界压力(7.37 MPa)太高,在高温热泵领域的应用受到排气压力过高、效能降低等问题的限制,实用性大为降低。

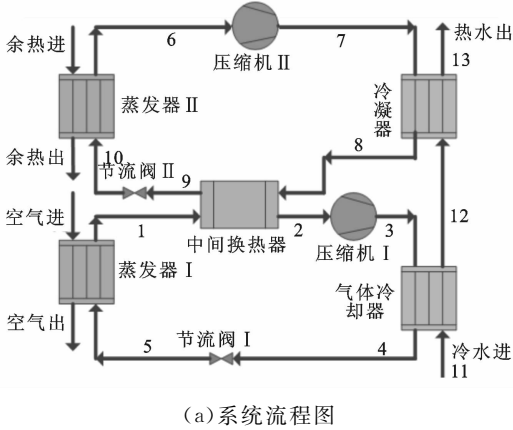
针对上述问题,本文提出了一种带有中间换热器的双热源高温热泵系统,对冷水实行梯级加热达到较高温度的供水需求。该系统第一级采用空气源超临界 CO₂ 热泵循环,将冷水加热到中间温度,第二级的蒸气压缩循环以 R152a(二氟乙烷)为工质,从余热源中吸热,在冷凝器中进一步将用水加热到所需高温。在两循环之间设置中间换热器,回收冷凝后的高温工质 R152a 中的热量用以加热从蒸发

器中出来的 CO₂。针对上述系统建立理论模型,分析其热力学性能。

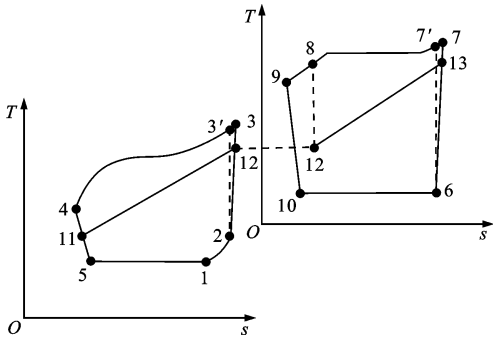
1 系统模型

1.1 循环流程

图 1 是所提出的带中间换热器的双热源高温热泵系统流程图和 T-s 图。低临界温度的 CO₂ 工质在蒸发器 I 中吸收空气的热量后达到饱和蒸气状态,进入中间换热器被冷凝后的 R152a 加热至过热状态,然后经由压缩机 I 压缩升温升压至超临界状态,在气体冷却器中放热并将冷水初步加热到某一中间温度,最后经节流阀 I 节流回到蒸发器 I 中。与此同时,高临界温度的 R152a 在蒸发器 II 中吸收工业余热源中的热量后被压缩机 II 压缩至高温高



(a) 系统流程图



1~13: 状态点

(b) T-s 图

图 1 带有中间换热器的双热源高温热泵系统流程图及 T-s 图

压,在冷凝器中放热将中间温度的用水加热至所需的温度。冷凝后的 R152a 温度仍然较高,进入中间换热器将部分热量传递给 CO₂ 后再通过节流阀 II 回到蒸发器 II。与传统冷水单级加热高温热泵系统相比,该系统对冷水进行梯级加热,冷热源之间温度匹配性变好,而且对冷凝后的高温工质显热进行回

收利用,同时提高了热力学第一及第二定律效率。

1.2 系统模型建立

为简化模型,在对系统进行建模时作如下假设:
①系统处于稳定运行的热力学平衡状态,以一维过程处理;
②工质在管道及蒸发器内流动的压力损失忽略不计,在各换热器内的传热过程设为定压过程;
③压缩机内进行绝热非等熵压缩。基于以上假设,根据质量和能量守恒,建立计算模型,关于热泵系统的基本热力循环分析本文不再赘述,仅对反映系统性能的几个主要参数进行分析。

由能量守恒,冷水经过气体冷却器和冷凝器吸收的总热量为

$$Q_C = Q_{C\text{I}} + Q_{C\text{II}} \tag{1}$$

产生的热水质量流量为

$$m_{w2} = Q_C / c_p (t_{13} - t_{11}) \tag{2}$$

压缩机 I、II 的总耗功为

$$W = W_{\text{I}} + W_{\text{II}} \tag{3}$$

产生单位质量热水的耗功为

$$w = W / m_{w2} \tag{4}$$

由定义,热泵系统的性能系数为

$$C_{\text{COP}} = Q_C / W \tag{5}$$

热泵系统的焓效率为

$$\eta = E_{\text{xout}} / E_{\text{xin}} \tag{6}$$

式中: E_{xin} 、 E_{xout} 分别表示热泵系统进出口的可用能。

2 计算与分析

计算过程中的主要参数如表 1 所示,工质的物性参数由美国标准技术研究所开发的工质物性软件 NIST REFPROPE 调用^[14],文中利用 matlab 语言编程对热泵系统进行相关计算。

表 1 主要计算参数

参数	数值
余热源温度/℃	50
余热源水质量流量/kg·s ⁻¹	10
CO ₂ 蒸发温度/℃	12
CO ₂ 排气压力/MPa	10
R152a 蒸发温度/℃	15
R152a 在冷凝器中过冷度/℃	5
R152a 在中间换热器中温降/℃	30
冷水进口温度/℃	20
夹点温差/℃	8
环境温度/℃	20
环境压力/MPa	0.101 3
压缩机等熵效率 η_s	0.8

2.1 CO₂ 过热度 t_{sup} 对系统性能的影响

计算结果显示,在保证冷水加热过程中满足能量守恒方程的情况下,CO₂ 质量流量与它在中间换热器的过热度可有多种不同的组合,并且 CO₂ 过热度存在最大的允许值。这些不同的组合方式会对系统性能产生不同的影响,图 2~5 为在 R152a 冷凝温度 t_c 分别取 92、96、100 ℃ 时系统各性能参数随 CO₂ 过热度的变化情况。

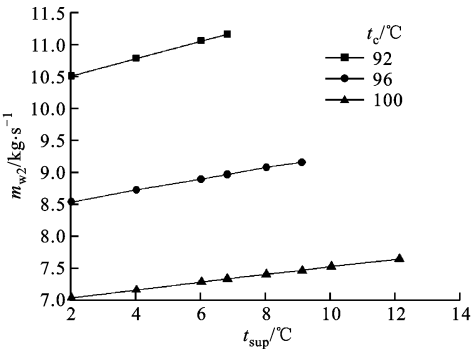


图 2 热水质量流量随 t_{sup} 的变化

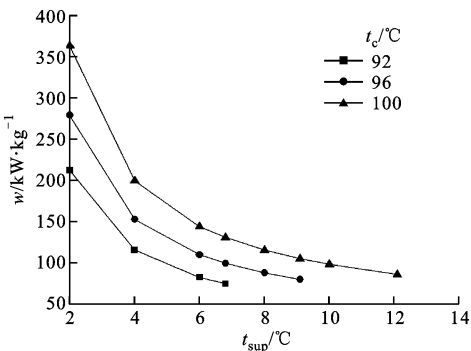


图 3 单位质量热水耗功随 t_{sup} 的变化

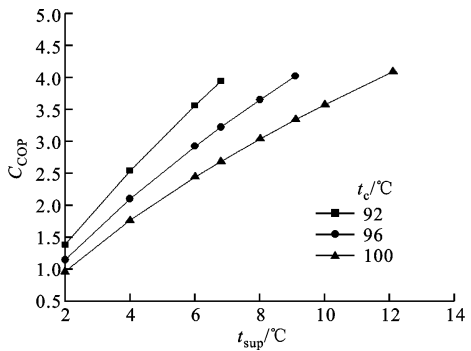


图 4 COP 值随 t_{sup} 的变化

从图 2~5 中可看出,在不同的冷凝温度下,为了保证冷水加热过程中具有 8 ℃ 的夹点温差(最小传热温差),CO₂ 可取到的最大过热度并不相同,冷凝温度越高,可选取的 CO₂ 最大过热度越大。由图 2 和图 3 可见,在确定的冷凝温度下,CO₂ 过热度越

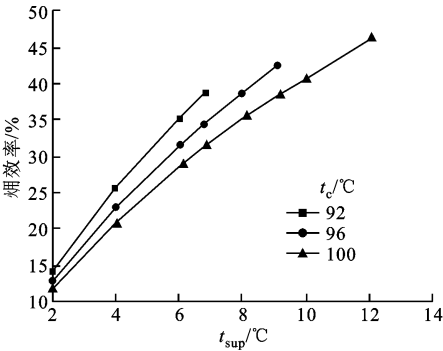


图 5 烟效率随 t_{sup} 的变化

大,系统可提供热水流量越大,产生单位质量热水的耗功就越小。由图 4 和图 5 可见,在同一冷凝温度下,随着 CO_2 过热度的增大,系统 COP 值及烟效率都不断增大。

从上述分析得知,在其他工况确定的情况下,中间换热器中 CO_2 的过热度存在一个最大值,使得在保证冷水加热过程中维持 8°C 夹点温差的情况下系统具有最高的性能,因此后面的讨论均是基于在系统可实现的最佳工况下进行的。

2.2 与单热源高温热泵性能的比较

为对比文中提出的双热源高温热泵相对于只以工业余热为热源的单热源高温热泵的性能,计算中 R152a 蒸发温度设定为 15°C ,在不同的 R152a 冷凝温度下,对两种热泵系统的性能进行比较,如图 6~9 所示。其中,双热源热泵第一级 CO_2 加热的参数与表 1 相同。

图 6 给出了双热源高温热泵系统供应的热水量与单一热源热泵系统的比较,由图可见,双热源热泵的热水产量受 R152a 冷凝温度影响较大,但明显高于单热源热泵系统,平均热水产量是后者的两倍多。图 7 给出了单位质量热水的耗功随 R152a 冷凝温度的变化情况,从图中可以看出,双热源热泵系统的耗功量明显小于单热源热泵系统,这意味着在耗功相同的情况下双热源热泵可以产生更多高温热水。COP 值和烟效率的比较如图 8 和图 9 所示,由图可见,当 R152a 冷凝温度从 90°C 变化到 100°C 时,单热源热泵的 COP 值从 3.1 下降到 2.6,烟效率从 34% 下降到 32.7%,而双热源热泵的 COP 值从 3.87 增大到 4.1,烟效率从 36.76% 增大到 46.24%,COP 值和烟效率分别平均增大了 41.9% 和 24.0%。为了更形象地表明双热源热泵系统烟效率相对于单热源热泵的优势,图 10、图 11 给出了 R152a 冷凝温度为 100°C 时冷水加热过程的 t - Q 图,从图中可以清楚地看到,双热源热泵由于对冷水采取了梯级加热,

整个加热过程冷热源间温度匹配性变好,烟效率自然更高。

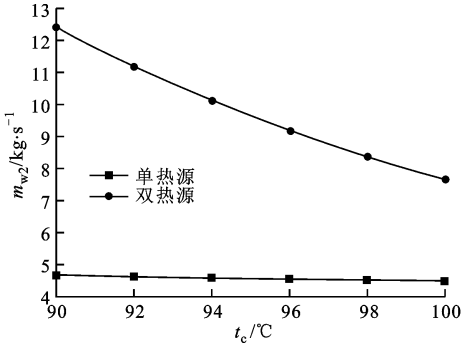


图 6 两种热泵系统的热水质量流量比较

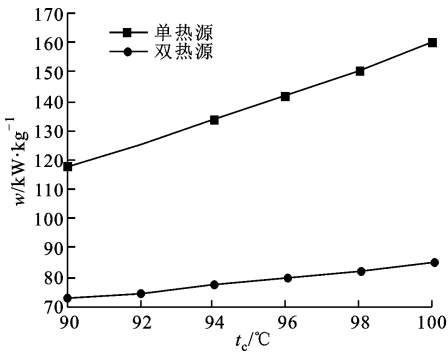


图 7 两种热泵系统的单位质量热水耗功比较

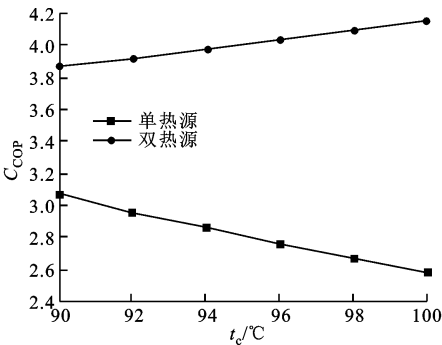


图 8 两种热泵系统的 COP 值比较

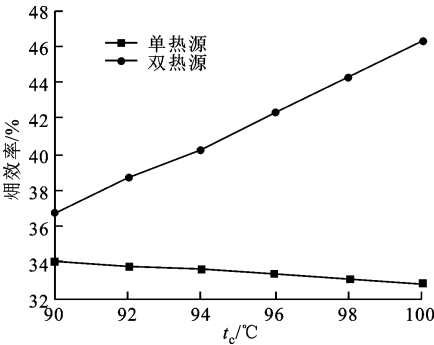
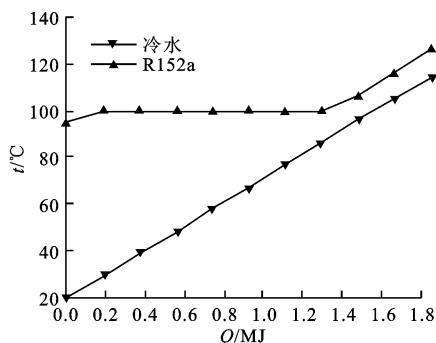
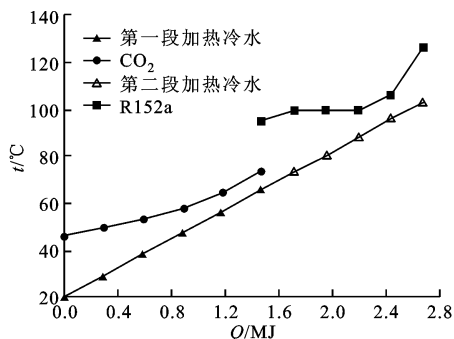
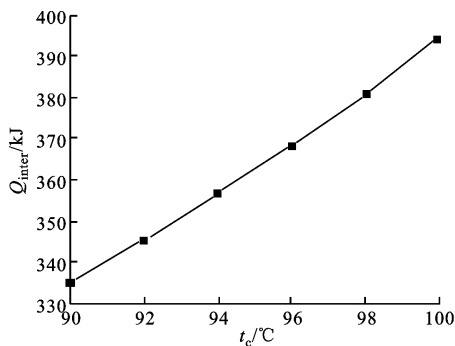


图 9 两种热泵系统的烟效率比较

同时,从图 8 和图 9 可以注意到,双热源热泵系统的 COP 值及烟效率随 R152a 冷凝温度变化的规

图10 单热源冷水加热过程的 t - Q 图图11 双热源冷水加热过程的 t - Q 图

律与单热源热泵是不同的,单热源热泵系统的 COP 值及焓效率随着 R152a 冷凝温度的增大而减小,而双热源热泵系统的 COP 值及焓效率随着冷凝温度的增大而增大。这主要是因为 R152a 在中间换热器中被回收的显热是随冷凝温度的变化而变化的。如图 12 所示,R152a 冷凝温度越高,在中间换热器可被回收的显热 Q_{inter} 就越多,故系统的 COP 值及焓效率增大。但是,这并不意味着冷凝温度越高越好,因为从图 6 可以看到,热水的产量会随之减小,同时冷凝温度越高,压缩机的排气温度就越高,影响压缩机的性能。

图12 中间换热器回收的显热随 t_c 的变化

3 结 论

本文提出了一种带中间换热器的双热源高温热

泵系统,可回收工业低温余热并对冷水实行梯级加热达到较高温度的供水需求。针对上述系统建立理论模型,分析了其热力学性能。

(1)对于所提出的一种带中间换热器的双热源高温热泵系统,高温段 R152a 工质冷凝温度给定后,低温段 CO_2 在中间换热器存在最大的过热度,在保证传热能够进行的情况下使得系统性能最佳。

(2)与只以 R152a 为工质回收工业余热提供热水的单热源高温热泵相比,文中所提的高温热泵系统优势明显:以回收 50 °C 废水余热为例比较,在所述工况下,平均供水量是后者的两倍多,单位质量热水耗功减少 43.2%,COP 值和焓效率平均提高 41.9% 和 23.96%。

(3)由于在中间换热器对工质 R152a 的部分显热进行了回收,使得系统 COP 值及焓效率随 R152a 冷凝温度的变化呈现出与单热源热泵不一样的变化趋势。

参考文献:

- [1] PATEL K K, KAR A. Heat pump assisted drying of agricultural produce: an overview [J]. Food Sci Technol, 2012, 49(2): 142-160.
- [2] CHUA K J, CHOU S K, YANG W M. Advances in heat pump systems: a review [J]. Appl Energy, 2010, 87(10): 3611-3624.
- [3] AMMER Y, LI H. Desalination using low grade heat in the process industry: challenges and perspectives [J]. Appl Therm Eng, 2012, 48(2): 446-457.
- [4] 周湘江, 连之伟. 高温热泵在我国应用的可行性分析 [J]. 流体机械, 2003, 31(7): 55-58.
ZHOU Xiangjiang, LIAN Zhiwei. Feasibility analysis of high temperature using in China [J]. Fluid Machinery, 2003, 31(7): 55-58.
- [5] DISA W, SOM J, WONG W. Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device [J]. Refrigeration, 2004, 27(6): 587-594.
- [6] 刘金平, 许雄文. 非共沸混合工质复叠热泵循环性能研究 [J]. 低温技术, 2007, 34(6): 408-413.
LIU Jinping, XU Xiongwen. Experimental study on zeotropic mixture auto-cascade heat pump [J]. Cryogenics, 2007, 34(6): 408-413.
- [7] GOKTUN S. Selection of working fluids for high-temperature heat pumps [J]. Energy, 1995, 20(7): 623-625.

(下转第 80 页)