

CO₂ 跨临界水—水热泵 供热系统应用理论探讨^{*}

天津大学 马一太[☆] 李敏霞 王景刚 查世彤

摘要 运用当量温度概念对 CO₂ 跨临界水—水热泵供热系统进行了研究,指出根据实际情况选择气体冷却器的出口温度和压缩机的出口压力能提高系统的运行效率,并对供热过程中采用能量梯级利用进行了研究,结果表明对热水侧进行梯级利用可提高系统的制热性能系数。

关键词 CO₂ 跨临界循环 热泵 梯级利用

Discussion on the CO₂ transcritical cycle in water-water heat pump heating system

By Ma Yitai[★], Li Minxia, Wang Jinggang and Zha Shitong

Abstract Researches the heating system used equivalent temperature. Presents the improvement of operation efficiency by choosing the proper outlet temperature of gas cooler and the discharge pressure of compressor according to the practical situation. Studies the step utilization of energy in heating system. The results show that the step utilization of heat water in heat rejection side can improve the coefficient of performance.

Keywords carbon dioxide, transcritical cycle, heat pump, step utilization

★ Tianjin University, Tianjin, China

①

0 引言

由于 CFCs 和 HCFCs 人工合成制冷剂破坏大气臭氧层,并产生温室效应,因此各国都在积极寻找绿色环保制冷工质,人们也开始重新认识自然工质的价值。CO₂ 由于其臭氧破坏势 ODP=0 和温室效应 GWP=1,在环保、经济、实用等方面有很大优势,成为很有发展潜力的自然制冷剂,并已应用到汽车空调中。

由于 CO₂ 制冷剂临界温度低(31.1℃),临界压力高(7.372 MPa),决定了 CO₂ 热泵系统是跨临界运行,即循环的蒸发段在亚临界区域,而排热部分在超临界区域。由于在放热过程中没有相变区,因此在气体冷却器内有温度的滑移,而且运行中有

最佳排气压力的存在。在换热过程中,气体冷却器制冷剂的出口温度和运行压力影响换热效果而不是冷凝温度^[1]。因此利用 CO₂ 跨临界热泵系统供热时,应充分考虑 CO₂ 热泵循环的特点。

1 气体冷却器出口温度与当量冷凝温度

CO₂ 跨临界热泵循环系统(图 1)有别于其他常规制冷剂 R22 和 R134a 热泵循环系统(图 2),前者的排热过程没有相变现象,其运行效率受气体冷却器出口温度和最优运行压力的影响。

从图 3 可以看出系统的制冷能效比(COP)和

①☆ 马一太,男,1945 年 11 月生,博士,教授,博士生导师
300072 天津大学热能研究所
(022) 27890627
E-mail: ytma@tju.edu.cn
收稿日期:2001-11-06
一次修回:2002-03-10
二次修回:2004-06-04

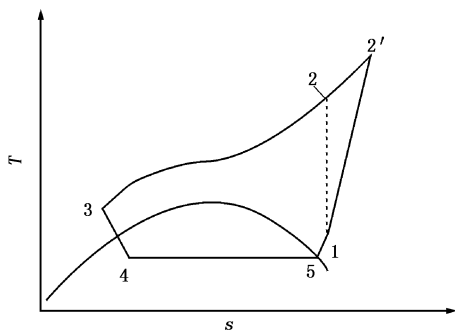


图 1 CO₂ 跨临界制冷系统循环

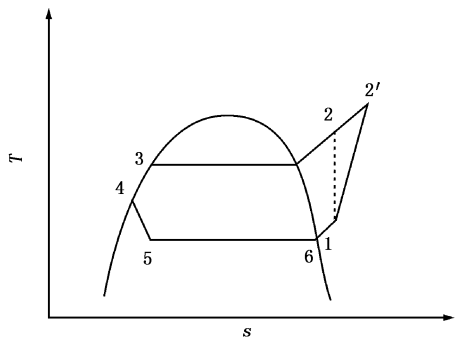


图 2 亚临界制冷系统循环

制热能效比(COP_h)随气体冷却器出口温度升高而减小,特别是当气体冷却器出口温度超过 40 ℃ 时,CO₂ 跨临界系统能效比迅速下降。虽然降低气体

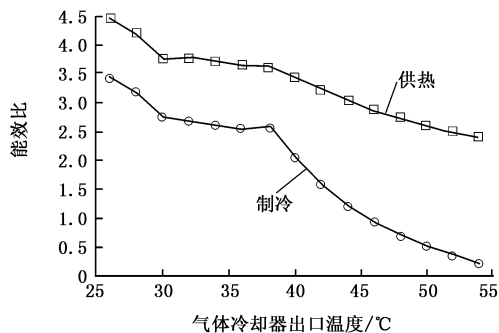


图 3 CO₂ 系统能效比随气体出口温度变化

冷却器出口温度可以增大能效比,但在不同的使用条件下,气体冷却器温度太低,会使系统无法满足使用要求^[2]。由于常规制冷剂系统是在亚临界情况下运行,因此在供热过程中,冷凝温度的高低决定了出水温度(换热系数、流量等因素相同的情况下),而在 CO₂ 跨临界热泵系统中,由于不存在冷凝现象,而且在相同温度下超临界 CO₂ 气体的焓随压力的升高而减小,为确定热泵的循环特性,得到更为合理的、可靠性高的换热评价标准,引入当量冷凝温度(equivalent condensation temperature)概念^[3]:

$$T_{ec} = \frac{\int_1^2 T ds}{\int_1^2 ds} = \frac{\int_1^2 c_p dT}{\Delta s} \quad (1)$$

式中 T_{ec} ——当量冷凝温度, K;
 T ——气体冷却器中工质的温度, K;
 c_p ——比定压热容, kJ/(kg · K);
 s ——熵, kJ/kg。

根据气体冷却器出口温度与当量冷凝温度的关系,分别计算在过热度为 5 ℃ 和 20 ℃ 时,不同当量冷凝温度 T_{ec} 下的系统制热能效比 COP_h 。从图 4 和图 5 中可以看出在相同当量冷凝温度下,增加

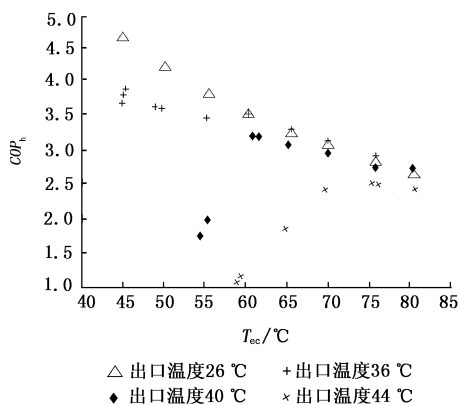


图 4 过热度为 5 ℃ 时当量冷凝温度 T_{ec} 与 COP_h 的关系

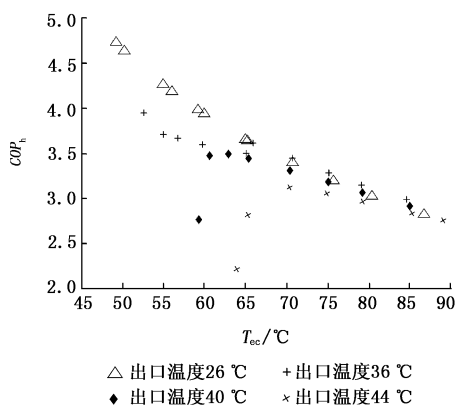


图 5 过热度为 20 ℃ 时当量冷凝温度 T_{ec} 与 COP_h 的关系

压缩机入口的过热度可提高系统能效比,同时降低运行的压力;另外在同一当量冷凝温度下出口温度越低 COP_h 越大,但当冷凝温度较大时情况略有不同。可见气体冷却器出口温度对 CO₂ 跨临界热泵系统有着重要的意义,利用 CO₂ 跨临界热泵系统时,不能单纯降低气体冷却器的温度,应根据具体提供的水源或使用情况来选择合适的冷却器的出口温度和过热度。

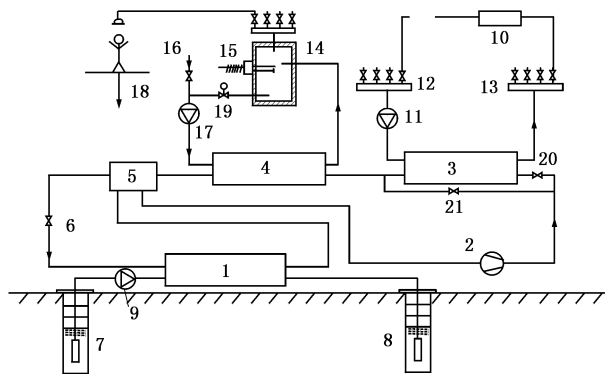
2 跨临界水—水热泵供热系统

2.1 CO₂ 跨临界水—水热泵供热系统设计

在供热系统中地板供暖要求水温最低 45℃, 空调热水供水温度为 60℃, 回水为 40℃, 在锅炉供暖时供水温度为 70~90℃, 回水为 50~70℃。CO₂ 跨临界热泵的气体冷却器出口温度较高, 为了充分利用气体冷却器的换热, 并同时提高整个系统的运行效率, 在利用 CO₂ 跨临界水—水热泵系统供热时, 应尽量选择合理的气体冷却器进水温度; 选择较低的气体冷却器出口温度时应充分利用气体冷却器产生的一部分低温热水。

由于在现代家庭或宾馆都需要有洗澡、洗手、洗菜等生活热水, 而且生活热水不要求温度很高, 40℃ 的低温热水基本能满足要求, 当厨房、洗衣房有洗涤要求需要 60℃ 以上的热水时, 可以设二次加热器提高水温。在这种情况下可以利用 CO₂ 跨临界热泵系统将这部分热水预热, 以充分利用能量。

由于系统需要提供供暖热水和生活热水, 因此热泵供热系统的气体冷却器由两部分构成, 系统如图 6 所示。由气体冷却器 1 提供供暖热水, 由气体



1 蒸发器 2 压缩机 3 气体冷却器 1 4 气体冷却器 2
5 回热器 6 电子膨胀阀 7 抽水井 8 回灌井 9 地下水提升泵 10 用户 11 热水循环泵 12 回水集水器 13 供水分水器 14 贮水器 15 电加热器 16 上水 17 循环泵 18 排水 19 电动控制阀 20, 21 截止阀

图 6 CO₂ 跨临界水—水热泵供热系统系统图

冷却器 2 提供生活预热水, 从而形成热水的梯级利用, 提高了整个系统的运行效率。蒸发器利用地下水换热, 换热后的水再回灌到地下。

2.2 理论分析

以当量冷凝温度为基准, 分别计算以下几个系统带生活预热水和不带生活预热水两种情况的运

行效率。假设冬季地下水源温度为 16℃, 系统蒸发温度为 5℃, 过热度 20℃, 且连续供应 45℃ 热水。图 7 中 3 对应温度为不带生活预热水供热系统气体冷却器出口温度, 3' 对应温度为此系统回热器出口温度, 4 对应温度为带生活预热水供热系统气体冷却器出口温度, 4' 对应温度为此系统回热器出口温度。

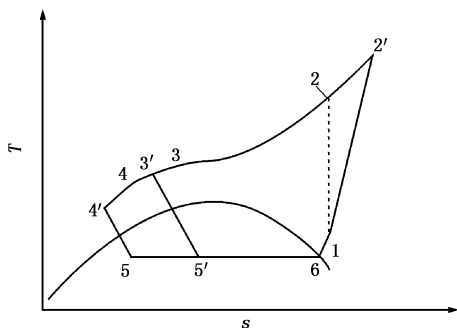


图 7 CO₂ 跨临界制冷系统循环

a) 不带生活热水供热系统(图 7 循环 1-2'-3-3'-5'-6-1)

$$COP_{h1} = \frac{h_{2'} - h_3}{h_{2'} - h_1} \quad (2)$$

$$q_{h1} = h_{2'} - h_3 \quad (3)$$

b) 带生活热水的供热系统(图 7 循环 1-2'-3-4-4'-5-6-1)

$$COP_{h2} = \frac{h_{2'} - h_3}{h_{2'} - h_1} + \frac{h_3 - h_4}{h_{2'} - h_1} = \frac{h_{2'} - h_4}{h_{2'} - h_1} \quad (4)$$

$$q_{h2} = h_3 - h_4 \quad (5)$$

式(2)~(5)中 COP_{h1} ——不带生活热水供热系统制热性能系数;

COP_{h2} ——带生活热水供热系统制热性能系数;

q_{h1} ——气体冷却器 1 的单位制热量, kJ/kg;

q_{h2} ——气体冷却器 2 的单位制热量, kJ/kg;

h_i ——各状态点的焓值, kJ/kg。

三种情况下系统供热参数(见表 1)对比说明, 充分利用低温水, 选择合适的气体冷却器的出口温度, 可以降低当量冷凝温度, 从而提高设备的运行效率。

2.3 可行性研究

由于生活热水用量在一日或一周内变化相当大, 热水的需求不是稳定连续的, 而热泵系统产生

的低温水对热水量需求变化没有适应性,因此需增

表 1 三种情况下系统供热参数

	地板供暖		空调供暖		普通供热		
	不带生活热水	带生活热水	带生活热水 气体冷却器 1	带生活热水 气体冷却器 2	不带生活热水	带生活热水 气体冷却器 1	带生活热水 气体冷却器 2
蒸发温度/℃	5	5	5	5	5	5	5
压缩机入口过热 度/℃	20	20	20	20	20	20	20
当量冷凝温度/℃	50	80	65	65	86	75	75
出水温度(进水温 度)/℃	45(30)	60(40)	60(40)	45(16)	70(50)	70(50)	45(16)
气体冷却器 2 出口 温度/℃	36	50	36	36	55	36	36
压缩机出口压力 /MPa	8.5	12.5	11	11	13	13	13
制热能效比 COP_h	3.949	2.714	3.616	3.616	2.451	3.282	3.282
q_{h2}/q_{h1}			0.388	0.388		0.389	0.389

加热水贮存器以适应热水量的变化^[4]。热水供应装置尺寸的确定,应以高峰负荷为准。为避免热泵气体冷却器出水温度过高,导致系统效率下降,用气体冷却器对生活热水进行预热,预热水进入热水贮存器后,再利用电加热设备加热至所需温度。

以带生活预热水的空调供暖系统为例,根据人数和用水标准^[5]计算生活热水的需求量:

$$W_d = N\omega \tag{6}$$

$$W_h = \frac{K_h N\omega}{t} \tag{7}$$

式中 W_d ——最高日热水用量, L/d;
 W_h ——最大小时热水用量, L/h;
 N ——需用热水人数;
 ω ——人员热水用水量标准, L/d;
 K_h ——热水小时变化系数;
 t ——热水供应时间, 全日制供应热水时为 24 h。

以供暖优先的原则,设备首先满足提供供暖热量 Q_1 , 则

$$Q_{1'} = Q_1 \frac{COP_{h2} - COP_{h1'}}{COP_{h1'}} \tag{8}$$

式中 $Q_{1'}$ ——设备提供的热水加热量;
 $COP_{h1'}$ ——不带预热水情况, 出口温度为气体冷却器 1 出口温度时的能效比;
 COP_{h2} ——带预热水情况, 出口温度为气体冷却器 2 出口温度时的能效比。

中部地区某宾馆,使用面积 2 000 m²,床位 86 个(带有淋浴),一个餐厅,一个洗衣房,全天提供热水,根据最大小时热水用量确定热水贮存器的贮存

水量为 2 200 L,设空调供暖负荷 $q=70 \text{ W/m}^2$,供暖所需热量 $Q_1=qA$,计算结果见表 2。

从表 2 中的计算结果可以看出,设备能够满足生活预热水耗热量的要求,可根据需要进行参数设计。

表 2 计算结果

气体冷却器 2 出口温度/℃	气体冷却器 1 出口温度/℃	运行压力 /MPa	$COP_{h1'}$	COP_{h2}	预热水温度 /℃	气体冷却器 2 的平均热流量 /kW	将 2 200 L 水由 16℃ 加热至 45℃ 所需时间/min
36	50	11	2.605	3.616	45	54	83
	55		2.185			92	49
	60		1.842			133	34
36	50	12	2.710	3.434	45	38	118
	55		2.372			63	62
	60		2.051			94	45

当热水贮存器贮满水时,停止进水。当贮存水水温低于预热温度时可打开控制阀 19,使水循环加热,加热过程中气体冷却器的出口温度不断上升,系统能效比下降,如图 8 所示,系统运行高压 p_k 保持 11 MPa 时,随着气体冷却器出口温度的升高,运行效率降低,而当系统运行高压随气体冷却

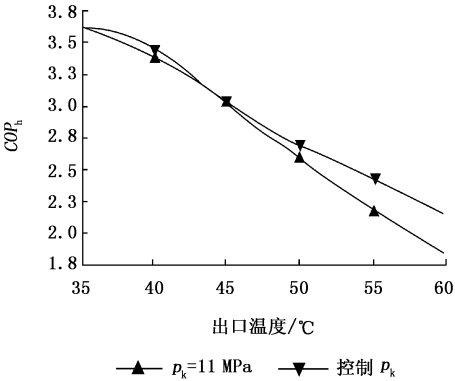


图 8 气体冷却器 2 出口温度与 COP_h 的关系

器的出口温度调整时,运行效率得到明显改善。因此可通过调整压缩机运行压力,根据电子膨胀阀 6 入口点制冷剂温度自动调节流量,达到压力调节的目的,提高能效比。当贮存水水温达到预热温度,循环水泵 17 关断,同时电加热器开始工作。此时热泵系统只提供供暖热水,系统压力应调整到最佳。

当生活用热水耗热量相对于供暖热量很小时,可采用提高运行压力或提高气体冷却器 1 的设计温度,以减小气体冷却器的平均热流量。虽然达不到气体冷却器 2 出口温度为 36℃ 对应的能效比,但