

文章编号:0253-4339(2023)04-0093-09

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2023.04.093

基于套管换热器优化的 CO₂ 跨临界热泵高温供热性能提升研究

黄睿¹ 胡斌¹ Trygve Magne Eikevik² 王如竹¹ 葛天舒¹

(1 上海交通大学 制冷与低温工程研究所 上海 200240; 2 挪威科技大学 能源与过程工程所 特隆赫姆 7501)

摘要 目前多数研究中,传统 CO₂ 热泵供应的热水最高温度为 90 °C。为使 CO₂ 跨临界热泵供应 100 °C 以上的加压热水,本文对 CO₂ 套管式换热器的管长和内管参数进行了优化研究。通过优化后的跨临界 CO₂ 热泵系统验证套管式气体冷却器供应 100 °C 热水的可行性。并通过仿真和实验研究了环境温度和气体冷却器侧进出水温度对制热量和系统性能的影响。结果表明:实验和模拟的误差小于 7.59%。随着环境温度的升高,制热量和 COP 均呈增加的趋势。当环境温度为 40 °C,气体冷却器侧进水温度为 9 °C 时,实验中最高 COP 为 3.64,对应的模拟 COP 为 3.87。在成功实现 100 °C 热水供应的同时,COP 也高于其他低于该供热温度的公开数据。

关键词 CO₂; 热泵; 高温热泵; 换热器

中图分类号:TB61⁺1; TK11⁺1

文献标识码:A

High-temperature CO₂ Transcritical Heat Pump with Optimized Tube-in-tube Heat Exchanger

Huang Rui¹ Hu Bin¹ Trygve Magne Eikevik² Wang Ruzhu¹ Ge Tianshu¹

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 7501, Norway)

Abstract In existing research, 90 °C is reported as the highest temperature of hot water supplied by a traditional CO₂ heat pump. To supply pressurized hot water over 100 °C with the CO₂ transcritical heat pump, a tube-in-tube heat exchanger was redesigned and optimized in this study. The internal heat exchanger system was adopted to verify the feasibility of a CO₂ heat pump with an optimized tube-in-tube gas cooler to supply pressurized hot water over 100 °C. The influences of ambient temperature and inlet and outlet water temperatures on the heating capacity and system performance were studied by simulations and experiments. Results show that the error of experiment and simulation is less than 7.59%, 100 °C hot water can be obtained through the redesign of the gas cooler under high-temperature conditions. When the ambient temperature was 40 °C and the inlet water temperature was 9 °C, the highest COP (coefficient of performance) reached 3.64 in the experiment and 3.87 in the simulation. The highest COP in this study was 4.47 when the ambient temperature was 40 °C and the inlet and outlet water temperatures were 9 °C and 85 °C, respectively. With an increase in ambient temperature, the heating capacity increased and the COP exhibited the same variation trend as the heating capacity.

Keywords CO₂; heat pump; high temperature heat pump; heat exchanger

自 1988 年 James Hansen 首次提出全球变暖以来,气候变化已然成为一个令人担忧的现象。全球变暖是指由于温室气体浓度增加引起的地表平均温度增加^[1]。在人类工业生产排放中对全球变暖影响最大的温室气体是 CO₂,占年度温室气体排放总量的 80%^[2]。世界各地的政府和机构均采取了诸多举措来减轻温室气体,特别是 CO₂ 对气候变化的负面影

响,包括《巴黎协定》、“碳中和”以及中国华北地区的“煤改电”政策^[3-4]。

虽然能量以各种形式存在,如机械能、化学能和核能,但绝大多数能源在人类活动中仍需以热能的形式进行转化和利用^[5]。根据国际能源署的研究,2018 年热能消耗占全球能源消耗的 49%^[6]。同时,热量产生是产生温室气体的主要原因。减少产热所产生

的温室气体排放是减缓全球变暖的重要措施。热泵是一种利用电能将环境介质、工业余热中的低品位热能转化为可被利用的高品位热能的高效节能装置。热泵技术的广泛应用有利于进行余热回收以节约大量能源资源^[7]。经过几十年的不断发展,热泵技术已逐渐成熟。由于热泵在不同领域的广泛应用,热泵的发展对实现“碳中和”,减缓全球气候变暖具有重要意义。但由于需要额外的安装空间^[8]、投资回报周期长^[9]、制冷剂性能限制^[10],热泵在某些特定领域的应用受到了限制。

早在 19 世纪,CO₂ 因无毒和不易燃的特性被用作制冷剂。在接下来的几十年里,CO₂ 因其对大多数种类润滑油的适应性、高容积制冷量(比 CFC、HCFC、HFC 和 HC 制冷剂大 3~10 倍^[11])和低运动黏度等独特的优势,在热泵领域得到广泛研究。同时,CO₂ 良好的流动和传热特性有助于显著减小机组尺寸,进一步节约运行成本^[12]。

在热泵系统中,CO₂ 热泵几乎全部采用跨临界循环的形式,因其在化学和物理性质方面的优势,已被广泛应用于供应温度范围为 40~80 °C 的热水。目前,CO₂ 热泵因结构简单、节能、环保、无泄漏污染等优点,已广泛应用于社区集中供暖、农业烘干、工业和商业供热等领域。但在现有 CO₂ 热泵产品和实验机组中,CO₂ 热泵在跨临界条件下很难提供 100 °C 以上的热水或蒸汽。

常规 CO₂ 热泵循环指在该系统中仅包含压缩机、气体冷却器、膨胀阀和蒸发器等系统循环所必须的关键部件。常规跨临界 CO₂ 热泵的压焓图如图 1 所示。在对常规 CO₂ 热泵的研究中, Xu Xiaoxiao 等^[13] 获得了 56.7 °C 的热水,其对应 COP 为 2.83。Jiang Yuntao 等^[14] 采用常规循环系统,在冷却水进口温度为 20.4 °C 时获得 69.8 °C 的热水,其对应 COP 为 2.37。回热器是为了避免常规系统中压缩机吸气带液的安全装置。此外,由于气体冷却器和蒸发器的焓差增大,系统的供热能力也得到进一步提高,回热器的引入在保证压缩机安全运行的同时也为提高系统性能提供了一种新思路^[15]。Xu Xiaoxiao 等^[13] 在进水温度为 17.4 °C 的条件下获得了 56.1 °C 的热水,其对应 COP 为 3.18。Jiang Yuntao 等^[14] 采用带回热器的循环形式在进水温度为 20.0 °C 时获得了 70.9 °C 的热水,其对应 COP 为 2.48。Cao Feng 等^[15] 在进水温度为 10 °C 的条件下获得了 90 °C 的热水,其对应 COP 为 2.75。S. Minetto 等^[16] 在进水温度为 15.3 °C 的条件下获得了 78.7 °C 的热水,其对应的 COP 为 3.05。Wang Shuoguo 等^[17] 采用带回热器的循环系统

供应了 80 °C 的热水,其对应的 COP 为 3.25。N. Agrawal 等^[12] 研究表明,引入闪蒸罐和多级压缩不仅提高了系统性能,还有助于降低排气温度和最佳排气压力。C. Baek 等^[18] 在环境温度为 7 °C,冷却水温度为 9 °C,通过两级跨临界系统获得 68 °C 的热水,对应的 COP 为 2.9。热泵中的喷射器具有与膨胀机相同的能量回收功能^[19]。膨胀机的引入减少了由于入口和出口的压差大而导致的能量损失。该系统包括压缩机、气体冷却器、喷射器、气液分离器、膨胀阀和蒸发器。随着喷射器的引入,邹春妹等^[20] 以 3.0 的 COP 提供 45.3 °C 的热水, Xu Xiaoxiao 等^[13] 获得 77.8 °C 的热水,对应 COP 为 2.3。90 °C 是该系统提供的最高温度, COP 为 4.0^[21]。

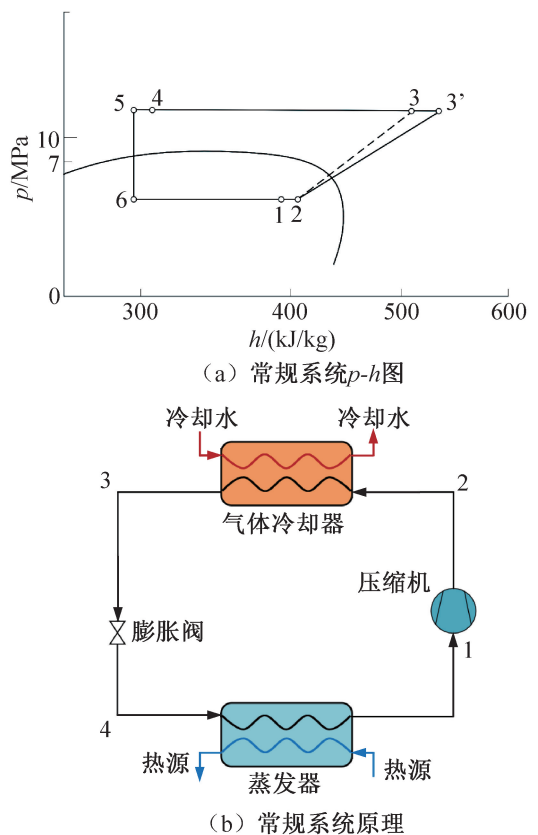


图 1 常规跨临界 CO₂ 热泵系统原理及 p-h 图

Fig.1 System principle and p-h diagram of the conventional CO₂ transcritical heat pump system

C. Arpagaus 等^[9] 研究表明,高温热泵(输出温度高于 100 °C^[22]) 在食品、造纸和化学工业中的应用潜力较大,特别是在干燥过程以及巴氏杀菌、灭菌、蒸发和蒸馏中。供热温度超过 100 °C 的情境还包括干燥、预热、煮沸、巴氏杀菌,甚至洗涤和着色的应用。

由于关键部件和系统循环方式的限制,目前对提供 100 °C 以上热水的 CO₂ 热泵的研究很少。在热泵系统中,换热器的性能直接影响系统的制热效果。本

文在数值传热模型的基础上建立了换热器模型。系统模型基于换热器模型构建,以模拟整个热泵系统的运行性能。

1 气体冷却器优化和系统模拟

套管换热器是本研究的关键部件。系统模拟基于换热器模型搭建,实验改进的关键点也是换热器改造。因此,本节第一部分将详细介绍套管换热器模型的建立过程。

1.1 气体冷却器仿真模型及算法

为简化传热过程,将整个换热器按制冷剂流动方向划分为等距的有限微小单元,在气体冷却器模拟中研究制冷剂与冷却水之间的稳态传热过程。在该气体冷却器中,CO₂ 制冷剂在光滑的外管中流动,冷却水在内螺纹管内流动。在每个微元段中,CO₂ 的传热特性系数通过 Dang Chaobin 等^[23] 提出的超临界 CO₂ 的物性计算式得到。冷却水的传热系数通过 T. C. Carnavos^[24] 提出的关联式计算。摩擦系数 $f_{r,s}$ 和 $f_{w,s}$ 如下:

$$f_{r,s} = (1.82 \log Re_r - 1.64)^{-2} \quad (1)$$

$$f_{w,s} = 0.046 Re_w^{-0.2} F^{-1} \quad (2)$$

$$F = (A_{fa}/A_{fn})^{-0.5} (\sec \alpha)^{0.75} \quad (3)$$

$$A_{fa} = \pi d_{i,i}^2 / 4 \quad (4)$$

$$A_{fn} = A_{fa} - Nes \quad (5)$$

在螺旋盘管中, $f_{r,H}$ 的计算如下:

$$f_{r,H} = f_{r,H} [Re_r (d_r/d_H)^2]^{0.05} \quad (6)$$

$$Re_r = \rho_r v_r d_r / \mu_r \quad (7)$$

水和制冷剂的传热系数计算:

$$K_w = Nu_w \lambda_w / d_{i,o} \quad (8)$$

$$K_r = Nu_r \lambda_r / d_r \quad (9)$$

在内部翅片管中:

$$Nu_w = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4} F \quad (10)$$

$$Nu_r = \frac{\frac{f_{r,H}}{8} (Re_r - 1000) Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f_{r,H}}{8}\right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (11)$$

总传热系数的计算:

$$K = \left(K_r^{-1} + r_o + \frac{d_{i,o} \delta}{d_{i,i} \lambda_{Cu}} + \frac{r_i d_{i,o}}{d_{i,i}} + \frac{d_{i,o}}{K_w d_{i,i}} \right)^{-1} \quad (12)$$

其中 r_o 和 r_i 分别为换热器管外壁和内壁的污垢换热系数,二者都包括润滑油对传热系数的影响。

换热器中 CO₂ 和冷却水的压降分别由 Dang Chaobin 等^[23] 和 T. C. Carnavos^[24] 提出的关联式计算。

$$\Delta p_r = f_{r,H} \frac{\Delta l \rho_r u_r^2}{d_{eq} 2} \quad (13)$$

$$\Delta p_w = f_{w,s} \frac{\Delta l \rho_w u_w^2}{d_{eq} 2} \quad (14)$$

由于假设变量与实验中压缩机的出口变量相同,故 CO₂ 入口温度和压力、质量流量以及水的进出口温度是固定的。同时,水的质量流量和压力、CO₂ 出口温度和压力、COP 和制热量通过迭代求解。

图 2 所示为包含换热器和热泵模拟的算法。在系统模拟中,首先输入环境温度、蒸发器出口处的 CO₂ 温度,压缩机吸、排气压力,压缩机容积,进水和出水温度。在第一次迭代期间,假设压缩机的吸气温度和制热量,得到压缩机排气温度和制冷剂流量,然后通过设定的制热量得到气体冷却器出口处的制冷剂温度。回热器出口处的制冷剂温度根据吸气温度计算,进入蒸发器的制冷剂温度根据吸气压力计算。当系统各点的假设值与迭代结果相比在可接受的范围内时,将压缩机的排气压力和温度输入换热器中。在换热器中,制冷剂压力和入口温度及冷却水的进出口温度为已知。通过假设首个微元段的水流量和出水温度在换热器中开始迭代,计算出下一段中的进水温度和制冷剂出口温度、冷却水和制冷剂压降。重复 n 次后,得到冷却水入口温度和制热量。当制热量误差在可接受范围内时,证明系统仿真过程中得到的制热量是可靠的;反之,需要重置制热量以进行迭代。当迭代获得的进水温度接近初始设定值时,整个循环完成;反之,水流量将被重置以进行迭代。

1.2 空气源跨临界 CO₂ 热泵热力学分析

图 3(a) 所示为在本研究采用的带有回热器的跨临界 CO₂ 热泵系统。该系统包含 1 台压缩机、2 个套管换热器、1 个翅片管式换热器和 1 个膨胀阀。该系统的 $p-h$ 图如图 3(b) 所示。在过程 1-2 中,低温低压的 CO₂ 被回热器中的高温高压 CO₂ 预热。过程 2-3 为制冷剂的压缩过程:低温低压的 CO₂ 气体被压缩至高温高压状态。过程 3-4 为高温制冷剂被气体冷却器中的冷却水冷却。过程 4-5 是与过程 1-2 相对应的换热过程,高温 CO₂ 被过冷。过程 5-6 为高压 CO₂ 气体经过膨胀阀等焓节流,并转化为低压 CO₂ 液体。过程 6-1 为液态 CO₂ 在翅片管换热器中被空气加热的过程。

该系统中回热器的主要功能是提高压缩机的吸入温度,在相同的排气压力下获得更高的排气温度。在气体冷却器中,采用逆流的流动方式,冷却水在内管中流动。

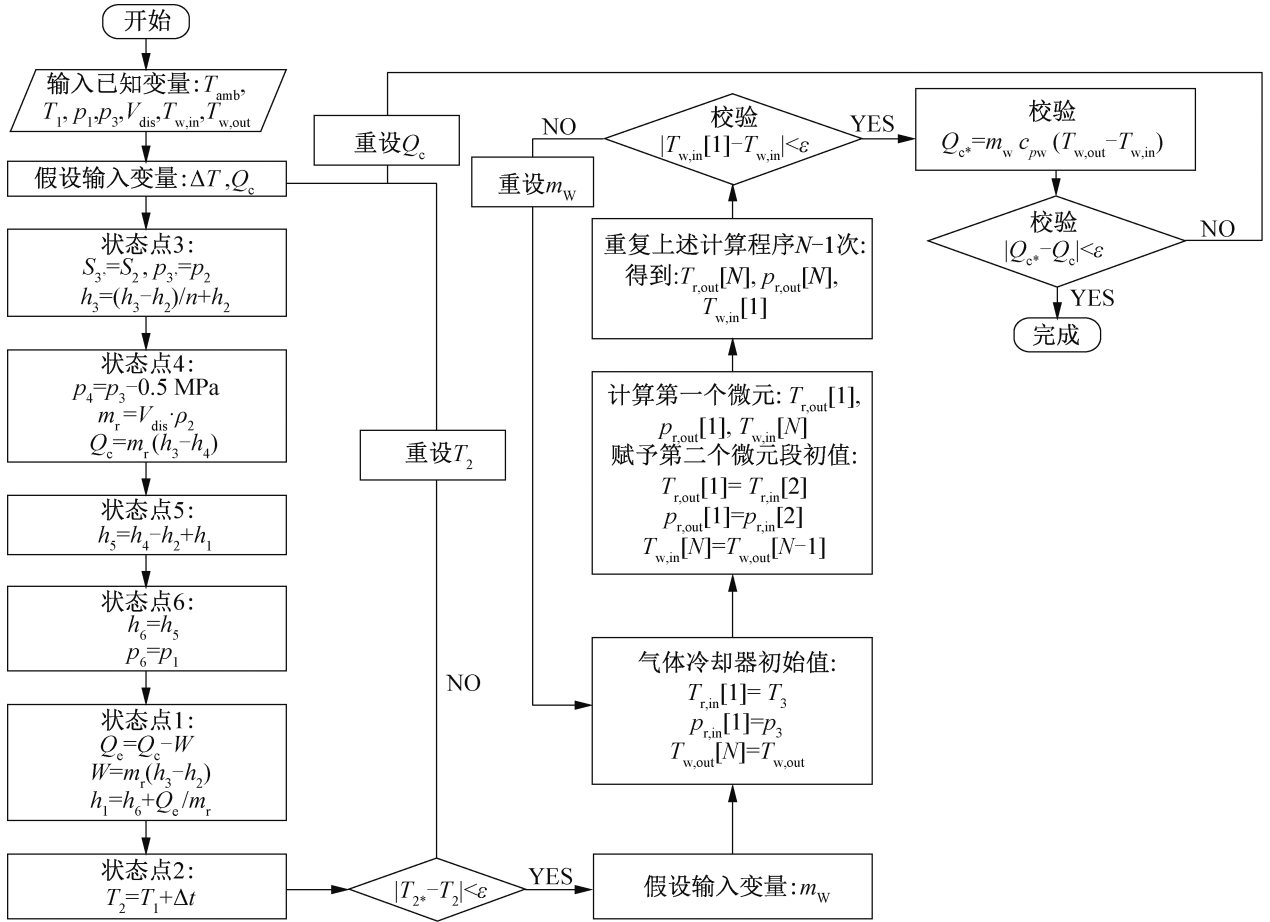


图 2 气体冷却器优化和系统仿真模拟算法

Fig.2 Simulation algorithm containing the system and heat exchanger simulation

在该研究中, COP 是系统性能的重要评估标准。CO₂ 热泵中其定义为每单位净功产生的制热量。因此, 实验 COP 的计算式为:

$$COP_{\text{expr}} = Q/W = m_w c_{pw} (T_{w3} - T_{w4}) / W \quad (15)$$

2 实验台介绍

图 4 所示为优化后的实验台, 包括气体冷却器、压缩机、蒸发器和电控系统。该系统压缩机为半密封活塞式, 蒸发器为管翅片换热器, 系统管路为铜管。优化后的气体冷却器参数如表 1 所示。

热泵系统的测试中, 在室内模拟恒温恒湿的外部环境, 在另一房间进行控制和数据采集, 冷却水通过外部水箱进入恒温恒湿室。

环境温湿度和冷却水温度由电控系统调节, 控制精度为 ±0.1 °C。冷却水的出口温度则通过调节水的质量流量来控制。实验和模拟的进水温度分别为 9、15、20 °C, 出口温度为 100 °C; 环境温度为 25、30、35、40 °C。

3 仿真和实验结果

3.1 仿真结果

考虑到仿真中的最高出水温度为 100 °C, 对 85、90、95 °C 的出水进行了不同环境温度和进水温度的模拟, 通过实验验证仿真的准确性。

图 5 所示为不同环境温度和进出水温度下制热量的变化趋势。当环境温度为 40 °C, 进出水温度分别为 15 °C 和 85 °C 时, 最大制热量为 82.9 kW。当进出水温度固定时, 制热量均随环境温度的升高而增加。这是因为制冷剂的排气温度随着环境温度的升高而升高。同时, 由于固定了进出水温度, 水的质量流量增加, 从而制热量增加。而制热量不会随冷却水出口温度的升高而相应增加, 原因是当排气温度变化很小, 冷却水出口温度升高时, 水的质量流量会降低, 以满足换热要求。

COP 的变化趋势如图 6 所示。与制热量相同, COP 在相同的进出水温度下随环境温度的增加而增

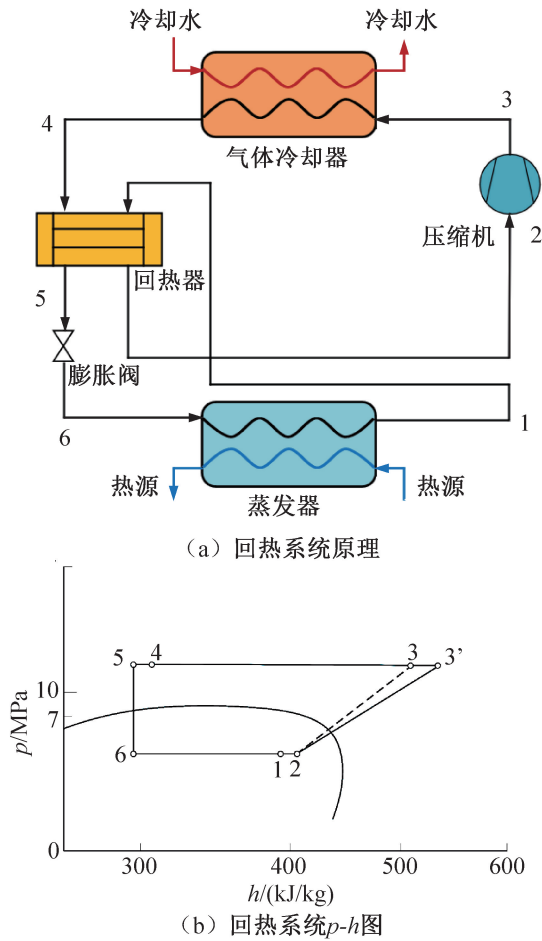


图 3 回热系统原理及 $p-h$ 图

Fig.3 System configuration and $p-h$ diagram of internal heat exchanger system

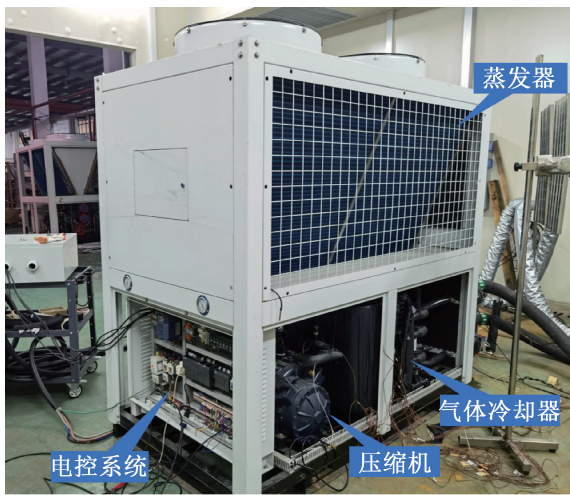


图 4 空气源 CO₂ 热泵样机

Fig.4 Prototype of air-source transcritical CO₂ heat pump

加。原因是随着环境温度的升高,制热量的增量大于压缩功的增量,因此 COP 呈现递增的趋势。此外,当环境温度和冷却水入口温度固定时,随着出水温度的

表 1 气体冷却器参数
Tab.1 Gas cooler parameters

| 参数 | 值 | |
|----------|------|-----|
| | 优化后 | 优化前 |
| 外管内径/mm | 35 | 35 |
| 内管外径/mm | 22 | 22 |
| 内管内径/mm | 19 | 19 |
| 内管长度/m | 26.1 | 22 |
| 套管内根数 | 1 | 1 |
| 内管肋高/mm | 1 | 0.5 |
| 肋数 | 15 | 10 |
| 肋平均厚度/mm | 5 | 7 |
| 螺旋角/(°) | 10 | 10 |

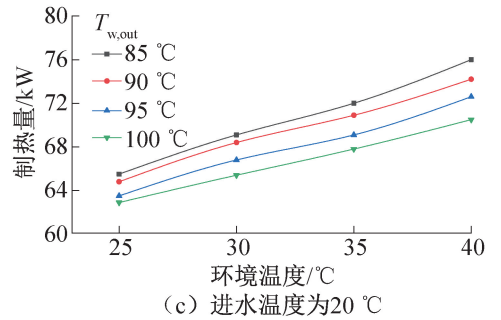
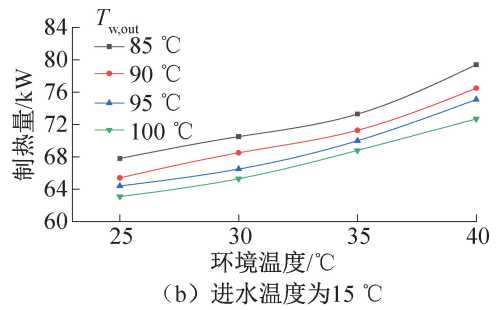
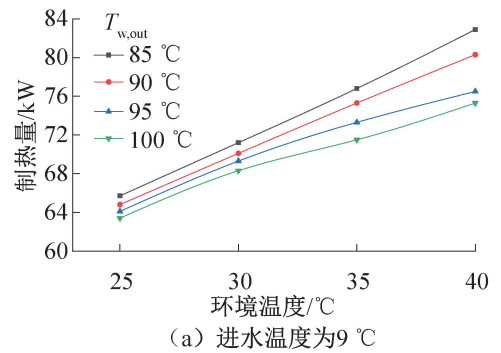
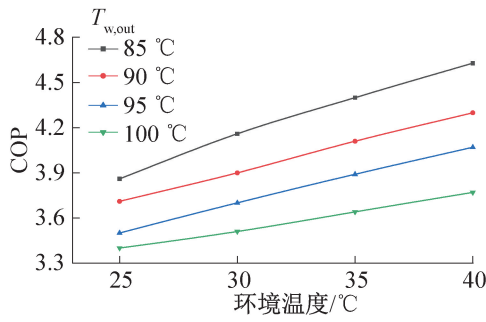


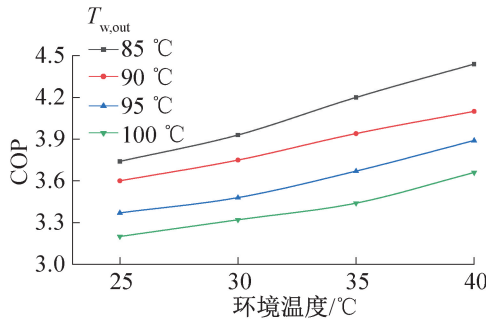
图 5 制热量的模拟结果

Fig.5 Simulation results of heating capacity

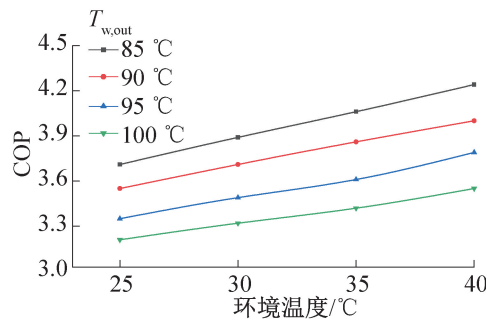
增加,COP 呈递增的趋势。原因是为了获得更高的出水温度而付出了更多压缩功,导致 COP 降低。在



(a) 进水温度为9°C



(b) 进水温度为15°C



(c) 进水温度为20°C

图6 COP的仿真结果

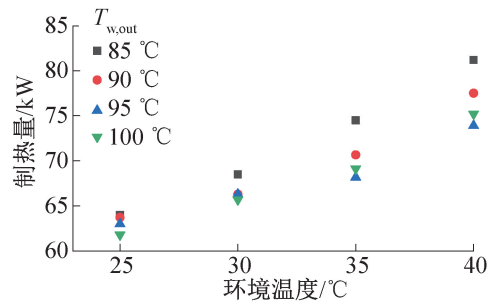
Fig.6 Simulation results of COP

该模拟中,当环境温度为40°C,进、出水温度分别为9°C和85°C时,最高COP为4.63。

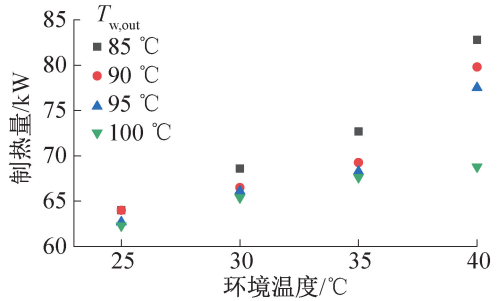
3.2 实验结果

图7所示为制热量的实验结果。与仿真结果相同,在相同的入口和出口水温度下,制热量随环境温度的升高而增加。制冷剂排气温度随环境温度的升高而升高,水的质量流量相应增加,但同时由于出水温度的差异,制热量并没有严格呈现出随出水温度降低而增加的趋势。出水温度的升高对制热量的增加有正反馈作用,而出口水温的升高不可避免地导致水体流速降低,不利于制热量的增加。此外,不同运行条件下不同的压缩机效率也会受到影响。当环境温度为40°C,进水温度为15°C,出水温度为85°C时,压缩机的排气压力为11.84 MPa,本实验的最高制热量为82.8 kW。

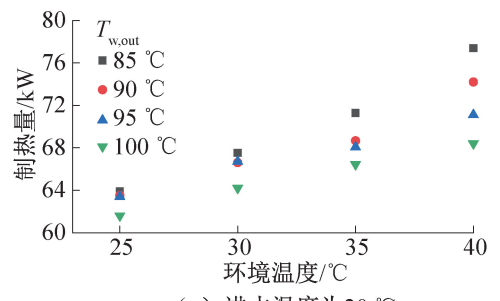
图8所示为系统在不同环境、进、出水温度下的



(a) 进水温度为9°C



(b) 进水温度为15°C



(c) 进水温度为20°C

图7 制热量实验结果

Fig.7 Experiment results of heating capacity

COP变化。COP在相同的环境温度和进水温度下随着出水温度的降低而增加。在进水温度固定的同时,由于制热量持续增加,COP随环境温度的升高而不断增加。本实验中,当环境温度为40°C,进、出水温度分别为9°C和85°C时,压缩机的排气压力为11.71 MPa,最大COP为4.47。

3.3 数据对比

表2所示为本研究的部分数据与在相同系统和相近实验条件下的实验数据对比。对比数据中的系统均为回热器系统,均以空气作为热源。在以往的研究中,回热器系统的最高出水温度为91.68°C。通过对气体冷却器优化后,回热器系统的最高出水温度被提高至100°C。在提高出水温度的同时,保证了系统具有较高的能源利用效率。对比Sun Shuojun等^[25]的研究,当热源温度为24°C,进、出水温度分别为23.7°C和91.68°C时,系统COP为2.83。本研究中,当热源温度为25°C,进、出水温度分别为20°C和100°C时,系统COP为2.93。在提高了出水温度的

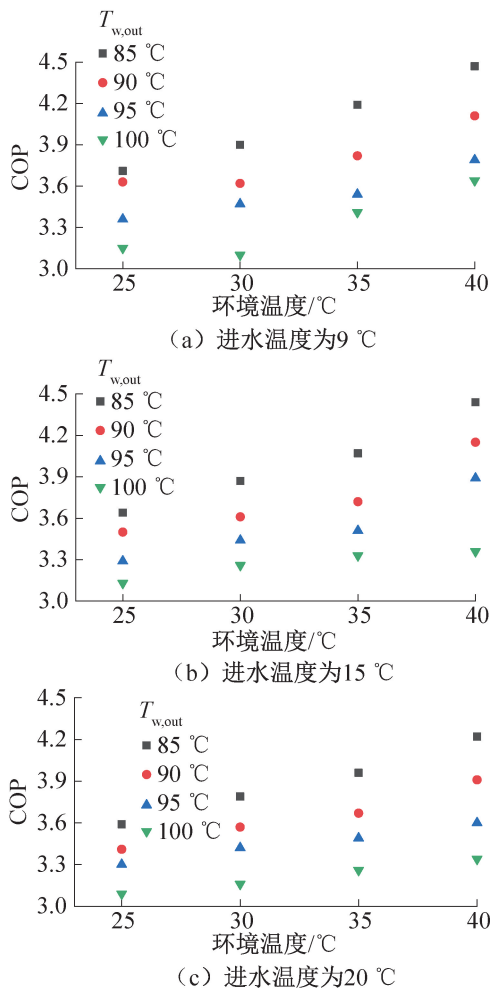


图 8 COP 的实验结果

Fig.8 Experiment results of COP

表 2 与其他公开数据对比

Tab.2 Compare with other experimental data

| 研究 | 环境温 度/°C | 进水温 度/°C | 出水温 度/°C | COP |
|--------------------------------|-------------|-------------|-------------|------|
| Sun Shuojun 等 ^[25] | 24 | 23.7 | 91.68 | 2.83 |
| 本文 | 25 | 20 | 100 | 2.93 |
| Sun Shuojun 等 ^[25] | 24 | 23.26 | 82.49 | 3.02 |
| 本文 | 25 | 20 | 85 | 3.38 |
| Wang Shuoguo 等 ^[17] | 35 | 12 | 80 | 3.48 |
| 本文 | 35 | 15 | 85 | 3.83 |
| Wang Shuoguo 等 ^[17] | 25 | 12 | 80 | 3.29 |
| 本文 | 25 | 15 | 85 | 3.49 |

同时还提高了系统 COP。在 Sun Shuojun 等^[25]的研究中,当热源温度为 24 °C,进、出水温度分别为 23.26 °C 和 82.49 °C 时,系统 COP 为 3.02。而在本研究中,当热源温度为 25 °C,进、出水温度分别为 20 °C 和

85 °C 时,系统 COP 为 3.38,提高了 12%。对比 Wang Shuoguo 等^[17]的研究,当热源温度为 35 °C,进、出水温度分别为 12 °C 和 80 °C 时,系统 COP 为 3.48。而在本研究中,当热源温度为 35 °C,进水温度为 15 °C 时,出水温度被提升至 85 °C,系统 COP 为 3.83。当环境温度为 25 °C,进、出水温度分别为 12 °C 和 80 °C 时,系统 COP 为 3.29。而本文中,在相同的环境温度下,进、出水温度分别为 15 °C 和 85 °C 时,COP 为 3.49。

4 结论

本文基于换热器仿真的热泵系统仿真,建立了回热系统的仿真模型。通过对整个模型的仿真,实现了跨临界 CO₂ 热泵供给 100 °C 热水。同时研究了制热量和 COP 与环境温度和进水温度的关系。得到结论如下:

1) 通过对热泵系统的仿真和套管换热器的优化,在环境温度为 40、35、30、25 °C,冷却水的温度分别为 9、15、20 °C 时,成功供应了 100 °C 的热水。这对 CO₂ 热泵的进一步普及推广具有重要意义。

2) 实验和仿真结果表明,在相同冷却水温度下,制热量随环境温度的升高而增加。当进、出水温度分别为 9 °C 和 100 °C,制热量由 63.4 kW 增至 75.3 kW。在实验中,由于水流量的变化,当进水温度、环境温度固定,而出水温度增加时,制热量并非严格增加。同时,实验和模拟的误差最大小于 7.59%。

3) 实验和仿真结果表明,在同一进、出水温度下,COP 随环境温度的升高而增加。在实验条件下,当进、出水温度分别为 9 °C 和 100 °C 时,COP 由 3.15 增至 3.64。此外,当进水温度环境温度固定时,COP 随冷却水温度的降低而增加。

4) 通过对比其他公开数据发现,本研究在提高出水温度的同时保证了系统具有较高的 COP。对比数据中,COP 最高提升 13%。

符号说明

- f ——摩擦系数
- F ——Carnavos 关系式中的函数
- A ——内螺纹管流通面积, m²
- N ——肋数
- d ——半径, m
- e ——肋高, m
- s ——平均肋厚度, m
- Re ——雷诺数
- Nu ——努塞尔数
- Pr ——普朗特数
- ρ ——密度, kg/m³

v ——速度, m/s
 r ——污垢换热系数, kW/(m²·K)
 μ ——动力黏度, Pa·s
 δ ——厚度, m
 λ ——导热系数, kW/(m²·K)
 ρ ——密度, kg/m³
 Δl ——微元段长度, m
 α ——螺旋角, (°)
 Δp ——压降, kPa
 p ——压力, kPa
 K ——传热系数, kW/(m²·K)
 Q ——换热量, kW
 W ——功耗, kW
 m ——质量流量, kg/s
 c_p ——定压比热容, J/(kg·K)
 S ——熵, kJ/(kg·K)
 h ——焓, kJ/kg
 V ——压缩机容积, kg/m³
 T ——温度, °C

下标

r ——制冷剂
 w ——水
 S ——水平方向
 H ——垂直方向
 fa ——名义
 fn ——实际
 eq ——等效
 i ——内管
 i, i ——内管内径
 i, o ——内管外径
 Cu ——铜管
 $expr$ ——实验结果
 amb ——环境变量
 dis ——排气状态
 in ——换热器入口
 out ——换热器出口
 c ——冷凝换热量
 e ——蒸发换热量

参考文献

[1] AL-GHUSSAIN L. Global warming: review on driving forces and mitigation[J]. Environmental Progress & Sustainable Energy, 2019, 38(1): 13–21.
[2] MONTZKA S A, DLUGOKENCKY E J, BUTLER J H. Non-CO₂ greenhouse gases and climate change[J]. Nature, 2011, 476(7358): 43–50.
[3] What is carbon neutrality and how can it be achieved by 2050? [Z]. European Parliament.

[4] 乐慧, 李好玥, 江亿. 用空气源热泵实现农村采暖的“煤改电”同时为电力削峰填谷[J]. 中国能源, 2016, 38(11): 9–15. (LE Hui, LI Haoyue, JIANG Yi. Realization of substituting coal with electricity and enhancing the efficiency of electricity allocation by using air source heat pump[J]. Energy of China, 2016, 38(11): 9–15.)
[5] 李永亮, 金翼, 黄云, 等. 储热技术基础(I)——储热的基本原理及研究新动向[J]. 储能科学与技术, 2013, 2(1): 69–72. (LI Yongliang, JIN Yi, HUANG Yun, et al. Principles and new development of thermal storage technology (I) [J]. Energy Storage Science and Technology, 2013, 2(1): 69–72.)
[6] Renewable energy policies in a time of transition – heating and cooling [R]. ABU Dhabi: International Renewable Energy Agency, 2020.
[7] 张朝晖, 王若楠, 高钰, 等. 热泵技术的应用现状与发展前景[J]. 制冷与空调(北京), 2018, 18(1): 1–8. (ZHANG Zhaohui, WANG Ruonan, GAO Yu, et al. Application status and development prospect of heat pump [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2018, 18(1): 1–8.)
[8] JAKOBS R, CIBIS D, LAUE H J. Status and outlook industrial heat pumps [C]//International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, 2010: 1–8.
[9] ARPAGAUS C, BLESS F, UHLMANN M, et al. High temperature heat pumps: market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials [J]. Energy, 2018, 152: 985–1010.
[10] WOLF S, LAMBAUER J, BLESLE M, et al. Industrial heat pumps in Germany: potentials, technological development and market barriers [C]//ECEEE Industrial Summer Study 2012. 2012: 543–550.
[11] KIM M H, PETERSEN J, BULLARD C W. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2004, 30(2): 119–174.
[12] AGRAWAL N, BHATTACHARYYA S, SARKAR J. Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycles [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2007, 46(2): 180–187.
[13] XU Xiaoxiao, CHEN Guangming, TANG Liming, et al. Experimental evaluation of the effect of an internal heat exchanger on a transcritical CO₂ ejector system[J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A, 2011, 12(2): 146–153.
[14] JIANG Yuntao, MA Yitai, LI Minxia, et al. An experimental study of trans-critical CO₂ water-water heat pump using compact tube-in-tube heat exchangers [J]. Energy Conversion and Management, 2013, 76: 92–100.

- [15] CAO Feng, SONG Yulong, LI Mingjia. Review on development of air source transcritical CO₂ heat pump systems using direct-heated type and recirculating-heated type [J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 104: 455–475.
- [16] MINETTO S, CECCHINATO L, BRIGNOLI R, et al. Water-side reversible CO₂ heat pump for residential application [J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 63: 237–250.
- [17] WANG Shouguo, TUO Hanfei, CAO Feng, et al. Experimental investigation on air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3): 701–716.
- [18] BAEK C, HEO J, JUNG J, et al. Performance characteristics of a two-stage CO₂ heat pump water heater adopting a sub-cooler vapor injection cycle at various operating conditions [J]. Energy, 2014, 77: 570–578.
- [19] ELBEL S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(7): 1545–1561.
- [20] 邹春妹, 岑继文, 刘培, 等. 跨临界二氧化碳热泵喷射循环实验 [J]. 化工学报, 2016, 67(4): 1520–1526. (ZOU Chunmei, CEN Jiwen, LIU Pei, et al. Transcritical CO₂ heat pump system with an ejector [J]. CIESC Journal, 2016, 67(4): 1520–1526.)
- [21] ZHU Yinhai, HUANG Yulei, LI Conghui, et al. Experi-

mental investigation on the performance of transcritical CO₂ ejector-expansion heat pump water heater system [J]. Energy Conversion and Management, 2018, 167: 147–155.

- [22] WU Di, HU Bin, WANG R Z. Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2021, 138: 110571.
- [23] DANG Chaobin, HIHARA E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. part 1. experimental measurement [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(7): 736–747.
- [24] CARNAVOS T C. Heat transfer performance of internally finned tubes in turbulent flow [J]. Heat Transfer Engineering, 1980, 1(4): 32–37.
- [25] SUN Shuojun, GUO Hao, LU Ding, et al. Performance of a single-stage recuperative high-temperature air source heat pump [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 193: 116969.

通信作者简介

葛天舒, 女, 教授, 上海交通大学机械与动力工程学院, 021-34206546, E-mail: baby_wo@sjtu.edu.cn. 研究方向: 固体除湿空调, 空气 CO₂ 直接捕捉 (DAC)。

About the corresponding author

Ge Tianshu, female, professor, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206546, E-mail: baby_wo@sjtu.edu.cn. Research fields: solid desiccant air conditioning, direct air CO₂ capture.

(上接第 67 页)

- [17] DONG Junqi, CHEN Jiangping, CHEN Zhijiu, et al. Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(5): 1506–1515.
- [18] KAYS W M, LONDON A L. Compact heat exchangers [M]. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1984.
- [19] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3–17.
- [20] CHANG Y J, WANG C C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(3): 533–544.
- [21] CHANG Y J, HSU K C, LIN Y T, et al. A generalized

friction correlation for louver fin geometry [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(12): 2237–2243.

通信作者简介

陈江平, 男, 博士, 教授, 上海交通大学制冷与低温工程研究所, 021-34206775, E-mail: jpchen_sjtu@163.com. 研究方向: 制冷与低温工程、车用空调技术。

About the corresponding author

Chen Jiangping, male, Ph. D., professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206775, E-mail: jpchen_sjtu@163.com. Research fields: refrigeration and cryogenics, automotive air conditioning technology.