

文章编号: 1671-6612 (2026) 03-344-10

双缸压缩机空气源热泵热水器的实验研究

王 琨 王 璐 许树学 马国远

(北京工业大学 北京 100124)

【摘 要】 将双缸压缩机应用在家用空气源热泵热水器中, 建立了系统的数学模型, 并搭建了试验样机。在三种工作模式-单级压缩模式、双级并联模式和双级串联模式下进行测试, 并与常规变频压缩机热水器系统进行比较。结果显示, 双缸压缩机的两缸最佳容积比范围为 0.5 至 0.6; 相比常规变频压缩机系统, 双缸可变量压缩机系统双级串联和双级并联的加热能力、热水产量和 COP 明显更高, 平均加热能力提高 16%, 平均热水产量提高 22%, 平均 COP 提高 8.6%。

【关键词】 空气源热泵热水器; 双缸压缩机; 制热 COP; 制热能力

中图分类号 TU822+.2 文献标志码 A

Experimental Study on Air Source Heat Pump Water Heater with Double Cylinder Compressor

Wang Kun Wang Lu Xu Shuxue Ma Guoyuan

(Beijing University of Technology, Beijing, 100124)

【Abstract】 A double cylinder compressor was applied to air source heat pump water heater, and a comprehensive system mathematical model was established. An experimental prototype was then constructed and tested under three distinct operating modes: the single-stage compression mode, the two-stage parallel compression mode, and the two-stage series compression mode. The performance of the system was compared against that of a conventional variable frequency compressor water heater system. The experimental results indicate that the optimal volume ratio between the two cylinders of the double cylinder compressor ranges from 0.5 to 0.6. Compared to the conventional system, the double cylinder variable capacity compressor system, when operating in the two-stage series and two-stage parallel modes, demonstrated significantly higher heating capacity, hot water production, and Coefficient of Performance (COP). Specifically, the system achieved an average increase of 16% in heating capacity, an average increase of 22% in hot water production, and an average improvement of 8.6% in COP.

【Keywords】 Air source heat pump water heater; Double cylinder compressor; Heating COP; Heating capacity

0 引言

随着社会的发展和人们生活水平的提升, 建筑物的制冷、供暖和热水的能源消耗占比不断增加。家庭能源消耗的 20%到 30%来自于家用热水使用^[1], 其中热水用量占家庭用水量的 67.91%以上^[2]。家用热水器的发展已经历了燃气热水器、电热水器、太阳能热水器三代, 如今进入了第四代空气源热泵热水器时代^[3]。空气源热泵在民用、工业

农业等多个领域得到广泛应用, 显著实现了节能减排效果^[4]。目前, 空气源热泵热水器的研究主要集中在新型循环工艺、新型环保工质和关键部件的开发等方面^[5]。

居民使用热水受到各种因素的影响, 这些因素因地区、气候、季节和人们的日常生活习惯而有所区别。在寒冷地区的冬季或假期期间, 居民对热水的需求更大, 通常集中在早晨和晚上时段^[6]。进一

作者简介: 王 琨 (2000.9-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: KunWang@emails.bjut.edu.cn

通讯作者: 许树学 (1981.8-), 男, 博士, 副研究员, E-mail: xsx@bjut.edu.cn

收稿日期: 2025-10-13

步的研究发现,性别、年龄、居住条件、消费习惯、环保意识、家庭人口规模、家庭收入、家庭规模和教育水平等因素也会影响家庭热水的使用^[7]。尽管目前的空气源热泵热水器具有良好的节能特性,但热水消费和需求之间存在一定波动,因此优化运行控制策略尤为关键。随着人们生活水平和节能意识的提高,对热水的需求日益增高。准确评估家庭热水消费则是充分发挥空气源热泵热水器节能潜力的基础^[8]。Tuomo 等^[9]提出了一种新型的阶梯加热热泵热水系统,与传统热泵热水系统相比,其能效提高了 45%至 50%。当水从 7.5℃加热至 55℃时,传统系统的季节性能系数为 2.5~2.6,而新型热泵系统的季节性能系数可高达 3.7~3.8。Kim 等^[10]在热泵系统中添加了热水储罐和控制器,可有效减少无效的启停循环,使压缩机能以最佳负载比运行。梁凯^[11]指出,空气源热泵热水器的有效能量损失主要集中在压缩机和换热器上,提高压缩机效率和换热器换热性能是提高其性能的重要途径。国内外学者还进行了大量关于可变容量控制的研究。Song 等^[12]考虑了能效和热舒适度,分析了不同室外风扇转速和压缩机频率下热泵的动态特性,发现最优的户外风扇转速和压缩机频率分别为 800rpm 和 50Hz,在满足热舒适度要求的前提下,热泵的制冷时间和能耗分别减少了 56.5%和 74.8%。Wang 等^[13]为并联冷凝空气源热泵热水系统设计了分级加热运行模式,夏季开启两台压缩机,冬季开启三台压缩机,夏季平均 COP 从 5.42 提高到 6.44,冬季平均 COP 从 4.05 提高到 5.45。胡锐^[14]实验研究了双频变容压缩机系统 COP 可达 6.28。孙钊等^[15]提出了一种双气缸空载变频旋转压缩机,在低负荷下仅使用小气缸运行,中负荷下使用大气缸,高负荷下使用双气缸,其全年季节性能系数可提高 2.9%~6.87%。饶荣水等^[16]利用容量调节阀控制旁通小孔的开度状态,使压缩机的容量输出在 100%和 67%之间切换,实验结果表明,在加热条件下,整机功耗降低 29.2%,能效比提高 14.4%。徐嘉等^[17]阐述了双气缸空载和可变容量结构,认为机械机构和气体作用力的结合更可靠,使压缩机能效在中点处提高 3.4%。Lee 等^[18]研究了采用回转压缩机的两级注入热泵的最优低压气缸体积和气缸体积比,当低压气缸体积和气缸体积比分别为 25.3cm³和 0.55 时,其季节性能系数最优。Biao 等^[19]提出了一种新型

三气缸两级可变容量回转压缩机,通过阀门和可变容量腔的组合实现可变容量,实验结果表明该系统具有更大的容积比和更高的 COP,优于单级和两级系统。

由于环境温度的变化,家用空气源热泵热水器的加热负荷变化很大。热水生产的负荷主要来自两个方面:水箱外壁的热损失和补充水的热负荷。补充水的温度会随环境温度的变化而变化。同时,由于使用习惯、不稳定的使用时间以及用户数量的变化,负荷变化范围也很大,压缩机需要在大容量调节范围内长时间运行。常规系统将压缩机设计为变频压缩机,以满足广泛工况下的运行要求,同时辅以电子膨胀阀,使系统能够在广泛的工况下运行。然而,从实际测试结果来看,效率和能效比存在峰值,变频压缩机在低频率和低负荷下性能下降。

本文提出了一种基于双缸变容量压缩机的空气源热泵热水器,建立了双缸变容量压缩机热水器系统的数学模型,并搭建了双缸变容量压缩机热泵热水器系统的测试台。对比三种不同的运行模式:单级压缩、双级并联、双级串联,并与变频热水器系统进行了比较。本研究将有助于进一步提高家用空气源热泵热水器的能源效率,并扩大其使用范围。

1 系统原理

常规变频压缩机空气源热泵热水器的原理如图 1 所示。制冷剂被变频压缩机压缩至高温高压状态,进入外缠绕式微通道冷凝盘管释放热量,将热量传递给水箱中的水,变成高压液态制冷剂。经电子膨胀阀节流降压后,进入管翅式蒸发器从空气中吸收热量变为气态,最后回到压缩机吸气口,完成一个循环。

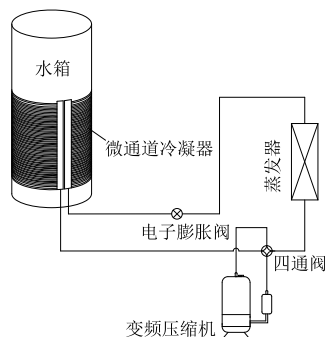


图 1 常规变频压缩机空气源热泵热水器的工作原理

Fig.1 The working principle of air source heat pump water heaters with conventional inverter compressors

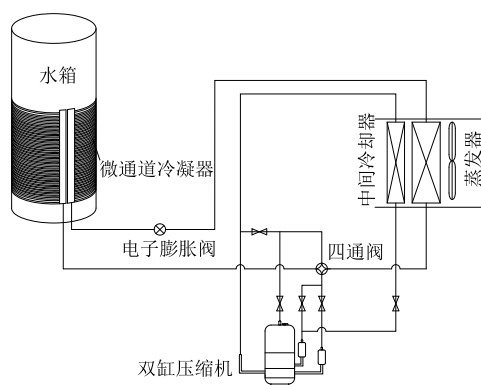


图2 双缸压缩机空气源热泵热水器的工作原理

Fig.2 The working principle of air source heat pump water heaters with dual cylinder compressors

基于双缸变容量压缩机的空气源热泵热水器,原理如图2所示。与常规变频系统相比,区别在于将压缩机改为双缸变容量压缩机,并设计了中间冷却器。考虑到北方地区典型家庭全年热水使用特

性,针对三种不同的运行模式进行研究:

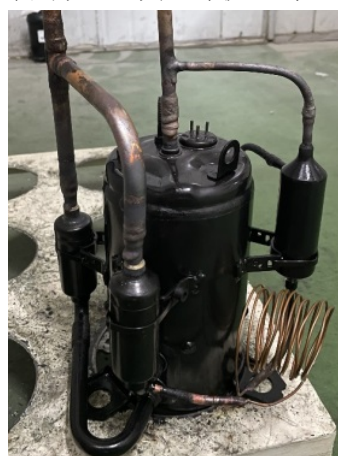
(1) 单级压缩模式: 单独运行大容量气缸以满足中等负荷要求。

(2) 双级并联模式: 双缸同时运行, 以满足高负荷和快速加热需求。

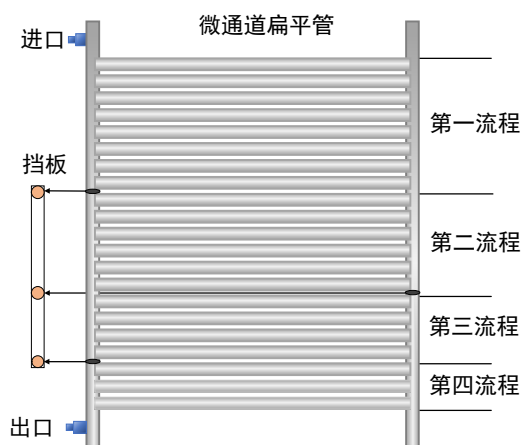
(3) 双级串联模式: 压缩机低压级从蒸发器吸收低压气体, 压缩后送入中间冷却器, 将热量传递给蒸发器, 高压级吸入气体后再次将其压缩。

2 模拟计算

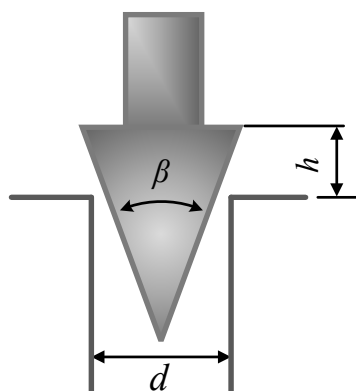
在空气源热泵的模型中, 建立了每个组件的仿真模型, 考虑了基于能量守恒、质量守恒、压力平衡等各组件之间的模型耦合关系, 形成了涉及各种系统参数的闭环模型。选择压缩机的吸气口作为系统仿真的起点, 假设每个组件的出口参数是下一个组件的入口参数, 忽略连接管道对系统压力、温度等的影响, 部件模型如图3所示。



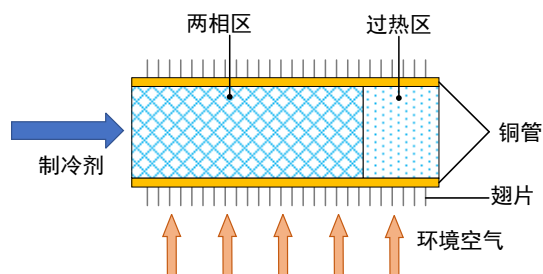
(a) 压缩机



(b) 微通道冷凝盘管



(c) 节流阀



(d) 蒸发器传热过程

图3 各部件模型

Fig.3 Models of each component

采用的制冷剂为 R410A, 分析定流量工况下, 温度和换热量等参数对双缸压缩机热泵热水器在不同工况下的系统性能的影响。在理论分析时, 为方便计算作如下假设:

- (1) 换热过程不考虑热量损失;
- (2) 忽略在换热器和管道中流动的摩擦阻力;
- (3) 节流过程前后制冷剂的焓值相等。

对单/双级循环热力学模型, 其相关参数的计算公式如式 (1) - (12) 所示。

$$Q = q_{\text{com}}(h_{\text{c,in}} - h_{\text{c,out}}) \quad (1)$$

式中: Q 为制热量, kW; q_{com} 为压缩机的质量流量, kg/s; $h_{\text{c,in}}$ 和 $h_{\text{c,out}}$ 分别为冷凝器进出口制冷剂焓值, kJ/kg。

$$P_z = \sqrt{P_c \cdot P_e} \quad (2)$$

式中: P_z 为理论中间压力, bar; P_c 为冷凝压力, bar; P_e 为蒸发压力, bar。

$$\Delta T_{\text{sh}} = T_{\text{suc}} - T_e \quad (3)$$

式中: ΔT_{sh} 为压缩机吸气过热度, °C; T_{suc} 为吸气温度, °C; T_e 为蒸发温度, °C。

$$\Delta T_{\text{sc}} = T_c - T_{\text{EEV,in}} \quad (4)$$

式中: ΔT_{sc} 为过冷度, °C; T_c 为冷凝温度, °C; $T_{\text{EEV, in}}$ 为节流阀进口温度, °C。

$$T_{\text{exh}} = T_{\text{suc}} \left(\frac{p_{\text{exh}}}{p_{\text{suc}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (5)$$

式中: T_{exh} 为排气温度, °C; p_{exh} 为排气压力, bar; p_{suc} 为吸气压力, bar; n 为绝热指数。

$$W_H = \frac{q_{\text{com}}(h_{\text{Hcom,out}} - h_{\text{Hcom,in}})}{\eta_{\text{H,tot}}} \quad (6)$$

式中: W_H 为高压压缩机理论耗功, kW; $h_{\text{Hcom,in}}$ 和 $h_{\text{Hcom,out}}$ 分别为高压压缩机的进出口焓值, kJ/kg; $\eta_{\text{H,tot}}$ 为高压压缩机综合效率。

$$W_L = \frac{q_{\text{com}}(h_{\text{Lcom,out}} - h_{\text{Lcom,in}})}{\eta_{\text{L,tot}}} \quad (7)$$

式中: W_L 为低压压缩机理论耗功, kW; $h_{\text{Lcom,in}}$ 和 $h_{\text{Lcom,out}}$ 分别为低压压缩机的进出口焓值, kJ/kg; $\eta_{\text{L,tot}}$ 为低压压缩机综合效率。

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_i \eta_v \eta_{\text{me}} \quad (8)$$

式中: η_{tot} 为压缩机综合效率; η_i 为压缩机指示效率; η_v 为压缩机容积效率; η_{me} 为压缩机机电效率。

$$h_{\text{com,out}} = h_{\text{com,in}} + \frac{h_{\text{com,out,s}} - h_{\text{com,in}}}{\eta_{\text{is}}} \quad (9)$$

式中: $h_{\text{com,in}}$ 和 $h_{\text{com,out}}$ 分别为压缩机的进出口焓值, kJ/kg; $h_{\text{com,out,s}}$ 为等熵压缩排气时的焓值, kJ/kg; η_{is} 为等熵效率。

$$Q_m = q_{\text{com}}(h_{\text{z,out}} - h_{\text{z,in}}) \quad (10)$$

式中: Q_m 为中间换热器的理论换热量, kW; $h_{\text{z,in}}$ 和 $h_{\text{z,out}}$ 分别为中间换热器的进出口焓值, kJ/kg。

根据能量守恒定律, 中间换热器的热平衡方程为:

$$q_{\text{com}}(h_{\text{z,out}} - h_{\text{z,in}}) = q_a(h_{\text{a,in}} - h_{\text{a,out}}) \quad (11)$$

式中: q_a 为空气的质量流量, kg/s; $h_{\text{a,in}}$ 和 $h_{\text{a,out}}$ 分别为中冷器空气侧进出口的焓值, kJ/kg。

$$\text{COP} = \frac{Q}{W_H + W_L} \quad (12)$$

理论计算流程如图 4 所示, 在 MATLAB 中设置各组件的结构参数和初始值后, 假设蒸发温度、冷凝温度和吸气过热度, 依次通过各部件仿真模型进行迭代计算, 输出排气温度、制热量和功率等参数。

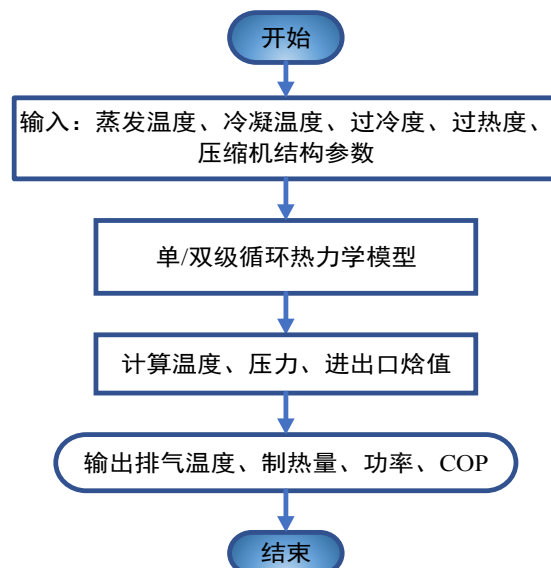
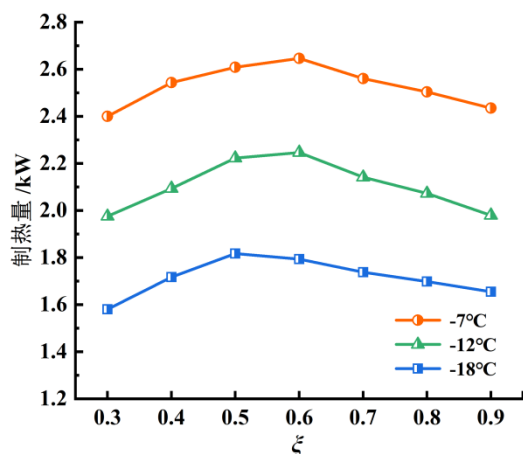


图 4 理论计算流程

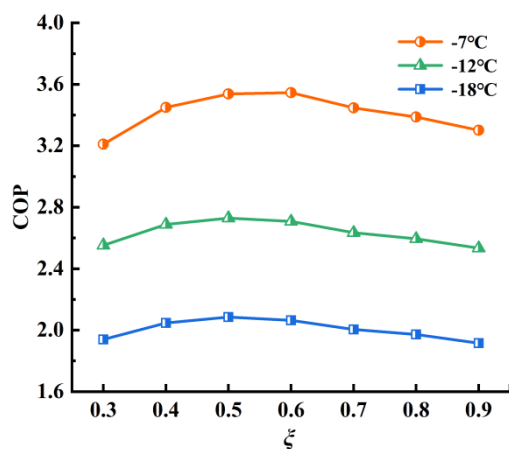
Fig.4 Simulation models of each component

对于两级压缩热泵热水器系统的压缩机, 存在一个最佳的高低压容积比, 通常根据最大 COP 和最大加热能力来确定。因此, 首先分析容积比对热泵热水器加热能力和 COP 的影响, 如图 5 所示。

当环境温度分别从-7℃降低至-18℃时,最佳容积比从 0.6 减小至 0.5,表明随着环境温度的降低,最佳容积比减小。本研究压缩机的高低压容积比选为 0.54。



(a) 制热量



(b) COP

图 5 制热量和 COP 随压缩机容积比的变化

Fig.5 Variation of heating capacity and COP with compressor displacement ratio

3 实验研究

实验装置和测量点布局如图 6 所示。在不同工况下,对热水器系统进行各类模式的实验测试。根据用户在不同时段的热热水需求,压缩机分别用单级压缩、双级并联和双级串联模式进行试验。变频模式的实验在系统更换为变频压缩机后进行。实验装置设置在环境控制室内,可提供稳定的干球温度和湿球温度。热泵热水器系统的实验装置包括压缩

机、电子膨胀阀、管翅式蒸发器、外缠绕式冷凝盘管、水箱,以及中间冷却器。由压缩机、膨胀阀、蒸发器和中间冷却器组成的外部单元放置在环境控制室的室外侧(图 6 右侧)。由紧密缠绕在水箱外壁的冷凝盘管组成的冷凝水箱放置在环境控制室的室内侧(图 6 左侧)。通过测试仪器可直接测量各部件进出口温度和压力,以及空气侧的进出口温度。则间接计算出的参数包括:热水生产能力、系统加热能力和系统加热 COP。

根据《家用和类似用途热泵热水器》(GB/T 23137-2020)标准,热泵热水器的实验设置包括额定工况、高温工况、最小运行工况和低温工况。此外,为研究双缸变容量压缩机空气源热泵热水器在低温加热模式下的运行特性,增加了两个更低环境温度工况 2 和 3,具体实验条件如表 1 所示。双缸变容积压缩机安装有单向导通电磁阀,电磁阀位于缸体和气液分离器之间的管路上。通过控制电磁阀的开关,可实现对不同压缩缸的操作。

测试数据的计算和处理基于《家用和类似用途热泵热水器》(GB/T 23137-2020),具体计算公式如式(13)~(16)所示。

$$T_w(t) = \frac{\sum_{j=1}^2 T_{wj}(t)}{2} \quad (13)$$

式中: $T_w(t)$ 为水箱内平均温度,℃。

制热量如式(14)所示。

$$U = \frac{V}{H} \quad (14)$$

式中: V 为加热水的体积, L; H 为加热时间, h。

制热能力如式(15)所示。

$$Q = \frac{C_p \rho U (T_2 - T_1)}{3600} \quad (15)$$

式中: C_p 为水的比热容, kJ/(kg·℃); ρ 为水的密度, kg/m³; T_2 为出水温度,℃; T_1 为进水温度,℃。

制热性能系数 COP 如式(16)所示。

$$COP = \frac{Q}{P} \quad (16)$$

式中: P 为输入功率, kW。

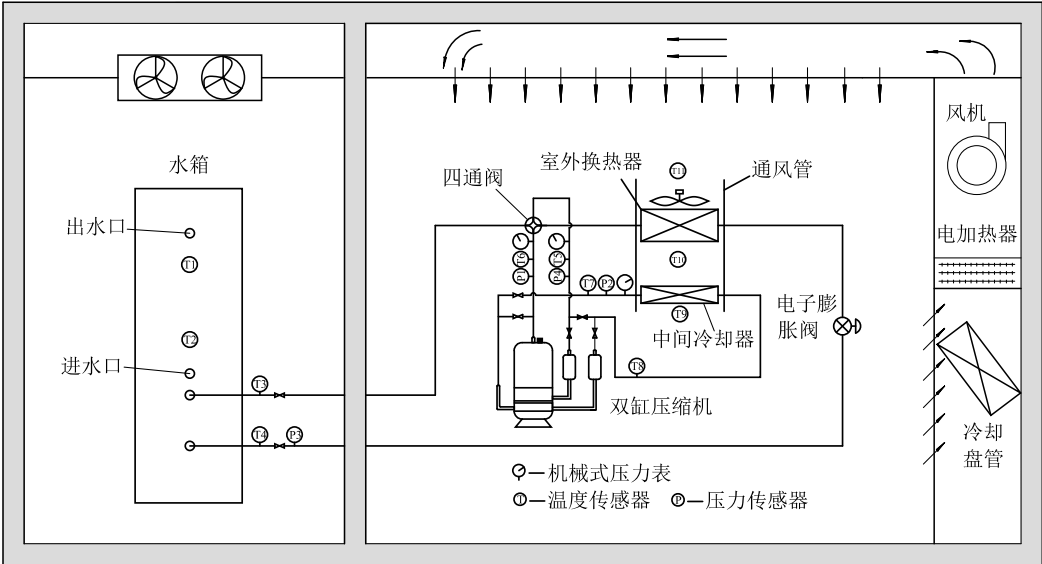


图 6 空气源热泵热水器的实验装置和测量点布置

Fig.6 Experimental setup and measuring point arrangement of air source heat pump water heaters

表 1 不同工况的环境温度

Table 1 Ambient temperature under different operating conditions

工况	空气侧/℃		水侧/℃	
	干球温度	湿球温度	初始水温	终端水温
高温工况	27	19	19	55
额定工况	20	15	15	55
最小运行工况	7	6	9	55
低温工况 1	-7	-8	9	55
低温工况 2	-12	-15	9	55
低温工况 3	-18	-26	9	55

为了确保测量结果的真实性并确定误差的大小,采用不确定度传递理论的研究方法计算出不确定度。表 2 列出了热泵热水器系统在额定运行条件下的相对不确定性计算结果。

表 2 相对不确定性计算结果

Table 2 Calculation results of relative uncertainty

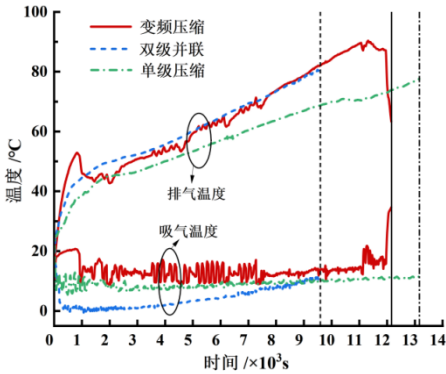
水温	制热能力	制热 COP
±3.28%	±2.76%	±2.92%

4 实验结果

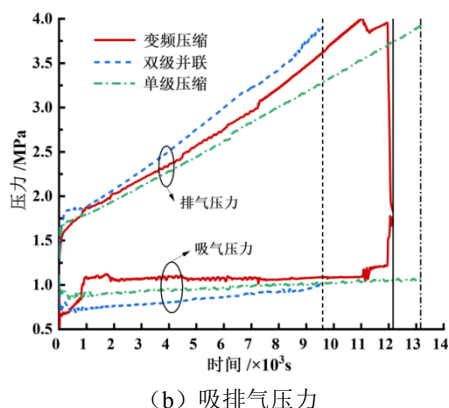
4.1 额定工况

图 7 (a) 所示为额定工况下三种模式吸气和排气温度的比较结果。当环境温度均为 20℃时,

变频压缩的吸气和排气温度波动显著,而双级并联和单级压缩的运行相对稳定。变频压缩的排气温度与双级并联相当,但高于单级压缩。三者的最高排气温度分别为 90.36℃、80.80℃和 77.60℃,相差近 10℃。由于热水器不断上升的冷凝温度的特殊性,双缸变容量压缩机热水器系统能够降低系统的吸气和排气温度,确保压缩机的正常运行,并防止压缩机润滑油碳化和效率降低等问题。图 7 (b) 显示了三种模式下吸气和排气压力的比较结果。在吸气压力方面,变频压缩最高,其次是单级压缩,双级并联最低。双级并联的排气压力最高,其次是变频压缩,单级压缩最低,三者的最大排气压力分别为 4.01MPa、3.92MPa 和 3.90MPa。将水温加热至指定温度后,双级并联压缩的最大排气压力仍低于变频压缩的最大排气压力。

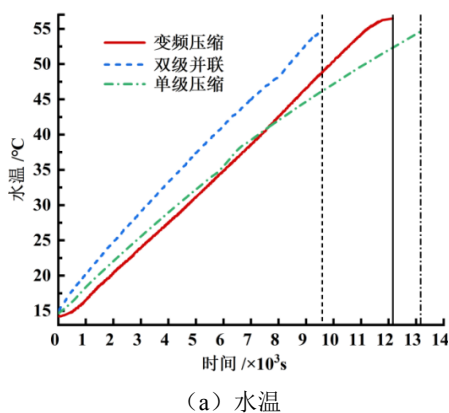


(a) 吸排气温度

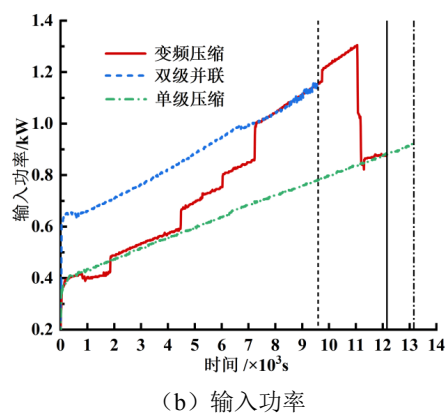


(b) 吸排气压力

图 7 吸排气温度和压力的变化
Fig.7 Variations in suction and discharge temperatures and pressures



(a) 水温



(b) 输入功率

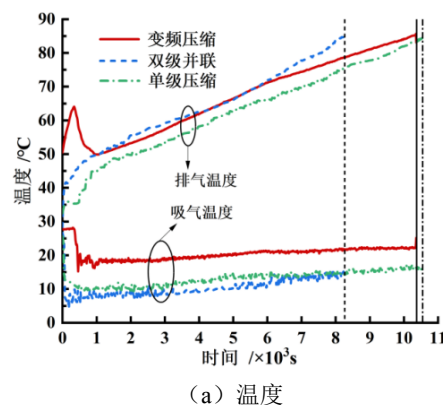
图 8 水温和输入功率的变化

Fig.8 Variations in water temperature and input power

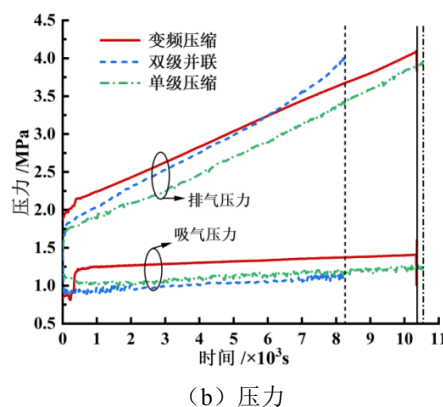
图 8 (a) 比较了三种模式下的水温变化结果。在标准工况下, 双级并联模式显著降低了热水的加热时间, 减少约 21.32%, 而单级压缩与变频压缩相比, 仅增加了 8.47% 的加热时间。图 8 (b) 则显示了三种模式下的输入功率比较结果。可以看出, 双级并联和单级压缩两种模式的功率输入呈线性增加, 而由于变频压缩机的自动调速, 变频压缩模

式的功率出现了突然增加, 导致压缩机功率的急剧上升。平均功率输入分别为 869W、776W 和 657W。与变频压缩相比, 双级并联模式的功耗增加了 11.97%, 而单级压缩模式的功耗则减少了 15.31%。

4.2 高温工况



(a) 温度



(b) 压力

图 9 吸排气温度和压力的变化

Fig.9 Variations in suction and discharge temperatures and pressures

图 9 (a) 显示了高温工况下三种模式下吸气和排气温度的比较结果。当环境温度均为 27°C 时, 双级并联和单级压缩的吸气温度低于变频压缩, 分别降低了 10.03°C 和 7.19°C。与双级并联相比, 变频压缩在早期加热阶段的温度高于双级并联, 而在中期加热阶段两者相当。在后期加热阶段, 变频压缩的排气温度低于双级并联。变频压缩、双级并联和单级压缩的最高排气温度分别为 86.66°C、83.73°C 和 82.34°C。可以看出, 双级并联和单级压缩能够有效降低压缩机的吸气和排气温度, 这有利于系统的良好运行。图 9 (b) 显示了三种模式下吸气和排气压力的过程曲线比较。变频压缩的吸气压力分别比单级压缩和双级并联高 0.18MPa 和 0.29MPa。变频压缩的排气压力始终高于单级压缩,

约为0.26MPa,而与双级并联相比,二者在初始加热阶段相当。随着加热的进行,双级并联的排气压力逐渐高于变频压缩。这可能是由于双缸压缩机的双转子同时旋转,两个气缸均处于工作状态,导致排气压力高于单缸操作。变频压缩、双级并联和单级压缩的最终排气压力分别为4.09MPa、3.98MPa和3.92MPa。双缸变容量压缩机的排气压力低于变频压缩机系统,这将对压缩机的使用寿命和系统的能效产生积极作用。

图10(a)比较了三种模式下的水温变化曲线。双级并联能够显著缩短热水的加热时间,相对于变频压缩减少20.27%。而与变频压缩相比,单级压缩的加热时间仅增加了1.64%。可以看出,双缸变容量压缩机在空气源热泵热水器中的应用可以有效缩短加热时间。图10(b)显示了三种模式下的功率变化曲线。可以看出,双级并联的功耗最高,其次是变频压缩,单级压缩的功耗最低。平均功耗分别为774W、725W和646W。与变频压缩相比,双级并联和单级压缩的功耗分别增加了6.66%和减少了10.95%。

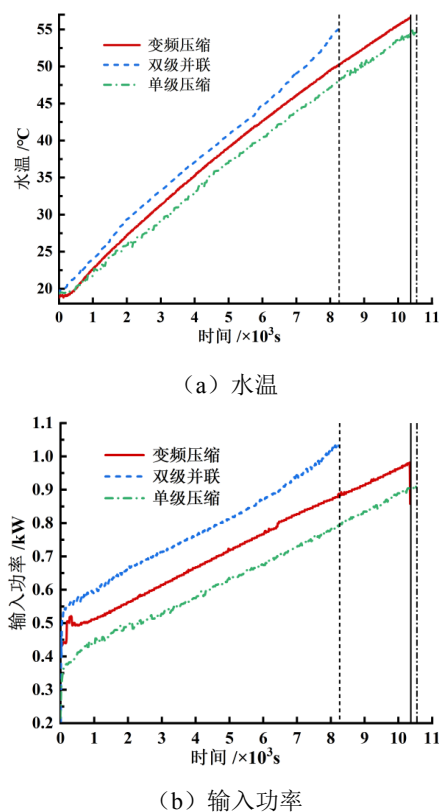


图10 水温和输入功率的变化

Fig.10 Variations in water temperature and input power

4.3 低温工况

图11展示了吸排气温度及压力随时间的变化结果。从图11(a)可以看出,三种运行工况下的吸气温度略有上升,随着环境温度的降低,吸气温度的整体波动增大,最大至6.42℃。低温工况1、2、3的最高排气温度分别达到72.86℃、93.06℃和117.75℃。从图11(b)可以看出,吸气压力变化的趋势与吸气温度相同。低温工况1、2、3的最高排气压力分别为3.36MPa、3.44MPa和3.56MPa。在低温工况1下的吸气压力整体呈上升趋势,而低温工况2和3在后期加热阶段吸气压力显著增加。整体而言,双级串联模式能有效降低排气温度和压力,并将正常工作范围扩展至-18℃。

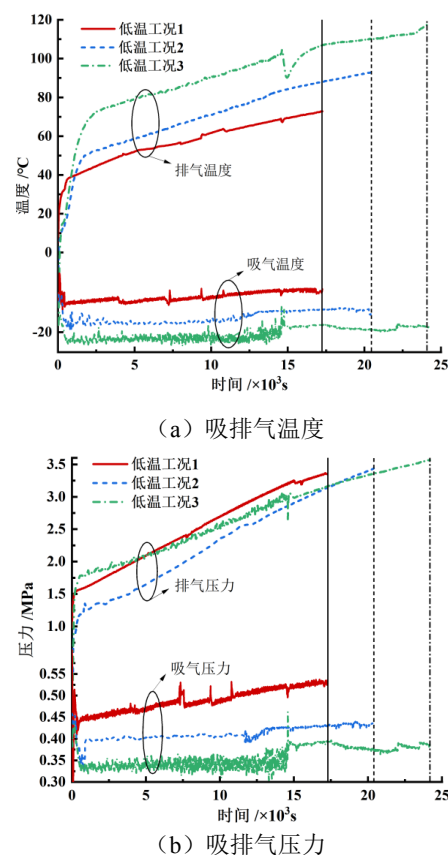


图11 温度和压力随时间的变化

Fig.11 Variations in temperature and pressure over time

图12显示了制热能力和功耗随环境温度变化的情况。随着环境温度上升,制热能力呈递增趋势。变频压缩在不同工况下的制热能力表现出阶段性特征,双级串联在低温环境下展现出相对优势,在-7℃时其制热能力高于变频压缩20.47%。双级并联系统的制热能力整体高于变频压缩系统,不同温度

条件下均保持一定优势。如图 12 (b) 所示, 随着环境温度的升高, 功耗均逐渐降低。双级串联在低温环境下的功耗控制表现优异, 在 -7°C 时比变频压缩低 12.5%。双级并联系统的功耗优势随温度升高逐渐显现, 在 27°C 时比变频压缩低 15.16%。单级压缩的功耗略高于变频压缩, 但差距并不显著。通过在同一环境温度下对比不同模式的制热量和功耗, 可以定量分析出该温度下不同负荷的最优模式。综合分析表明, 双缸变容量压缩机系统的制热能力高于变频压缩机系统, 整体功耗相对较低, 具有一定的节能优势。

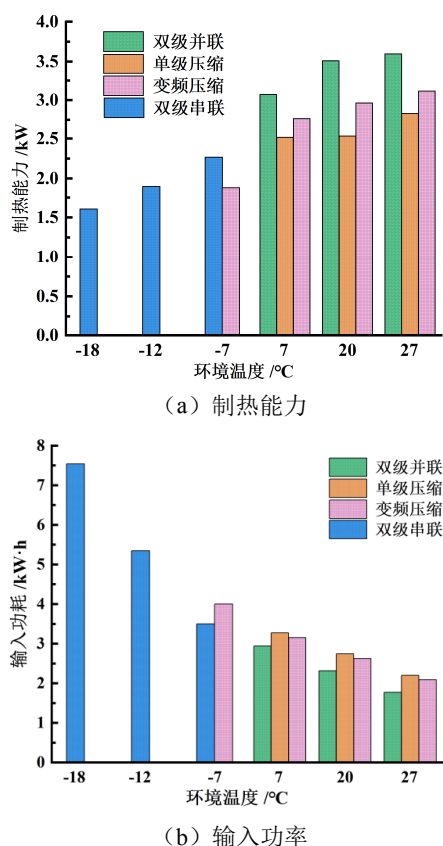


图 12 制热能力和输入功率随环境温度的变化

Fig.12 Variations in heating capacity and input power with ambient temperature

图 13 显示了制热水能力和 COP 随环境温度变化的情况。随着环境温度的升高, 制热水能力逐渐增加。双缸变容量压缩机系统中, 双级并联的制热水能力在各测试工况下显著领先, 最高可达 87.38L/h 。双级串联在低温工况下则表现出随温度升高逐步提升的特性。变频压缩系统的制热水能力虽高于单级压缩, 但优势幅度在不同温度条件下均未形成显著差异, 最高差距为 7.81%。随着环境温

度的升高, COP 逐渐增加。双级串联的能效提升速率相对平缓, 而双级并在高温环境下的能效优势更为突出, 最高可达 4.65。单级压缩系统的 COP 与变频压缩系统保持相近水平, 差异幅度均控制在较低范围。可以看出, 双缸变容量压缩机系统的整体性能优于变频压缩机系统。双缸变容量压缩机在空气源热泵热水器中的应用不仅展现出良好的节能特性, 还通过灵活的运行模式适配不同热水需求, 有效拓展了设备的适用环境范围。

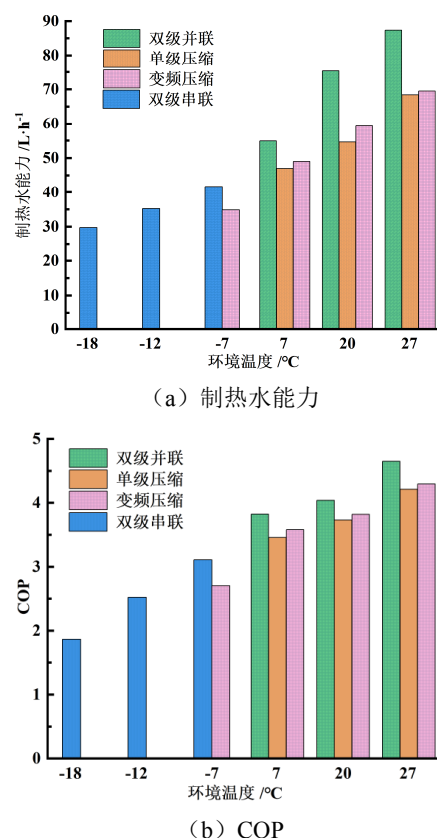


图 13 制热水能力和 COP 随环境温度的变化

Fig.13 Variations in hot water heating capacity and COP with ambient temperature

5 结论

为了提高北方地区空气源热泵热水器的加热能力和效率, 本文提出了一种基于双缸变容量压缩机的空气源热泵热水器, 能够实现三种不同的加热模式。对双缸变容量压缩机系统的运行特性进行了实验研究, 并与普通变频压缩机热水器在多个方面进行了比较。主要结论如下:

(1) 双级压缩高低压气缸的尺寸的容积比存在一个最佳范围。随着环境温度的降低, 最佳容积

比也随之降低。当环境温度从-7℃逐步降低至-18℃时,最佳容积比在0.5至0.6。

(2) 双缸变容量压缩机系统能够有效降低排气温度和压力,并且系统在运行过程中相对稳定。在环境温度为-7℃时,与变频压缩相比,双级串联的输入功率有所降低,而制热能力增加了20.3%,正常工作范围扩展至-18℃。

(3) 双缸变容量压缩机系统中双级串联压缩和双级并联压缩的制热能力、制热水能力和COP显著高于变频压缩,平均制热能力增加16%,制热水能力增加22%,COP增加8.6%。

双缸变容量压缩机系统的整体性能优于变频压缩机系统,能够根据不同的热水需求实现不同的使用模式,具有快速加热和节能的优势,同时扩大了热水器的使用范围。

参考文献:

- [1] Sousa G, Robinson D. Enhanced EnHub: dynamic simulation of housing stock energy systems[J]. *Journal of Building Performance Simulation*, 2020,13(5):516-531.
- [2] 陈月冬.中国不同类型家用热水器生命周期评价[D].济南:山东大学,2019.
- [3] 聂志辉,杨东超,杜海,等.热泵热水器制冷剂的应用现状与研究进展[J].*低温与超导*,2017,45(10):95-100.
- [4] 张建国.“碳中和”目标下,热泵供热技术前景展望[J].*中国能源*,2021,43(7):12-18.
- [5] 孙健,马世财,霍成,等.碳中和目标下热泵技术应用现状及前景分析[J].*华电技术*,2021,43(10):22-30.
- [6] Sborz J, Cominato C, Kalbusch A, et al. Hourly and daily domestic hot water consumption in social housing dwellings: An analysis in apartment buildings in Southern Brazil[J]. *Solar Energy*, 2022,232:459-470.
- [7] Fuentes E, Arce L, Salom J. A review of domestic hot water consumption profiles for application in systems and buildings energy performance analysis[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018,81:1530-1547.
- [8] Meireles I, Sousa V, Bleys B, et al. Domestic hot water consumption pattern: Relation with total water consumption and air temperature[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2022,157:112035.
- [9] Niemelä T, Manner M, Laitinen A, et al. Computational and experimental performance analysis of a novel method for heating of domestic hot water with a ground source heat pump system[J]. *Energy and Buildings*, 2018,161:22-40.
- [10] Kim M J, Seo B M, Lee J M, et al. Operational behavior characteristics and energy saving potential of vertical closed loop ground source heat pump system combined with storage tank in an office building[J]. *Energy and Buildings*, 2018,179:239-252.
- [11] 梁凯.小型空气源热泵热水器性能优化分析及实验研究[D].西安:西安建筑科技大学,2014.
- [12] Song K, Jeon Y, Park K, et al. Dynamic performance characteristics of R410A heat pump with consideration of energy efficiency and thermal comfort at various compressor frequencies and outdoor fan speeds[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020,165:114499.
- [13] Wang S, Wang Q, Zhang H, et al. Performance analysis on parallel condensing air-source heat pump water heater system[J]. *Energy Reports*, 2022,8:398-414.
- [14] 胡锐.双变频压缩机并联系统及其在多联机上的应用[J].*家用电器*,2014,(5):78-80.
- [15] 孙钊,卢玥明,常萌萌,等.使用可卸载变频双转子压缩机提高空调器全年能效[J].*制冷技术*,2018,38(5):65-69.
- [16] 饶荣水,魏富党,冯翊,等.变容量压缩机在热泵上的应用[J].*家电科技*,2009,(17):43-45.
- [17] 徐嘉,胡余生,张荣婷,等.容积可变型转子压缩机研究进展综述[J].*制冷与空调*,2016,16(5):7-10.
- [18] Lee S H, Jeon Y, Kim B, et al. Simulation-based comparative seasonal performance evaluation of single-stage heat pump and modulated two-stage injection heat pump using rotary compressors with various cylinder volume ratios[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019,159:113892.
- [19] Biao X, Tongyi H, Lin H, et al. Experimental study of an improved air-source heat pump system with a novel three-cylinder two-stage variable volume ratio rotary compressor[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019,100:343-353.