

文章编号: 1671-6612 (2023) 05-656-08

# R515B 在中高温热泵系统中的性能研究

沈中将

(特灵科技亚太研发中心 苏州 215400)

**【摘要】** 对低 GWP 制冷剂 R515B 在双螺杆单级蒸汽压缩式热泵系统中的性能进行了研究。通过实验对比研究 R515B 直接替换 R134a 时系统的性能变化, 结果表明: R515B 的制热量比 R134a 降低 27% 左右, 消耗功率比 R134a 降低约 28%, 制热 COP 比 R134a 平均提高 1%, 排气温度比 R134a 低约 15°C。同时建立热泵系统仿真模型, 预测 R515B 在较高冷凝器出水温度下热泵系统的性能, 结果表明: R515B 具有优良的热力学性能和循环性能, 在采用单级蒸汽压缩循环的中高温热泵系统中可实现 88°C 以下的高冷凝器出水温度。

**【关键词】** 低 GWP 制冷剂; R515B; 中高温热泵; 试验对比; 仿真模型

中图分类号 TB61+2 文献标识码 A

## Study on the Performance of R515B in Moderately High Temperature Heat Pump System

Shen Zhongjiang

(Trane Technologies Engineering & Technology Center-Asia Pacific, Suzhou, 215400)

**【Abstract】** The performance of a single-stage steam compression heat pump system utilizing a low-GWP refrigerant R515B was studied. Experimental testing was conducted to compare the system performance when R515B was substituted for R134a. The results show that when R515B is used, the heating capacity of the system decreases by approximately 27% compared to R134a, while power consumption is reduced by about 28%. Additionally, when utilizing R515B, the heating COP is increased by an average of 1%, and the discharge temperature is approximately 15°C lower than with R134a. Moreover, a heat pump system simulation model was developed to predict its performance at higher condenser outlet temperatures. The results prove that R515B has superior thermodynamic and circulation performance and can achieve the high condenser leaving water temperature below 88°C in a moderately high temperature heat pump system using a single-stage steam compression cycle.

**【Keywords】** low GWP refrigerant; R515B; moderately high temperature heat pump; experimental comparison; simulation model

## 0 引言

如今, 全球变暖已成为人类面临的最重大的挑战之一, 它导致了許多重大的环境问题, 如冰川融化、生态系统破坏、生物多样性丧失等。蒸汽压缩式热泵系统取代传统的燃烧系统或电加热系统可以有效地减少温室气体排放。然而, 热泵系统中使用传统的制冷剂, 在泄漏时会产生明显的温室气体, 是导致气候变化的重要因素之一。R134a 作为

典型的 HFC 制冷剂, 由于其良好的热力学性能, 被广泛的应用于中高温热泵系统<sup>[1,2]</sup>, 虽然其臭氧消耗潜质(ODP)为 0, 但其全球变暖潜能值(GWP)较高。因此, 低 GWP 制冷剂在蒸汽压缩热泵系统中的应用成为重要的研究课题。目前, 有许多学者对低 GWP 制冷剂在热泵中的性能、热力学特性和潜在的应用价值进行了相关研究<sup>[3,4]</sup>。

R1234yf 和 R1234ze 是为取代 R134a 而开发的

第一批低全球变暖潜能值的 HFOs 制冷剂<sup>[5]</sup>。R1234yf 和 R1234ze 具有低 GWP 和微可燃性。YILDIRIM R 和 Mota-Babiloni A 等<sup>[6,7]</sup>研究表明在 R134a 系统中使用 R1234ze (E) 可能会导致制冷和制热能力下降 20-30%，COP 基本一致。Yataganbaba A 等<sup>[8]</sup>发现，使用 R1234yf 时系统性能略低于 R134a，但它的 GWP 值要比 R134a 低得多，所以也成为 R134a 的良好替代品之一。HFC/HFO 的二元混合物也已经被研究作为 HFC 的替代品，这种混合物可以改善 HFO 和 HFC 的缺点。Heredia-Aricapa Y 等<sup>[9]</sup>开发了几种不可燃的 HFC/HFO 混合物以用于取代 R134a。Makhnatch P 等<sup>[10]</sup>通过实验方法研究 R450 和 R513A 直接替代 R134a 时系统性能，结果表明这两种制冷剂与 R134a 有相当的性能和 COP。虽然这两种混合物都不易燃，但是它们的 GWP 值仍然比较高。李潼等<sup>[11]</sup>通过实验方法研究了 R1234ze (E)/R32 混合工质（质量配比为 27%/73%）在热泵系统中的性能，研究表明在相对高温区中混合工质对 R410A 具有良好的替代性能。近期，由某制冷剂生产商开发出的一种新型低 GWP (299) 制冷剂 R515B，它是由 R1234ze (E) 和 R-227ea 混合而成，所占的质量分数分别为 91.1%和 8.9%。Mateu-Royo 等<sup>[12]</sup>用理论方法对 R515B 和 R1234ze (E) 直接替代

R134a 在热泵系统中的应用进行了对比分析，分析结果表明 R515B 和 R1234ze (E) 在系统性能方面十分接近，R515B 相对于 R1234ze (E) 的主要优点是不易燃。YILDIRIM R 等<sup>[13]</sup>对用 R515B 替代 R134a 的蒸汽压缩制冷系统的能量、使用、环境经济进行了比较分析，分析结果表明使用制冷剂 R515B 系统的 COP 与 R134a 相近，但是焓效率要比 R134a 低约 1.4%。

R515B 是一种新开发的低 GWP 制冷剂，它在中高温热泵系统中的应用还需要进一步研究。本文旨在探讨 R515B 作为低 GWP 制冷剂在中高温热泵系统中替代 R134a，并且扩大供热温度范围的可行性。首先，搭建双螺杆单级蒸汽压缩式中高温热泵系统实验台，通过试验研究 R515B 直接替换 R134a 时系统的制热性能。然后，运用仿真的方法进一步探究 R515B 在高冷凝器出水温度下的性能，依此获得 R515B 在中高温热泵的应用范围，为以后实际应用提供一定基础。

## 1 制冷剂热力学特性

表 1 给出的是 R515B 和 R134a 主要热力学参数。R134a 和 R515B 均被列为 A1 类制冷剂，但是 R515B 的 GWP 要比 R134a 低很多，因此它作为 R134a 的替代品时，产生的温室气体要更低。

表 1 R134a 和 R515B 主要热力学特性

Table 1 Thermodynamic characteristics of R134a and R515B

制冷剂	R134a	R515B
组成	纯工质	R1234ze (E) /R227ea
组成质量百分比/%	100	91.1/8.9
单位摩尔质量/(g/mol)	102.0	117.5
临界温度/°C	101.06	108.9
临界压力/MPa	4.06	3.56
标准沸点/°C	-26.36	-18.89
5°C时蒸汽压力/MPa	0.35	0.26
5°C时液相密度/(kg/m <sup>3</sup> )	1278.1	1273.2
5°C时蒸汽密度/(kg/m <sup>3</sup> )	17.13	14.14
5°C时汽化潜热/(kJ/kg)	194.8	177.0
ASHARE 认定安全等级	A1	A1
ODP	0	0
GWP	1300	299

注：表中制冷剂的物性参数来自 NIST REFPROP Version 10 软件。

从表中可以发现 R515B 的临界温度要 R134a 高 7.84°C，这说明 R515B 在高温工况下具有更好

的性能表现。R515B 的蒸汽密度和汽化潜热都要低于 R134a，所以 R515B 的制热能力和压缩机消耗功率都要低于 R134a。R515B 的临界压力低于 R134a，同时 R515B 的温度-饱和蒸汽压力曲线要普遍低于 R134a，如图 1 所示，因此用 R515B 直接替代 R134a 时，机组不会出现承压的问题，而且在不超过操作压力的情况下，可以实现比 R134a 更高的热水出水温度。R515B 的标准沸点高于 R134a，因此在蒸发温度低于-18.89℃的场合 R134a 更适用。

## 2 实验装置与方法

### 2.1 实验装置

搭建单级蒸汽压缩式热泵系统实验台，研究机组分别充注 R134a 和 R515B 时机组的性能。图 2 是机组性能试验原理图。本实验系统主要是由制冷循环系统，数据采集系统、冷冻水循环系统冷却水循环系统组成。其中制冷循环系统是一台某型号的螺杆式冷水机组，该机组主要是由降膜式蒸发器、壳管式冷凝器、螺杆式压缩机、电子膨胀阀及回油系统组成。数据采集系统、冷冻水循环系统和冷却水循环系统是由笔者所在公司的水冷冷水机组性能实验台提供。该实验系统中使用的传感器有温度传感器、压力传感器和流量计。温度传感器用来测量冷冻水系统、冷却水系统的进出水温度，还用来测量制冷系统各个制冷剂回路的进出口温度。压力传感器用来测量各个制冷剂回路的进出口压力，流量计用来测量冷冻水流量和冷却水流量。表 2 列出的是测试所用传感器的型号、测试量程及测试精

度。通过数据采集系统采集所有测量数据并进行计算。

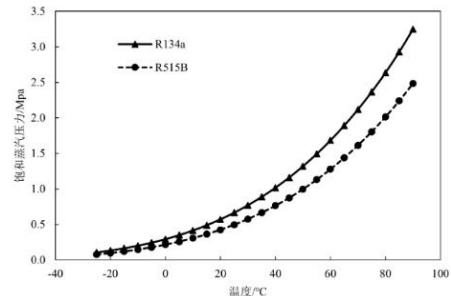


图 1 两种制冷剂温度-饱和蒸汽压力图

Fig.1 Temperature-saturated vapor pressure diagram for two refrigerants

### 2.2 实验方法及数据处理

根据 AHRI Standard 550/590 (I-P) 2020 《使用蒸汽压缩循环的冷水和热泵水加热组件的性能等级标准》的测试要求对机组进行了变工况性能测试。实验采用的螺杆压缩机最大允许吸气饱和温度、最大允许排气温度以及冷凝器最大承压分别为 18℃、125℃和 2.4MPa。考虑到 R134a 的冷凝压力较高，设定蒸发器出水温度分别为 7℃和 12℃两种，冷凝器出水温度在 55℃至 70℃之间变化，间隔 5℃。

总共采集了 16 组试验数据，每组稳态数据的采集时长均不低于 20 分钟，采集数据的水侧温度测量值均控制在±0.17℃范围之内。为保证测试数据的有效性，根据 GB/T 10870-2014 《蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组性能试验方法》的相关规定，对所有测试工况下机组热平衡进行了计算，结果如图 3 所示，所有测试工况下机组热平衡均不超过±2%。

表 2 试验用测量仪器主要参数

Table 2 Main parameters of measuring instruments for testing

测量变量名	传感器	型号	量程	精度
制冷剂侧温度	插入式热电偶	T 型	-200~+350℃	0.5℃
载冷剂侧温度	插入式热电偶	T 型	-200~+350℃	0.5℃
水侧温度	铂热电阻	Pt100	-50~200℃	0.1℃
制冷剂低压侧压力	压力传感器	DS	0~3.5Mpa	0.1%
制冷剂高压侧压力	压力传感器	DS	0~3.5Mpa	0.1%
换热器水侧流量	电磁流量计	AE210MG	/	0.5%
功率	数字功率表	WT230	/	0.2%

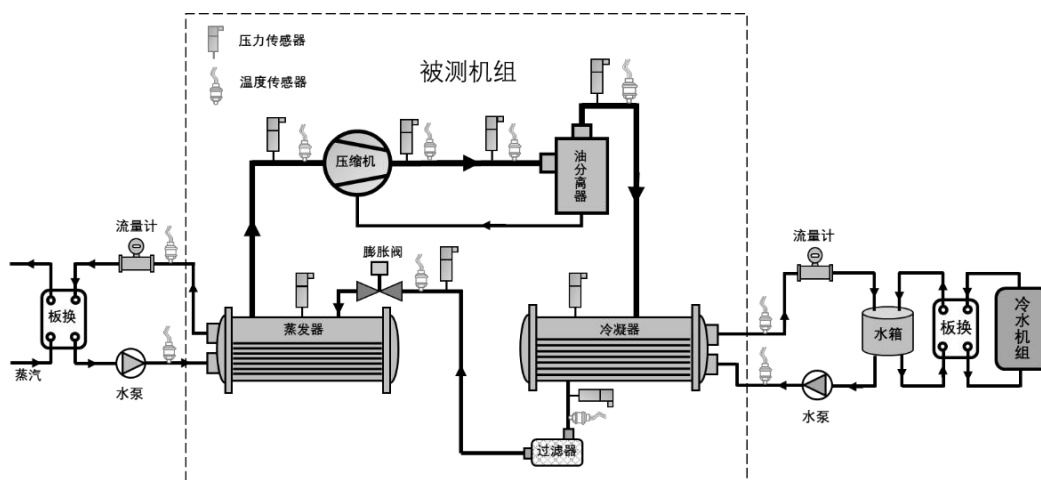


图 2 机组性能试验原理图

Fig.2 Schematic diagram of unit performance test

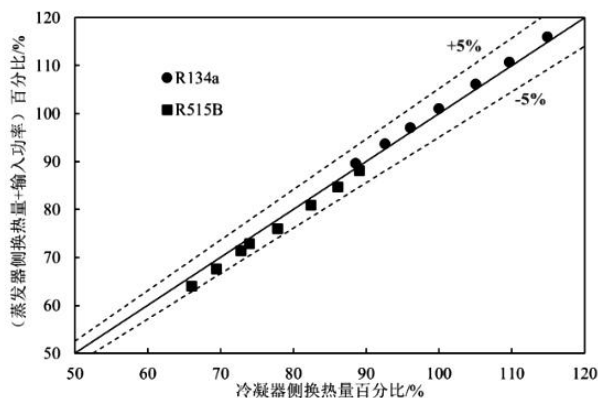


图 3 机组热平衡

Fig.3 Energy balance of unit

2.3 数据处理

实验采集的数据作如下处理：

蒸发器侧换热能力按照式 (1) 计算：

$$Q_e = m_e \cdot c_{p,e} \cdot (T_{e,in} - T_{e,out}) \quad (1)$$

式中， $Q_e$  为蒸发器侧能力，kW； $m_e$  为蒸发器侧水的质量流量，kg/s； $c_{p,e}$  为蒸发器侧水在平均温度下的定压比热容，kJ/(kg·°C)； $T_{e,in}$  为蒸发器的进水温度，°C； $T_{e,out}$  为蒸发器出水温度，°C。

冷凝器侧换热能力，机组的制热量按照式 (2) 计算：

$$Q_c = m_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3)$$

式中， $Q_c$  为冷凝器侧能力，kW； $m_c$  为冷凝器侧水的质量流量，kg/s； $c_{p,c}$  为冷凝器侧水在平均温度下的定压比热容，kJ/(kg·°C)； $T_{c,in}$  为冷凝器的进水温度，°C； $T_{c,out}$  为冷凝器出水温度，°C。

机组制热性能系数 COP 按照式 (4) 计算：

$$COP = \frac{Q_c}{P_c} \quad (4)$$

式中， $P_c$  为机组所耗功率，kW。

2.4 不确定度分析

测量不确定度是判断实验结果是否可接受的重要指标。在实验中有些参数(比如制热量和 COP)不能直接被测量出来，其结果受水侧流量、水侧进出口温差和输入功率等因素的影响。假设函数  $Y$  是由  $n$  个独立自变量组成，如式 (4) 所示：

$$Y = f(x_1, x_2, x_3, x_4 \dots x_n) \quad (4)$$

根据不确定度合成原理计算  $Y$  的合成不确定度  $U_Y$ ，如式 (5) 所示：

$$U_Y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial Y}{\partial x_i} U_{x_i} \right)^2} \quad (5)$$

式中， $U_{x_i}$  为被测变量的标准不确定度。

计算制热量、输入功率和制热 COP 的合成不确定度，置信水平为 95.5%，结果见表 3。

表 3 参数不确定度

Table 3 Uncertainties of the parameters

参数	不确定度%
制热量	5.80
输入功率	0.24
制热 COP	5.81

3 系统建模与仿真

建立热泵系统的数学模型。仿真模型包括压缩

机模型、蒸发器、壳管冷凝器模型、以及膨胀阀模型。为了简化计算，模型的建立是基于以下几点假设：

- (1) 系统达到稳定状态；
- (2) 忽略系统管路、冷凝器和蒸发器产生的压降；
- (3) 忽略冷凝器、蒸发器、压缩机向环境散失的热量。

系统的质量与能量守恒方程如下：

$$\sum M_{in} = \sum M_{out} \quad (6)$$

$$\sum M_{in} \cdot H_{in} = \sum M_{out} \cdot H_{out} \quad (7)$$

式中， $M_{in}$ 为流进的流体质量流量，kg/s； $M_{out}$ 为流出的流体质量流量，kg/s； $H_{in}$ 为流进的流体焓值，kg/kJ； $H_{out}$ 为流出的流体焓值，kg/kJ。

热泵系统仿真流程图如图所示，采用专业的求解器对下述各部件模型的非线性方程组进行全局求解。

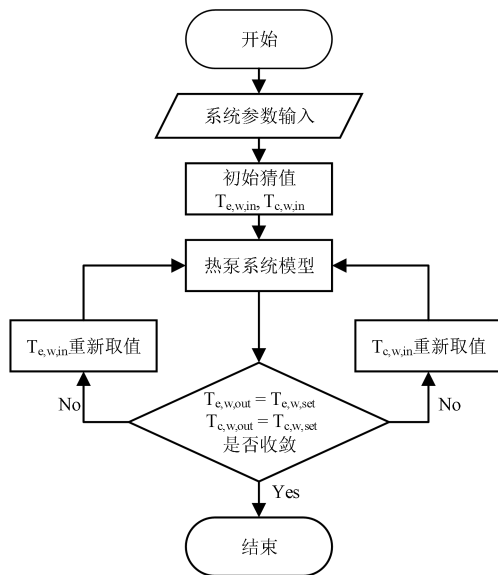


图4 热泵系统仿真流程图

Fig.4 Flow chart of heat pump system simulation

### 3.1 压缩机模型

压缩机的吸气体积流量和消耗功率用压缩机生产厂家提供的9系数模型进行计算：

$$\begin{aligned} Vol_s = & a_1 + a_2 * t_{sc} + a_3 * t_{sc}^2 + a_4 * t_{se} + \\ & a_5 * t_{se} * t_{sc} + a_6 * t_{se} * t_{sc}^2 + a_7 * t_{se}^2 + \\ & a_8 * t_{sc} * t_{se}^2 + a_9 * t_{sc}^2 * t_{se}^2 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} P = & b_1 + b_2 * t_{sc} + b_3 * t_{sc}^2 + b_4 * t_{se} + \\ & b_5 * t_{se} * t_{sc} + b_6 * t_{se} * t_{sc}^2 + b_7 * t_{se}^2 + \\ & b_8 * t_{sc} * t_{se}^2 + b_9 * t_{sc}^2 * t_{se}^2 \end{aligned} \quad (9)$$

式中， $a_1$ - $a_9$ 为压缩机吸气体积流量回归系数，值由压缩机生产厂家提供； $Vol_s$ 为压缩机的吸气体积流量， $m^3/s$ ； $b_1$ - $b_9$ 为压缩机消耗功率回归系数，值由压缩机生产厂家提供； $P$ 为压缩机消耗功率，kW； $t_{se}$ 为压缩机的吸气饱和温度， $^{\circ}C$ ； $t_{sc}$ 为压缩机的排气饱和温度， $^{\circ}C$ 。

制冷剂的质量流量按式(9)计算：

$$m_r = Vol_s * \rho_s \quad (10)$$

式中， $m_r$ 为压缩机质量流量，kg/s； $\rho_s$ 为压缩机进口气态制冷剂的密度， $kg/m^3$ 。

压缩机等熵效率及实际排气焓值计算如下：

$$\eta_{is} = \frac{m_r \cdot (H_{is} - H_{sat})}{P} \quad (11)$$

$$H_{act} = H_{sat} + \frac{H_{is} - H_{sat}}{\eta_{is}} \quad (12)$$

式中， $H_{is}$ 为等熵压缩排气焓值，kg/kJ； $H_{sat}$ 为饱和吸气焓值，kg/kJ； $H_{act}$ 为实际排气焓值，kg/kJ。

### 3.2 膨胀阀模型

建立膨胀阀数学模型，并假设流经膨胀阀前后为等焓过程，通过膨胀阀的质量流量按式(13)计算：

$$m_r = C_D \cdot A_v \cdot \sqrt{2\rho_{in} \cdot (p_{in} - p_{out})} \quad (13)$$

式中， $m_r$ 为流经膨胀阀的质量流量，kg/s； $C_D$ 为流通系数，值由厂家提供； $A_v$ 为膨胀阀有效流通面积， $m^2$ ； $\rho_{in}$ 为膨胀阀进口制冷剂的密度， $kg/m^3$ ； $p_{in}$ 为膨胀阀进口制冷剂的压力，Pa； $p_{out}$ 为膨胀阀出口制冷剂的压力，Pa。

### 3.3 蒸发器、冷凝器模型

建立降膜蒸发器和壳管冷凝器的数学模型，其中降膜蒸发器模型建立是基于以下几点假设：

- (1) 分配器分液均匀；
- (2) 忽略制冷剂之间的剪切力；
- (3) 只考虑降膜蒸发器沿管长方向的换热性能；
- (4) 降膜区换热充分，无“干烧”现象；
- (5) 气液交界面处于热平衡状态。

蒸发器、冷凝器的总传热系数计算如下：

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \left( R_i + \frac{1}{\alpha_o} \right) * \left( \frac{A_o}{A_i} \right) \quad (14)$$

式中,  $U$  为换热器总传热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $\alpha_i$  为换热管管内 (载冷剂侧) 换热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $\delta$  为换热管壁厚,  $m$ ;  $\lambda$  为铜管导热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ;  $R_i$  为换热管内污垢热阻,  $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ;  $\alpha_o$  为换热管管外 (制冷剂侧) 换热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $A_o$  为换热管外表面换热面积,  $m^2$ ;  $A_i$  为换热管内表面换热面积,  $m^2$ 。

管内换热系数按下式计算:

$$\ln(St \cdot Pr^n) = c_1 + c_2 \cdot \ln(Re) + c_3 \cdot \ln^2(Re) + c_4 \cdot \ln^3(Re) + c_5 \cdot \ln^4(Re) + c_6 \cdot \ln^5(Re) \quad (15)$$

$$\alpha_i = \frac{\lambda}{D_i} \cdot Re \cdot Pr \cdot St \quad (16)$$

式中,  $n$ ,  $c_1$ - $c_6$  为单管管内换热回归系数, 蒸发器和冷凝器系数不同, 值由厂家提供;  $Re$  为雷诺数;  $Pr$  为普朗特数;  $St$  为斯坦顿数;  $D_i$  为换热管内径,  $m$ 。

管外换热系数按下式计算:

$$\ln(h_o) = d_1 + d_2 \cdot \ln(q) + d_3 \cdot \ln^2(q) + d_4 \cdot \ln^3(q) \quad (17)$$

式中,  $d_1$ - $d_4$  为管束管外换热回归系数, 蒸发器和冷凝器的系数均由传热实验拟合确定;  $q$  为热流密度,  $W/m^2$ 。

蒸发器、冷凝器的能量守恒方程为:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (18)$$

$$Q = c_{p,w} \cdot M_w \cdot (T_{w,hot} - T_{w,cold}) \quad (19)$$

$$Q = m_r \cdot (H_{r,hot} - H_{r,cold}) \quad (20)$$

式中,  $Q$  为蒸发器或冷凝器的换热量,  $W$ ;  $c_{p,w}$  为水的比热容,  $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ;  $M_w$  为水的质量流量,  $kg/s$ ;  $T_{w,hot}$  为蒸发器进水温度或冷凝器出水温度,  $^\circ C$ ;  $T_{w,cold}$  为蒸发器出水温度或冷凝器进水温度,  $^\circ C$ ;  $A$  为传热面积,  $m^2$ ;  $\Delta t_m$  为对数平均温差,  $^\circ C$ ;  $H_{r,hot}$  为蒸发器制冷剂侧出口焓值或冷凝器制冷剂侧进口焓值,  $kg/kJ$ ;  $H_{r,cold}$  为蒸发器制冷剂侧进口焓值或冷凝器制冷剂侧出口焓值,  $kg/kJ$ 。

## 4 结果及讨论

### 4.1 实验结果与分析

图 5-8 分析了在不同蒸发器出水温度下, R515B 直接替代 R134a 对制热量、消耗功率、COP

及排气温度随冷凝器出水温度的影响。如图 5 所示, 系统的制热量是最关键的参数, 结果表明在恒定蒸发器出水温度下, 随着冷凝器出水温度的升高, 制热量会因压缩比升高、容积效率降低、质量流量减小而下降。相反, 在恒定冷凝器出水温度下, 随着蒸发器出水温度升高, 制热量增加。然而, 与 R134a 相比, R515B 的制热量平均下降 27%。因此, 如果要在使用定速螺杆式压缩机的热泵系统中获得与 R134a 相同的制热量, 需要使用更大排气量的压缩机。

如图 6 所示, 压缩机消耗功率与冷凝器出水温度成正比。同时随着蒸发器出水温度的升高, 系统压比减小但是质量流量增加, 导致压缩机消耗功率增加。相比 R134a, R515B 的消耗功率降低了 28%。图 7 表示了制热 COP 的变化趋势, 结果表明在恒定蒸发器出水温度下, 随着冷凝器出水温度增加制热量下降, 压缩机消耗功率增加, 进而导致 COP 显著下降。使用 R515B 代替 R134a 时系统 COP 平均提高约 1%。

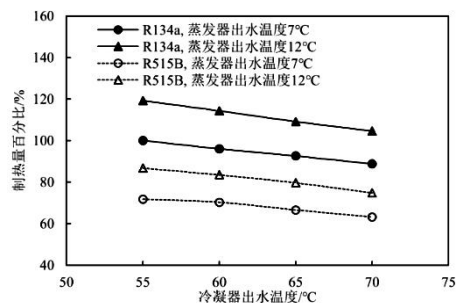


图 5 制热量随冷凝器出水温度的变化趋势

Fig.5 Variation of heating capacity with leaving water temperature of condenser

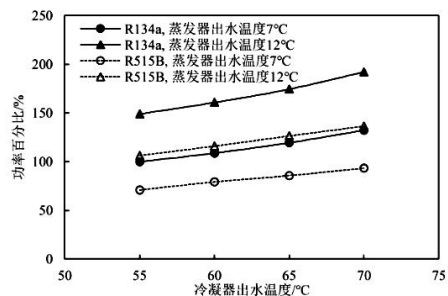


图 6 功率随冷凝器出水温度的变化趋势

Fig.6 Variation of power with leaving water temperature of condenser

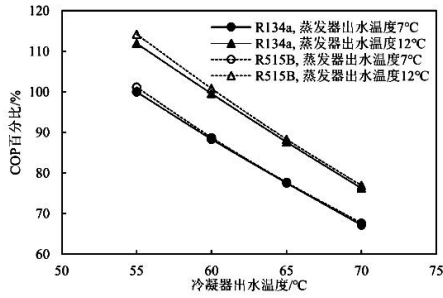


图 7 COP 随冷凝器出水温度的变化趋势

Fig.7 Variation of COP with leaving water temperature of condenser

过高的排气温度会缩短压缩机的使用寿命。如图 8 所示, 提高冷凝器出水温度时, 压缩机压缩比增大, 等熵效率下降, 导致排气温度升高。提高蒸发器出水温度会略微降低排气温度。当用 R515B 替代 R134a 时, 排气温度平均减少约 15°C, 说明 R515B 在相同工况下提高了系统的安全性和可靠性。

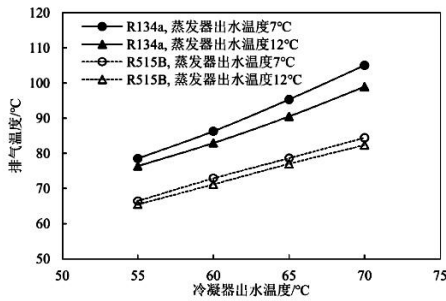


图 8 排气温度随冷凝器出水温度的变化趋势

Fig.8 Variation of discharge temperature with leaving water temperature of condenser

#### 4.2 仿真结果分析

为了验证系统仿真模型的有效性, 将实验数据与仿真数据进行对比。图 9-11 分别给出的是在同样工况下系统制热量、COP 及排气温度的对比结果。结果表明: 随着冷凝器出水温度的升高, 系统制热量、COP、排气温度的最大偏差分别为 2.1%、4.4%、1.8%, 均在允许偏差 5% 范围之内, 这验证了仿真模型建立的准确性及可靠性。

基于建立的仿真模型, 研究高冷凝器出水温度下系统的性能变化。试验使用的压缩机最大允许吸气饱和温度和排气温度分别为 18°C 和 125°C。在不同蒸发器出水温度下, 分别为 6.5°C、12°C 和 17.5°C, 将冷凝器出水温度从 74°C 到 88°C, 间隔 3°C 进行多组仿真研究。

图 12 展示了随着冷凝器出水温度增加, 制热

量呈下降趋势的曲线变化。造成这种趋势的原因是一方面随着温度升高相变潜热降低, 另一方面压缩比增大, 压缩机的容积效率下降, 导致制冷剂的质量流量降低。此外, 在冷凝器出水温度不变的情况下, 随着蒸发器出水温度的升高, 压缩机入口制冷剂密度增大, 压缩比减小和容积效率提高, 从而使制冷剂的质量流量增加。因此, 制热量随蒸发器出水温度升高而增加。

图 13 分析了系统制热 COP 随冷凝器出水温度的变化情况。从图中可以看出 COP 与冷凝器出水温度成反比关系。随着冷凝温度的升高, 蒸发潜热降低, 同时由于焓差和压缩比增大, 导致压缩机功率随冷凝器出水温度升高而增加。此外, 当冷凝器出水温度相同时, COP 随温差的减小而增加, 同时压缩比增大会使 COP 下降速率加快。

图 14 给出的是压缩机排气温度的变化趋势。在恒定蒸发器出水温度下, 随着冷凝器出水温度的升高, 压缩比增大, 排气温度基本呈线性增长。而在恒定冷凝器出水温度下, 排气温度的变化斜率随着蒸发器出水温度的降低而变大。此时, 当蒸发器出水温度为 6.5°C, 冷凝器出水温度 88°C 时, 系统冷凝压力为 2.34MPa, 排气温度为 120°C。

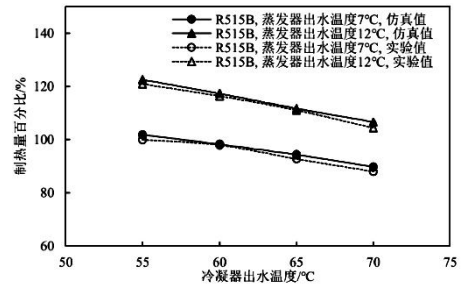


图 9 不同冷凝器出水温度下制热量对比

Fig.9 Comparison of heating capacity with different leaving water temperature of condenser

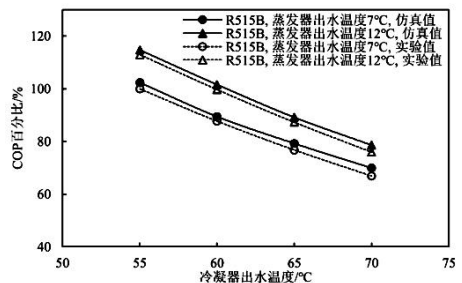


图 10 不同冷凝器出水温度下 COP 对比

Fig.10 Comparison of COP with different leaving water temperature of condenser

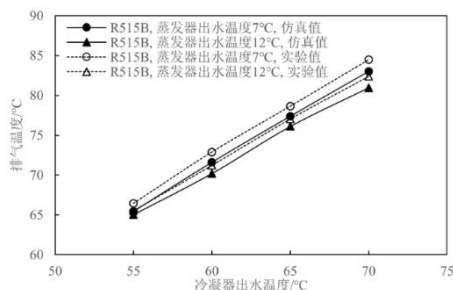


图 11 不同冷凝器出水温度下排气温度对比

Fig.11 Comparison of discharge temperature with different leaving water temperature of condenser

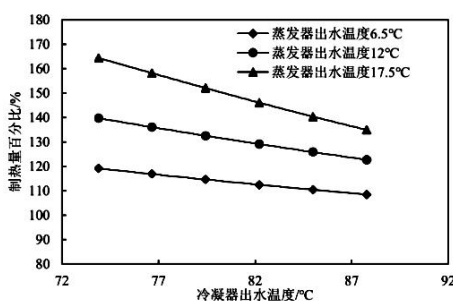


图 12 制热量随冷凝器出水温度的变化

Fig.12 Variation of heating capacity with leaving water temperature of condenser

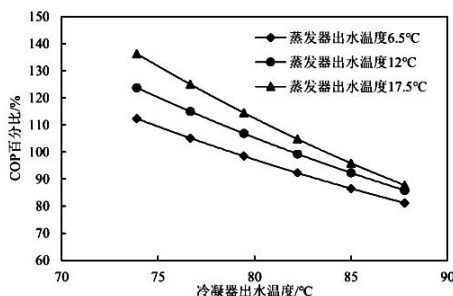


图 13 COP 随冷凝器出水温度的变化

Fig.13 Variation of heating capacity with leaving water temperature of condenser

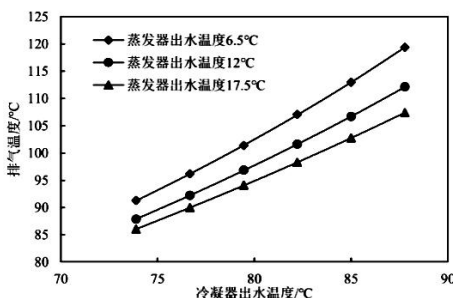


图 14 排气温度随冷凝器出水温度的变化

Fig.14 Variation of discharge temperature with leaving water temperature of condenser

## 5 结论

本文建立双螺杆单级蒸汽压缩式热泵系统。通过实验对比研究了 R515B 直接替换 R134a 后系统性能的变化。建立了各主要部件及热泵系统的仿真模型并验证了其准确性。基于此模型,研究了系统在高冷凝器出水温度下的性能。结果表明:

(1) 用 R515B 直接替换 R134a 后,系统的制热量降低 27%左右,消耗功率降低约 28%,COP 平均提高 1%,系统排温降低约 15°C。在 R515B 系统中需要使用更大排气量的压缩机,以达到与 R134a 相同的制热量。在相同条件下,使用 R515B 系统的安全性和可靠性会得到进一步提高。

(2) 通过仿真结果和实验结果比较,建立的系统模型能较好地预测中高温热泵系统的性能。结果表明制热量、COP 和排气温度的最大偏差分别为 2.1%、4.4%和 1.8%。基于系统仿真模型的分析结果表明采用 R515B 替代制冷剂在单级蒸汽压缩式循环的中高温热泵系统中,可实现 88°C 以下的高冷凝器出水温度且具有良好的性能。

## 参考文献:

- [1] Hepbasli A, Biyik E, Ekren O, et al. A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems[J]. Energy Conversion and Management, 2014,88:700-722.
- [2] Xiao B, Chang H, He L, et al. Annual performance analysis of an air source heat pump water heater using a new eco-friendly refrigerant mixture as an alternative to R134a[J]. Renewable Energy, 2020,147:2013-2023.
- [3] 肖学智,周晓芳,徐浩阳,等.低 GWP 制冷剂研究现状综述[J].制冷技术,2014,34(6):37-42.
- [4] 李连生.制冷剂替代技术研究进展及发展趋势[J].制冷学报,2011,32(6):53-58.
- [5] 陈志祥,张琼,董慧滋,等.新型制冷剂 HFO-1234ze (E) 及 HFO-1234yf 的对比及研究进展[J].制冷技术,2018, 38(5):70-77.
- [6] YILDIRIM R, YILDIZ A. Evaluation of performance of hfc-r134a/hfo-1234yf binary mixtures used as refrigerant in a heat pump system[J]. El-Cezeri, 2020,7(3):1440-1449.
- [7] Mota-Babiloni A, Navarro-Esbrí J, Mendoza-Miranda J M, et al. Experimental evaluation of system modifications to increase R1234ze (E) cooling capacity [J]. Applied Thermal Engineering, 2017,111: 786-792.

(下转第 674 页)