

DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20170171

单缸补气转子式压缩机在热泵系统中制热性能

孙晋飞^{1,2,3,4}, 朱冬生^{1,2,3}, 尹应德^{1,2,3}, 李修真^{1,2,3,4}, 涂爱民^{1,2,3}

(¹中国科学院广州能源研究所, 广东 广州 510640; ²中国科学院可再生能源重点实验室, 广东 广州 510640; ³广东省新能源和可再生能源研究开发与应用重点实验室, 广东 广州 510640; ⁴中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 利用中间补气技术将单缸滚动转子式压缩机应用于空气源热泵系统中, 系统地研究以 R410A 为冷媒的热泵系统在变频、变补气压力工况下制热性能的变化规律。实验结果表明: 中间补气系统的制热量及系统功率均随着压缩机频率 f 、中间补气压力 p_{inj} 的增加呈上升趋势, 同频率下系统功率则以线性方式增长, 而系统制热量随着补气压力及频率的增大, 其相对增长率逐渐减小。因此 COP_h 在低频时存在最佳补气压力, 而在高频时无极值点; 与单级压缩系统相比, 在 800~1200 kPa、50~80 Hz 范围内, 中间补气系统的制热量、功率、 COP_h 最大提升分别为 27.55%、30.75%、7.1%。随着频率及补气压力的增加, 系统 COP_h 下降, 因此中间补气技术应与合理的控制策略相结合, 可使中间补气系统达到节能高效的目的。

关键词: 空气源热泵; 补气; 单缸滚动转子式压缩机; 制热性能; 变频; 补气压力

中图分类号: TB 61⁺5

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2017) 09—3551—07

Heating performance of single cylinder vapor injection rotary compressor applying in air-source heat pump system

SUN Jinfei^{1,2,3,4}, ZHU Dongsheng^{1,2,3}, YIN Yingde^{1,2,3}, LI Xiuzhen^{1,2,3,4}, TU Aimin^{1,2,3}

(¹Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, Guangdong, China;

²CAS Key Laboratory of Renewable Energy, Guangzhou 510640, Guangdong, China;

³Guangdong Provincial Key Laboratory of New and Renewable Energy Research and Development, Guangzhou 510640, Guangdong, China; ⁴University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: A novel single cylinder rotary compressor, which was increased a vapor injection hole near the discharge port, was adopted to improve the heating performance of a flash tank vapor injection air-source heat pump (FTHP) system at low ambient temperature. The effects of compressor frequency f and injection pressure p_{inj} on system performances of a R410A FTHP system were measured and investigated systematically. The results showed that both heating capacity and power consuming of the FTHP system increased with increasing the compressor frequency and injection pressure. The FTHP system power consuming at fixed frequency increased linearly with increasing injection pressure. The increasing rate of FTHP system heating capacity declined as the frequency and injection pressure increased. Therefore, the heating COP_h had a peak value at certain injection pressure when the frequency was low. After the peak point or at high frequency, the heating COP_h decreased as the

2017-02-22 收到初稿, 2017-06-09 收到修改稿。

联系人: 朱冬生。第一作者: 孙晋飞 (1984—), 男, 博士研究生。

基金项目: 中国南方智谷引进创新团队 (顺府办函[2014]365 号); 广东省中国科学院全面战略合作专项项目 (2013B091500042); 2017 年广州市产学研协同创新重大专项项目 (201604016048, 201604016069)。

Received date: 2017-02-22.

Corresponding author: Prof. ZHU Dongsheng, zhuds@ms.giec.ac.cn

Foundation item: supported by the South Wisdom Valley Innovative Research Team Program (Shunde District of Foshan City Government Office [2014] No.365), the Chinese Academy of Sciences Comprehensive Strategic Cooperation Program of Guangdong Provincial (2013B091500042) and the 2017 Guangzhou Collaborative Innovation Major Projects (201604016048, 201604016069).

frequency and injection pressure increased. In the range of 800 kPa to 1200 kPa and 50 Hz to 80 Hz, the maximum improvement of the FTHP heating capacity, power consuming, and COP_h were 27.55%, 30.75% and 7.1%, respectively, compared to the single stage compression system. In order to make the FTHP system efficiently, the control strategy must be optimized to keep the system operated at the optimum injection pressure and frequency.

Key words: air-source heat pump; vapor injection; single cylinder rotary compressor; heating performance; variable frequency; injection pressure

引 言

空气能热泵是以空气中热能作为低温热源，用电能驱动逆卡诺循环，将热量移入建筑物内部的节能设备；能以较少的输入能，大量利用低品位的空气能，较好满足了寒冷地区冬季采暖的需求；具有操作简便、能效高、环保节能等优点^[1-2]。随着化石资源的减少、环境污染的加重，空气能作为存在范围广、储量大、可无偿获取的清洁能源，在世界范围内得到深入的研究及应用。然而若传统的单级压缩系统不做任何改进就推广到黄河流域、华北、西北等地区，将无法在冬季长期安全、可靠、经济地运行^[3]，主要表现在：随着室外温度的下降，加大了热泵设备制热量减小与建筑物热负荷增大之间的矛盾，同时压缩机压缩比增大、蒸发温度的降低、节流原件不匹配^[4]等，压缩机的运转严重偏离正常过程，存在能效低、设备损坏严重等问题。为克服低温环境下制热能力显著下降的难题，国内外学者提出了各种解决方案：中间补气（喷气增焓）技术、复叠式循环系统、应用电子膨胀阀节流、利用变频技术增加制冷剂循环量、加装辅助热源提升蒸发器温度及压力等措施，其中中间补气技术是热泵低温环境利用的一种有效措施。

中间补气技术起初主要应用于涡旋压缩机^[5-6]，式（1）^[7]所建立的数学模型揭示了压缩机应对液击风险的能力，相关因子变化规律如表 1 所示，由于涡旋压缩机曲柄转角 α 大于滚动转子式压缩机，故涡旋压缩机以其优异的抗液击能力（ $dx/d\alpha$ 减小速率慢）得到了广泛的研究。国内外大量研究表明，在一定工况范围内，系统制热能力、COP_h 均有所提高^[8-17]，排气温度有所下降^[18]，能满足低温环境下建筑物热负荷的要求。

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{1}{v_g - v_l} \left\{ \frac{1}{m_c} \frac{dV}{d\alpha} - \frac{V}{m_c^2} \frac{dm_c}{d\alpha} - \left[x \left(\frac{dv_g}{dT} \right) + (1-x) \left(\frac{dv_l}{dT} \right) \right] \frac{dT}{d\alpha} \right\} \quad (1)$$

表 1 相关因子变化规律

Table 1 Variation of correlation factors

Factor	Variation	Factor	Variation
$\frac{1}{v_g - v_l}$	>0	$\frac{dT}{d\alpha}$	positive
$\frac{dV}{d\alpha}$	negative	$\frac{dv_g}{dT}$	negative
$\frac{dm_c}{d\alpha}$	0	$\frac{dv_l}{dT}$	negligible

然而涡旋压缩机在变工况条件下运行容易出现过压缩、欠压缩等现象^[19-20]，设备运行效率低，且制作成本高，因此将中间补气技术与低成本的滚动转子式压缩相结合也可实现中间补气的准二级压缩过程并克服上述问题的出现。补气型滚动转子式压缩机主要包括单机单缸和单机双缸两种形式。单机双缸补气滚动转子式压缩机包含高、低压气缸及混合室，低压缸的排气与中间补气混合后经高压缸压缩排至冷凝器，完成单机二级压缩过程。针对其研究，Heo 等^[21-24]研究了闪蒸器补气过程中高低压缸比例、压缩机频率、环境温度对系统性能的影响，并提出了过冷器系统运行时的最佳补气比例；马敏等^[25]通过变工况下的对比实验发现单机双缸补气压缩机与涡旋补气压缩机制热量相当，但性能略高；Heo 等^[21]、Baek 等^[26]、Wang 等^[27]在不同工况下对比分析得出闪蒸器补气系统性能优于过冷器系统。

目前国内外针对单机单缸补气滚动转子式压缩机的研究较少，晏刚等^[28]将单机单缸滚动转子式压缩机应用于热泵系统，并与单级压缩系统相对比，在室外温度高于-15℃时，不同工况下系统制热量均提高 12% 以上，APF 值提高 4.62%；贾庆磊等^[29]通过对比实验发现，与单机双缸系统相比，当室外温度高于-15℃时，单机单缸系统制热量与 COP_h 分别提升约 2.29%、1.94%；当室外温度低于-15℃时，单机双缸系统制热量与 COP_h 则分别高于单机单缸系统 4.5%、9.42%。然而在变工况下频率 f 、补气压力 p_{inj} 对单机单缸滚动转子式压缩机系统制热

特性的影响方面，研究报道很少。

本研究采用固定实验环境温度，改变压缩机频率及补气压力的实验方法，以 R410A+闪蒸器+变频单机单缸补气滚动转子式压缩机的热泵系统为研究对象进行实验研究，分析压缩机频率 f 及补气压力 p_{inj} 对系统制热性能的影响规律，并与单级压缩系统进行对比，以期为中间补气系统控制策略的进一步优化提供指导。

1 单级单缸补气滚动转子式压缩机

单机单缸补气滚动转子式压缩机在原有压缩机排气口附近增加了补气口，并安装舌簧阀。压缩机工作过程如图 1 所示，分为 4 个阶段：

(1) 转子与缸内壁啮合点处于吸气口和排气口之间时，压缩机处于吸气阶段[图 1(a)]，此阶段由于吸气口未设置止回阀，中间补气会导致一定冷媒回流至吸气储液器内；

(2) 当啮合点越过吸气口时，由于中间补气压力大于压缩机工作腔内压力，压缩机开始有效补气，随着啮合点的移动，工作腔体积减小、压力增大，直至腔内压力接近中间补气压力时，补气口舌簧阀关闭，补气过程结束[图 1(b)前期压缩过程]；

(3) 补气过程结束后，封闭工作腔内制冷剂压力较低，随着压缩过程进行，压力逐渐升高至排气压力，此时排气阀打开，完成压缩过程[图 1(b)后期压缩过程]；

(4) 随着啮合点向排气口移动，高压制冷剂的排出与工作腔体积的减小相互作用，工作腔内制冷剂压力基本保持不变，直至排气结束[图 1(c)]。

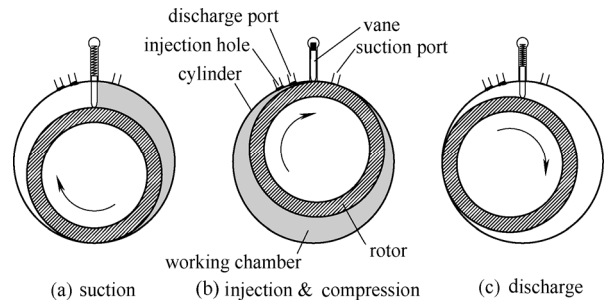


图 1 压缩机工作过程

Fig.1 Schematic diagram of working process in cylinder

从以上工作过程可以看出：与补气涡旋压缩机、单机双缸补气滚动转子式压缩机相比较，单机单缸补气滚动转子式压缩机在吸气结束后立即开始有效补气过程，在同等补气量的前提下，单缸补气滚动转子式压缩机的补气压力较低，同时闪蒸器分离出来的饱和液体冷媒焓值相对降低，蒸发器进出口制冷剂焓差增大，可有效提升蒸发器换热性能。

2 实验装置与测试工况

2.1 实验装置

实验在国家认证的标准焓差实验室内进行，测试系统如图 2 所示，其工作原理如图 3 所示，测试机组采用直流变频单机单缸补气滚动转子式压缩机，理论排量为 $10.8 \text{ cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$ ；系统上下游节流装置均采用电子膨胀阀独立控制，上游电子膨胀阀 (EEV1) 主要控制中间补气压力 (p_{inj})，而下游电子膨胀阀 (EEV2) 主要控制压缩机吸气口冷媒蒸气过热度；系统中间喷射管路上增加截止阀，便于从中间补气系统 (截止阀打开) 切换至单级压缩系

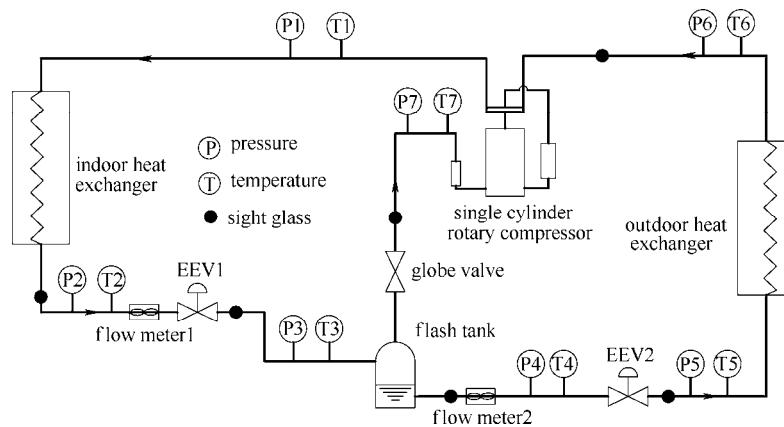


图 2 测试系统

Fig.2 Schematic diagram of experimental setup

统（截止阀关闭）；系统各主要测量点均设置视液镜便于观察冷媒的流态；系统两级节流装置前均设置流量计，以便测量中间补气比例及补气量；利用焓差实验室的风量、温湿度、功率等测量设备计算系统的制热量 Q_h 、 COP_h 及功率 W 等参数。

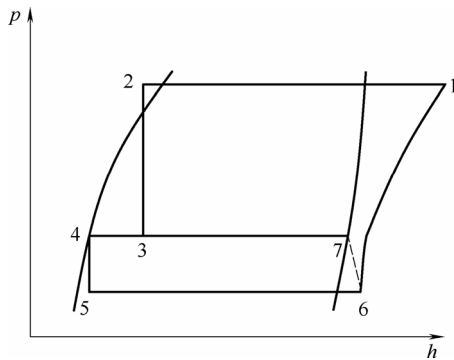


图 3 系统压焓图

Fig.3 Pressure-enthalpy diagram

2.2 测试工况

实验条件及方法：测量工质为 R410A，当焓差室工况（表 2）稳定后，在保证压缩机吸气口冷媒蒸气过热度（3~5 K）前提下，调节中间补气压力，测量各压缩机频率（50、60、70、80、90 Hz）状态下机组制热性能，补气管路截止阀关闭后形成单级压缩系统，并进行相应的对比实验。

表 2 实验测试工况

Table 2 Experimental conditions

Operating mode	Indoor		Outdoor	
	$T_{DB}/^{\circ}C$	$T_{WB}/^{\circ}C$	$T_{DB}/^{\circ}C$	$T_{WB}/^{\circ}C$
heating	20	15	-4	—

为了减少测量误差，提高测量数据的精度和可靠性，对 T 型热电偶（精度 $\pm 0.5^{\circ}C$ ）、流量计（精度 $\pm 0.5\%$ ）、压力传感器（精度 $\pm 0.2\%FS$ ）、风量压差传感器（精度 $\pm 0.5\%FS$ ）、功率表（精度 $\pm 0.2\%$ ）等均进行了标定，通过对制热量 Q_h 、 COP_h 及功率 W 、制冷剂循环量（主、辅路）等基本实验数据进行误差分析，结果表明本实验台测试系统具有较高的精度，可满足实验要求。

2.3 数据分析方法

以能量守恒及质量守恒定律对测试系统进行热力学分析（参照图 3），其主要性能及参数描述如下。

制热量

$$Q_h = \dot{m}_{air} (h_{out} - h_{in}) \quad (2)$$

系统总的质量流量

$$\dot{m}_{to} = \frac{Q_h}{h_1 - h_2} \quad (3)$$

系统功率

$$W = W_{fan} + W_{ex} + \frac{W_{com}}{\eta_{com}} \quad (4)$$

制热能效比

$$COP_h = \frac{Q_h}{W} \quad (5)$$

补气管路冷媒流量

$$\dot{m}_{inj} = \dot{m}_{to} - \frac{Q_h - W_{con}}{h_6 - h_4} \quad (6)$$

补气质量比例

$$R_m = \frac{\dot{m}_{inj}}{\dot{m}_{to}} \quad (7)$$

式中， \dot{m}_{air} 为焓差室循环测量风量； h_{out} 为空气入口比焓； h_{in} 为空气出口比焓； W_{fan} 为机组风机功率； W_{ex} 为其他电路损耗功率； W_{com} 为压缩机有效输入功率； η_{com} 为压缩机总效率。

3 结果与讨论

图 4 为机组制热量随压缩机频率、中间补气压力变化的规律，从曲线的变化趋势可以看出随着补气压力及压缩机频率的增加，系统制热量逐渐增加，但其相对增长率逐渐减小。相对于单级压缩系统，中间补气系统的制热量均有较大幅度的提升，且提升幅度随着频率的减小呈增大趋势，测定范围内制热量增幅在 11.89%~27.55%。随着中间补气压力的增加，同频率下中间补气系统制热量整体呈上升趋势，且高频时增长幅度更为明显，在中间补气压力由 900 kPa 升至 1400 kPa 时，中间补气系统的制热量 90 Hz 时增加约 230 W，而 70 Hz 时仅增加约 145 W。中间补气系统制热量增加的原因可以归纳为以下 3 个方面。

(1) 系统总的冷媒质量流量增加：当中间补气管路打开后，部分制冷剂蒸气直接喷入压缩机内部，增加了冷媒流量。

(2) 蒸发器进出口冷媒焓差增大且吸热量增加：蒸发器入口干度的减小，总换热面积固定的蒸发器进出口焓差增加，有效增加了换热器内的相变换热面积，提高换热效率，在保证压缩机吸气口冷媒蒸气热度的前提下，系统从低温环境中吸热量增加。

(3) 压缩机功率增大：冷凝压力增加，系统压缩比增大，压缩机轴功增大，进一步促进了系统制

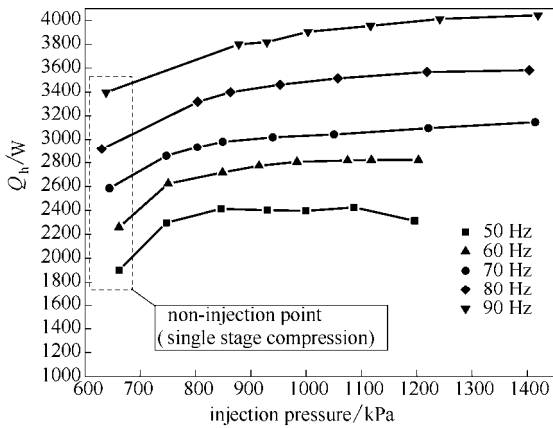


图 4 系统制热能力随中间补气压力的变化

Fig.4 Variation of heating capacity with injection pressure

热量的提高。

从图中可以发现 50 Hz 最后 1 个测量点的系统制热量较其邻近低补气压力测量点的制热量下降了约 100 W，其原因分析为：与其邻近低补气压力测量点相比较，该测量点排气温度降低、排气压力减小、冷凝器出口状态参数相似，该测量点系统总的质量流量增加，但冷凝器进出口焓差减小较大，最终导致系统制热量略有下降。

低温工况制热时，中间补气系统的功率随补气压力、压缩机频率的变化规律如图 5 所示，在中间补气压力自 800 kPa 递增至 1200 kPa 左右时，50~80 Hz 范围内实验测试得出各频率下系统功率变化趋势相似，均呈现增长趋势，随着补气压力升高，同频率下功率以线性方式增长，最大增长率为 80 Hz 时的 16.77%（增加值约 200 W）；相对于单级压缩系统，不同频率的中间补气系统功率均有一定的提高，且增长率随着频率的增大而减小，上述限定范围内系统功率增幅在 13.23%~30.75%。当补气压力在 850 kPa 左右时，中间补气系统较单级压缩

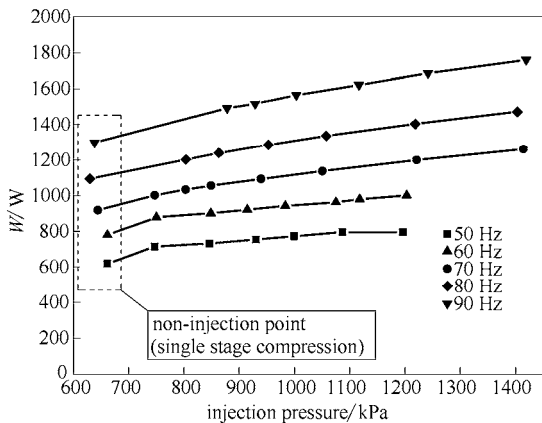


图 5 系统功率随中间补气压力的变化

Fig.5 Variation of power consuming with injection pressure

系统功率增长最大值为 50 Hz 的 18.47%，最小值为 80 Hz 的 13.23%（90 Hz 无相应测量点）。该系统功率变化规律产生的主要原因分析如下：①随着压缩机频率的升高，压缩机吸气压力及温度基本保持不变，当压缩机转速增大，单位时间内排气量（质量流量）增加，系统压缩比增大，从而压缩机轴功率随频率的增大而增加；②同一频率下，中间补气系统随着中间补气压力的增加，冷媒循环总流量增加，压缩机压缩比基本保持不变，因此系统功率随着补气压力的增加呈增长趋势。

变频工况条件下系统 COP_h 随着中间补气压力的变化如图 6 所示，在低频时，中间补气系统的能效比 COP_h 随着补气压力的增大，先升高而后降低，其原因为：当补气压力较低时，系统的制热量增加速度大于压缩机功率升高的速度，因此前期 COP_h 呈上升趋势；随着补气压力的增大，压缩机排气压力下降，系统制热量增长趋势减缓，压缩机轴功率却依然维持较大的增长速率，故而后期 COP_h 呈下降趋势。当频率升高到 70 Hz 以上时，随着中间补气压力的增加，中间补气管路内含液量增多，压缩机工作腔内冷媒的闪蒸导致系统压力增加速度加快、补气过程时间缩短，最终补气质量比例的降低导致系统的制热量增长速度低于压缩机功率的增长速度，故而 COP_h 随着中间补气压力的增加而逐渐降低。与单级压缩系统相比，中间补气系统在 50~80 Hz 测量范围内最大 COP_h 值均有一定程度的提升，50 Hz 时系统 COP_h 最大升高 7.1%，60 Hz 时系统 COP_h 最大升高 4.13%，且随着补气压力的进一步增加，系统 COP_h 逐渐衰减，当补气压力升高到一定数值时，中间补气系统 COP_h 将低于单级压缩系统 COP_h；随着频率的升高，中间补气系统的 COP_h

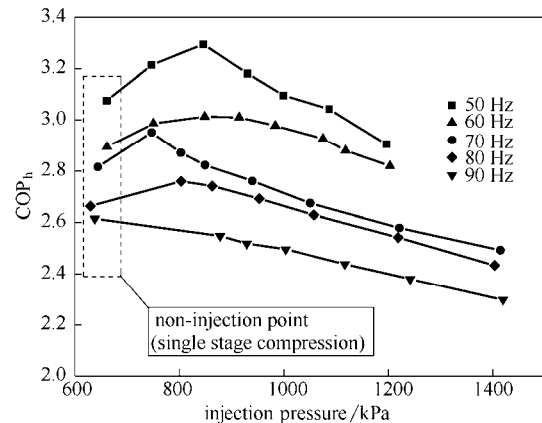


图 6 系统制热能效比随中间补气压力的变化

Fig.6 Variation of COP_h with injection pressure

比单级压缩系统 COP_h 衰减速度快,当频率从 50 Hz 提升至 80 Hz,补气压力在 850 kPa 左右时中间补气系统 COP_h 降低 16.8%,而单级压缩系统 COP_h 仅衰减 13.4%,因此,当频率高于 90 Hz 时,中间补气系统的 COP_h 处于劣势。

4 结 论

将带有中间补气的单机单缸滚动转子式压缩机应用于变工况空气能热泵机组,利用数据采集系统在标准焓差室内实验研究压缩机频率及中间补气压力对系统制热性能的影响及其变化规律,经分析可得以下结论:

(1) 中间补气系统的制热量及系统功率均随着压缩机频率、中间补气压力的增加呈上升趋势,系统 COP_h 在低频时存在最佳补气压力,而在高频时无极值点,当系统频率升高或补气压力大于极值点时,系统 COP_h 呈现随中间补气压力的增大而逐渐下降的趋势;

(2) 与单级压缩系统相比较,在 800~1200 kPa、50~80 Hz 范围内,中间补气系统的制热量最大提升 27.55%、系统功率最大提升 30.75%,证明了中间补气技术可有效解决低温环境中因应用普通风冷热泵而供热量不足的问题;

(3) 与单级压缩系统相比较,系统能效比 COP_h 在低频时最大提升 7.1%,随着频率及补气压力的增加,其提升比例逐渐下降,当达到某一高频或高补气压力条件下,中间补气系统 COP_h 值将低于单级压缩系统,因此需通过合理的控制策略限定补气压力及频率范围,才能保证中间补气系统在满足热负荷需求的同时,仍能高效的运行。

符 号 说 明

- COP —— 能效比
- EEV —— 电子膨胀阀
- h —— 状态点焓值, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
- m —— 压缩机工作腔内制冷剂质量, kg
- \dot{m} —— 制冷剂质量流量, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- p —— 压力, kPa
- R —— 补气比例
- T —— 温度, K
- V —— 压缩机瞬时工作腔体积, m^3
- v —— 制冷剂比容, $\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$
- W —— 系统功率, W
- x —— 制冷剂干度
- α —— 曲柄转角, rad

下角标

- air —— 循环空气
- c —— 压缩机工作腔
- com —— 压缩机
- DB —— 干球温度
- ex —— 其他电路
- fan —— 机组风机
- g —— 饱和蒸气
- h —— 制热工况
- in —— 空气入口处
- int —— 中间补气
- l —— 饱和液体
- m —— 制冷剂质量
- out —— 空气出口处
- to —— 系统总量
- WB —— 湿球温度

References

- [1] 王芳, 范晓伟. 我国空气源热泵的技术进展[J]. 能源工程, 2002, (4): 1-5.
WANG F, FAN X W. The state of art about air-source heat pump in China[J]. Energy Engineering, 2002, (4): 1-5.
- [2] 饶荣水, 谷波, 周泽, 等. 寒冷地区用空气源热泵技术进展[J]. 建筑热能通风空调, 2005, 24(4): 24-28.
RAO R S, GU B, ZHOU Z, *et al.* Development of air source heat pump for cold regions[J]. Building Energy & Environment, 2005, 24(4): 24-28.
- [3] 柴沁虎, 马国远. 空气源热泵低温适应性研究的现状及进展[J]. 能源工程, 2002, (5): 25-31.
CHAI Q H, MA G Y. State of knowledge and current challenges in the ASHP developed for the cold areas[J]. Energy Engineering, 2002, (5): 25-31.
- [4] 沈明, 宋之平. 空气源热泵应用范围北扩的可能性分析及其技术措施述评[J]. 暖通空调, 2002, 32(6): 37-39.
SHEN M, SONG Z P. Applicability of air-source heat pumps in colder climate and relevant measures[J]. HV&AC, 2002, 32(6): 37-39.
- [5] BEETON W L, PHAM H M. Vapor-injected scroll compressors[J]. ASHRAE Journal, 2003, 45(4): 22-27.
- [6] 张立毅, 胡浩, 李勇健, 等. 美国艾默生公司压缩机应用技术讲座第二十一讲: 谷轮“低温强热焓旋”在热泵式空调器中的应用(1)[J]. 制冷技术, 2007, (1): 47-49.
ZHANG L Y, HU H, LI Y J, *et al.* Emerson compressor application engineering (21): Application of Copeland “scroll heating” in the air-conditioners (1)[J]. Journal of Refrigeration Technology, 2007, (1): 47-49.
- [7] LIU Z, SOEDEL W. An investigation of compressor slugging problems[C]// International Compressor Engineering Conference. Purdue, 1994.
- [8] HE S, GUO W, WAI E W. Northern China heat pump application with the digital heating scroll compressor[C]// International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, 2006.
- [9] HE Y, CAO F, JIN L, *et al.* Experimental study on the performance of

- a vapor injection high temperature heat pump[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, **60**: 1-8.
- [10] BAEK C, LEE E, KANG H, *et al.* Experimental study on the heating performance of a CO₂ heat pump with gas injection[C]// International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, 2008.
- [11] LEE H, HWANG Y, RADERMACHER R, *et al.* Potential benefits of saturation cycle with two-phase refrigerant injection[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, **56**(1/2): 27-37.
- [12] MA G Y, ZHAO H X. Experimental study of a heat pump system with flash-tank coupled with scroll compressor[J]. Energy & Buildings, 2008, **40**(5): 697-701.
- [13] REDÓN A, NAVARRO-PERIS E, PITARCH M, *et al.* Analysis and optimization of subcritical two-stage vapor injection heat pump systems[J]. Applied Energy, 2014, **124**(7): 231-240.
- [14] WANG B, SHI W, HAN L, *et al.* Optimization of refrigeration system with gas-injected scroll compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, **32**(7): 1544-1554.
- [15] XU X, HWANG Y, RADERMACHER R. Transient and steady-state experimental investigation of flash tank vapor injection heat pump cycle control strategy[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, **34**(8): 1922-1933.
- [16] XU X, HWANG Y, RADERMACHER R. Performance comparison of R410A and R32 in vapor injection cycles[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, **36**(3): 892-903.
- [17] XU X, HWANG Y, RADERMACHER R, *et al.* Performance measurement of R32 in vapor injection heat pump system[J]. Pediatric Infectious Disease Journal, 2012, **12**(3): 533-538.
- [18] 马国远, 邵双全. 寒冷地区空调用热泵的研究[J]. 太阳能学报, 2002, **23**(1): 17-21.
- MA G Y, SHAO S Q. Research on heat pump cycle for air conditioning in cold regions[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2002, **23**(1): 17-21.
- [19] 张海峰. R410A 直流变频旋转压缩机年度运行效率及可靠性研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2013.
- ZHANG H F. Study on the annual efficiency and reliability of R410A variable speed rotary compressors[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2013.
- [20] 王宝龙. 制冷剂喷射涡旋压缩机及其应用研究[D]. 北京: 清华大学, 2006.
- WANG B L. Study on the scroll compressor with refrigerant injection and its application[D]. Beijing: Tsinghua University, 2006.
- [21] HEO J, MIN W J, BAEK C, *et al.* Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, **34**(2): 444-453.
- [22] HEO J, MIN W J, KIM Y. Effects of flash tank vapor injection on the heating performance of an inverter-driven heat pump for cold regions[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, **33**(4): 848-855.
- [23] HEO J, YUN R, KIM Y. Simulations on the performance of a vapor-injection heat pump for different cylinder volume ratios of a twin rotary compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, **36**(3): 730-744.
- [24] HEO J, KANG H, KIM Y. Optimum cycle control of a two-stage injection heat pump with a double expansion sub-cooler[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, **35**(1): 58-67.
- [25] 马敏, 黄波, 耿玮, 等. 滚动转子式补气压缩机在热泵系统中的实验研究[J]. 制冷学报, 2012, **33**(4): 52-54.
- MA M, HUANG B, GENG W, *et al.* Performance Investigation of the vapor-injection rotary compressor for residential heat pump systems[J]. Journal of Refrigeration, 2012, **33**(4): 52-54.
- [26] BAEK C, HEO J, JUNG J, *et al.* Effects of vapor injection techniques on the heating performance of a CO₂ heat pump at low ambient temperatures[J]. International Journal of Refrigeration, 2014, **43**(7): 26-35.
- [27] WANG X, HWANG Y, RADERMACHER R. Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, **32**(6): 1442-1451.
- [28] 贾庆磊, 冯利伟, 晏刚. 中间补气的滚动转子式压缩系统的实验研究[J]. 制冷空调, 2014, **14**(8): 128-132.
- JIA Q L, FENG L W, YAN G. Experimental research on rotary compression system with vapor injection[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2014, **14**(8): 128-132.
- [29] 贾庆磊, 冯利伟, 晏刚. 带中间补气的滚动转子式压缩系统制热性能的实验研究[J]. 制冷学报, 2015, **36**(2): 65-70.
- JIA Q L, FENG L W, YAN G. Experimental research on heating performance of rotary compression system with vapor injection[J]. Journal of Refrigeration, 2015, **36**(2): 65-70.