

## 补气转子式压缩机变工况制热性能的分析

朱冬生<sup>1~3</sup>, 孙晋飞<sup>1~4</sup>, 尹应德<sup>1~3</sup>, 李修真<sup>1~4</sup>, 涂爱民<sup>1~3</sup>

(1. 中国科学院广州能源研究所, 广州 510640; 2. 中国科学院可再生能源重点实验室, 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, 广州 510640; 4. 中国科学院大学, 北京 100049)

**摘 要:** 将中间补气技术应用于单缸滚动转子式压缩机上,通过实验研究的方法分析R410A喷气增焓系统在变工况、变频及变补气压力条件下制热性能的动态变化规律。实验结果表明:当环境温度 $T_{\text{a}}=-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,随压缩机频率 $f$ 及中间补气压力 $p_{\text{inj}}$ 的增加,系统的制热量和功率逐渐增加,而系统 $COP_h$ 逐渐减小;在环境温度( $T_{\text{a}}$ )为 $-15\sim-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 区间变工况运行时,系统补气质量比在高、低温工况时与补气压力的关系截然相反,其主要由补气比容 $n_{\text{inj}}$ 、补气压差 $p_{\text{inj}}-p_{\text{wc}}$ 、补气时间 $dt$ 之间的相互关系决定,与单级压缩系统相比,补气系统制热量、功率随环境温度的升高而逐渐增大,平均增幅分别为24.52%、24.39%,补气系统 $COP_h$ 在低温、低补气压力时最高提升10.7%,而在高温状态单级压缩系统性能更具有节能优势。

**关键词:** 空气源热泵; 压缩机; 汽缸; 制热性能; 补气压力; 闪蒸器

**中图分类号:** TB611.5

**文献标识码:** A

## 0 引 言

传统的空气能热泵大多采用单级压缩、毛细管节流,无法在寒冷的冬季长期安全、经济地运行<sup>[1]</sup>。主要表现在:随室外温度的下降,制热量衰减较快、压缩比过大、节流元件不匹配<sup>[2]</sup>、压缩机运转严重偏离正常过程,存在能效低、设备损坏严重等问题。为解决上述问题,国内外学者提出了各种解决方案,如:中间补气技术<sup>[3]</sup>、复叠式循环系统<sup>[4]</sup>、应用电子膨胀阀节流<sup>[5]</sup>、利用变频技术<sup>[6]</sup>、加装辅助热源<sup>[7]</sup>等,其中采用中间补气技术是热泵低温环境利用的一种有效措施。因涡旋压缩机曲柄转角 $\alpha$ 最大,其抗液击风险能力较强,中间补气技术最初主要应用于涡旋压缩机。然而涡旋压缩机因具有固定内容积比的特点<sup>[8]</sup>,其在变工况调节运行时容易出现过压缩、欠压缩等现象<sup>[9]</sup>,导致压缩机效率较低,且制作成本较高,不利于在温差波动较大的寒冷地区推广应用。因此为适应变工况运行调节,将中间补气技术应用于滚动转子式压缩机也是目前国内外研究的一个方向。

文献[10]利用R410A单机双缸滚动转子式压缩机(单机双缸)系统在 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境中制取 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的热水,通过与普通空器源热泵热水器相比,在最佳运行条件下其系统的制热量、 $COP_h$ 分别提高了48%、36%;文献[11]通过变频调节在变工况下测试闪蒸器喷气增焓系统的性能,与传统的空气源热泵相比,在 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 室外环境中系统制热量、 $COP_h$ 分别提高了10%、25%,且系统总的冷媒流量(质量流量)提高30%~38%;文献[12]建立单机双缸补气滚动转子式压缩机准二级压缩系统的热力学模型,并提出不同条件下最佳的高低压气缸容积比例 $R_v$ 是不同的,且压缩机频率及环境温度的变化对 $R_v$ 的影响较小。文献[13]实验研究过冷器系统的控制策略,针对不同的目标参数其最佳的补气压力比例是不同的,以制热量为目标参数时最佳补气压力比例为0.4~0.7,而以 $COP_h$ 为目标参数时最佳补气压力比例为0.7~0.8。文献[14]在变环境温度、变补气压力操作条件下的对比分析,得出单机双缸补气滚动转子式压缩机制热量与补气涡旋式压缩机制热量相当,性能略高;以上涉及到的参考文献主要针对单

收稿日期: 2017-03-15

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(2013B091500042); 2017年广州市产学研协同创新重大专项(201604016048; 201604016069)

通信作者: 孙晋飞(1984—), 男, 博士研究生, 主要从事强化传热及制冷空调技术方面的研究。jinfei0632@163.com

机双缸补气滚动转子式压缩机的制热性能研究,众多学者已进行了大量而深入的研究。与单机双缸相比,单机单缸补气滚动转子式压缩机(单机单缸)仅有1个气缸,且结构简单,便于在小容量热泵机组中应用实施。文献[15]通过对比试验发现,与单机双缸系统相比,当室外温度高于 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,单机单缸系统制热量与 $COP_h$ 分别提升约2.29%、1.94%;文献[16]以R410A单机单缸系统为研究对象,并与单级压缩系统相对比,在室外温度高于 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,系统制热量可提高12%以上,APF值提高4.62%。然而在变工况下频率 $f$ 、补气压力 $p_{inj}$ 对单机单缸系统制热性能的影响方面,研究报道很少。

本文采用变室外环境温度 $T_{od}$ 、固定室内环境温度,改变压缩机频率 $f$ 及补气压力 $p_{inj}$ 的试验方法,以R410A补气滚动转子式变频压缩机热泵系统为研究对象进行试验研究,分析室外环境温度 $T_{od}$ 、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。图1为压缩机工作过程示意图。

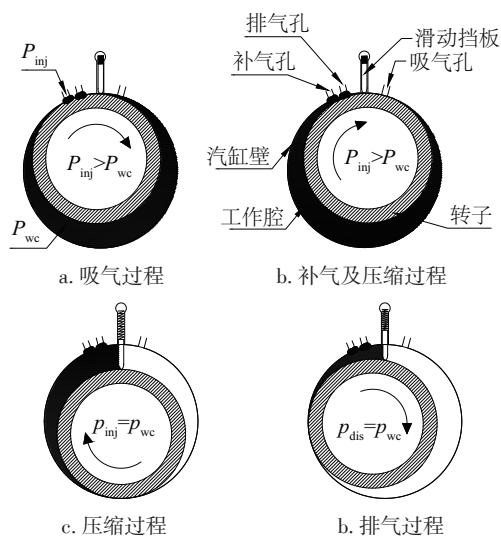


图1 压缩机工作过程的示意图

Fig. 1 Schematic diagram of working process in cylinder

压缩机工作过程分为4个阶段:1)吸气过程(如图1a),转子与缸内壁啮合点越过吸气口时,开始吸气,直到啮合点转动 $360^{\circ}$ ,处于吸气口和排气口之间时,达到最大吸气量;2)补气及压缩过程(如图1b),当啮合点越过吸气口时,由于中间补气 $p_{inj}$ 压力大于压缩机工作腔内压力 $p_{wc}$ ,压缩机开始补气,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;3)压缩过程(如图1c),补气过程结束后,封闭工作腔内制冷剂蒸汽压力相对较低,随压缩过程进行,压力逐渐升高至排气压力 $p_{dis}$ ,此时排气口舌簧阀打开,完成压缩过程;4)排气过程(如图1d),随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( $p_{wc}=p_{dis}$ ),直至排气结束。

图2为单级单缸和单机双缸2种滚动转子式压缩机系统在压焓图上的对比。从压缩机工作过程及2种压缩机系统热力学分析可看出:与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(flash tank)分离出来的饱和液体冷媒比焓低,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。

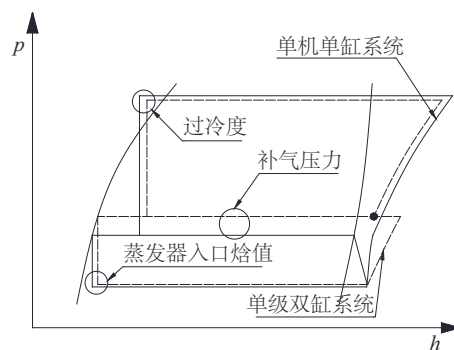


图2 2种压缩机系统对比示意图

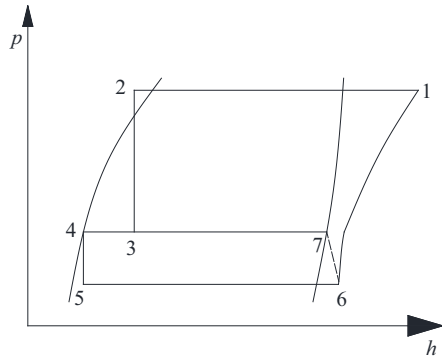
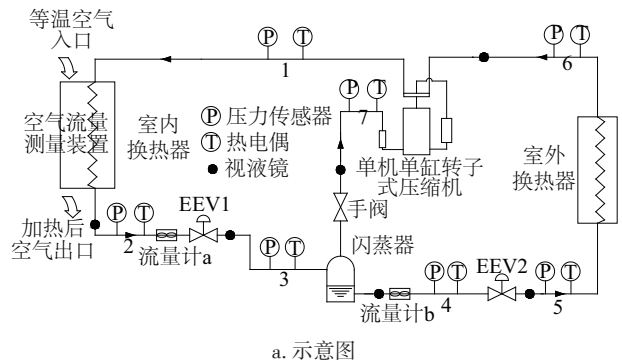
Fig. 2 Comparison of two compressors

## 2 试验装置与测试工况

### 2.1 实验装置

本文中试验在国家认证的标准焓差实验室内进行,测试系统示意图如图3a所示,系统压焓图如图3b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  $10.8\text{ cm}^3/\text{rev}$ ;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( $p_{\text{inj}}$ ),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。系统主要的部件参数见表 1。



b. 压焓图  
图3 测试示意图和压焓图

Fig. 3 Schematic diagram of experimental and 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,测量各工况条件下、各压缩机频率(50、60、70、80、90、100 Hz)所对应的机组制热性能,补气管路截止阀关闭后形成单级压缩系统,并进行相应的对比试验。表 2 为实验测试工况表。

表1 系统主要部件参数

Table 1 Specification of system components

构件	规格尺寸
压缩机	类型:滚动转子式;理论排量: $10.8\text{ cm}^3/\text{rev}$
冷凝器	类型:翅片管换热器,L型;铜管: $\Phi 6.14\times 0.57\text{ mm}$ ;翅片厚: $0.1\text{ mm}$ ;翅片间隙: $1.2\text{ mm}$ ; (室内换热器)排数:2;铜管数:34;换热器外形尺寸: $700\times 360\times 26\text{ mm}$
蒸发器	类型:翅片管换热器;铜管: $\Phi 9.52\times 0.7\text{ mm}$ ; 翅片厚: $0.1\text{ mm}$ ;翅片间隙: $1.1\text{ mm}$ ;排数:2; (室外换热器)铜管数:40;换热器外形尺寸: $880\text{ mm}\times 510\text{ mm}\times 45\text{ mm}$
膨胀阀	类型:电子膨胀阀;控制类型:0~500步
闪蒸器	外径: $38.32\text{ mm}$ ;体积: $185\text{ cm}^3$
制冷剂	R410A

表2 实验测试工况表

Table 2 Experiment conditions

模式	室内环境/ $^{\circ}\text{C}$		室外环境/ $^{\circ}\text{C}$	
	$T_{\text{DB}}$	$T_{\text{WB}}$	$T_{\text{DB}}$	$T_{\text{WB}}$
制热	20	15	7	6
	20	15	-4	—
	20	15	-7	—
	20	15	-10	—
	20	15	-15	—
	20	15	—	—

## 2.3 数据分析方法及测量精度分析

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 3b),其主要性能及参数描述如式(1)~式(6):

制热量:

$$Q_h = \dot{m}_{\text{air}} \times (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad (1)$$

系统总的质量流量:

$$\dot{m}_{\text{to}} = \frac{Q_h}{h_1 - h_2} \quad (2)$$

系统功率:

$$W = W_{\text{fan}} + W_{\text{ex}} + \frac{W_{\text{com}}}{\eta_{\text{com}}} \quad (3)$$

制热能效比:

$$COP_h = \frac{Q_h}{W} \quad (4)$$

补气管路冷媒流量:

$$\dot{m}_{\text{inj}} = \dot{m}_{\text{to}} - \frac{Q_h - W}{h_6 - h_4} \quad (5)$$



补气质量比:

$$R_m = \frac{\dot{m}_{inj}}{\dot{m}_{lo}} \quad (6)$$

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

为减少测量误差,提高测量数据的精度和可靠性,对T型热电偶(精度 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ )、流量计(精度 $\pm 0.5\%$ )、压力传感器(精度 $\pm 0.2\%\text{FS}$ )、风量压差传感器(精度 $\pm 0.5\%\text{FS}$ )、功率表(精度 $\pm 0.2\%$ )等进行标定, R410A 热物性参数均参照 NISTREFPROP V9.0 中数据,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精度,满足实验要求。

### 3 测试结果与讨论

当环境温度  $T_{od} = -7^\circ\text{C}$  时,系统的制热能力随中间压力、压缩机频率的变化规律如图4所示。从图4可看出,随压缩机频率  $f$  及中间补气压力  $p_{inj}$  的增大,系统制热量逐渐增长。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,且提升幅度随频率的减小呈增大趋势,测定范围内制热量增幅在 7.4%~30.9%之间,中间补气系统制热量增加的原因可归纳为:1)系统总的冷媒质量流量增加;2)蒸发器吸热量增加;3)压缩机功率增大。随着中间补气压力的增大,同频率下中间补气系统制热量整体呈上升趋势,且高频时的增幅更为明显,在中间补气压力由 900 kPa 升至约 1400 kPa 时,中间补气系统的制热量 100 Hz 时增大约 220 W(高、低压补气压力制热量绝对差值),而 70 Hz 时仅增大约 50 W。与单级压缩系统相比,随着频率的增大,中间补气系统在限定补气范围内最大制热量相对增长值先增大后减小,最大提升值为 80 Hz 时的 750 W,产生该现象的主要原因是:随着补气压力的增大,补气量增大,系统总的制冷剂流量增大,系统制热量也随之增大;当频率增大后系统制冷剂总流量变大,制冷剂总流量(相对单级压缩系统)相对增加最大值为 80 Hz 时 4 g/s,且随着频率的增大喷气增焓作用逐渐减弱,高频率下中间补气压力对系统性能的影响相对较小。

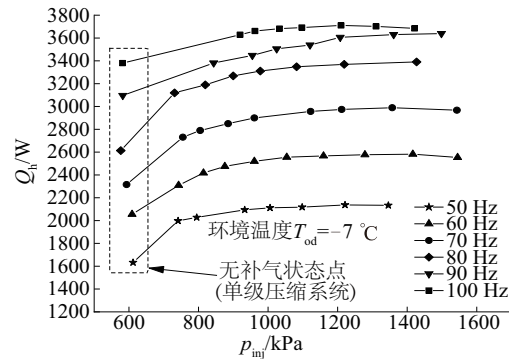


图4 系统制热能力随补气压力的变化

Fig. 4 Variation of heating capacity with injection pressure

图5为  $T_{od} = -7^\circ\text{C}$  时中间补气系统随补气压力、压缩机频率的变化。从图5可看出各频率下系统功率变化趋势相似,均随中间补气压力的增大而增大。其主要原因可归纳为:1)随压缩机频率的增大,压缩机吸气压力及温度基本保持不变,当转速增大,单位时间内排气量增大,压缩机排气口温度及压力升高,从而系统功率随频率的增大而增大;2)同频率下,随补气压力的增大,系统总的质量流量加大,压缩比基本保持不变,两级压缩过程中各级轴功增加,系统功率升高。在选定的环境温度  $T_{od} = -7^\circ\text{C}$  条件下,相对于单级压缩系统,测定范围内系统功率平均增幅为 21.08%;同频率  $f$  运行时,当  $p_{inj}$  由 900 kPa 升至约 1400 kPa 时,系统功率逐渐增大,最大增加值为 90 Hz 时的 250 W,而最大增加比例为 70 Hz 的 17.94%,当频率增至 100 Hz 时,压缩机功率增加值相对 90 Hz 降低,其主要原因是同等补气压力下的转速越高,单转动周期内补气量减小,单位时间内补气量基本不变,但频率及补气压力较高时,闪蒸发器内气液分离效果减弱,补气含液量

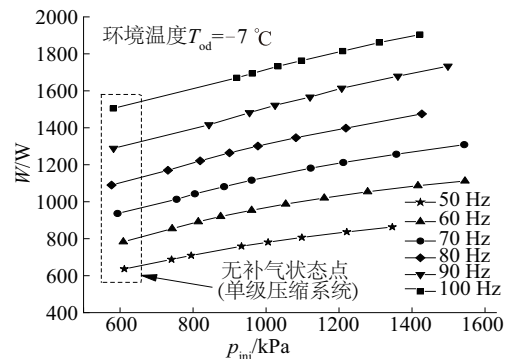


图5 系统功率随补气压力的变化

Fig. 5 Variation of power consuming with injection pressure

增加,压缩机吸排气焓差值基本不变,由于液体在压缩过程中存在气化现象,故而降低了压缩机功耗及排气温度。

变频工况条件下系统  $COP_h$  随中间补气压力的变化如图 6 所示。系统的制热量增长速度低于压缩机功率的增长速度,因此  $COP_h$  随中间补气压力的增大而逐渐减小。与单级压缩系统相比,中间补气系统在低频、低补气压力条件下系统  $COP_h$  均有一定幅度的提升,测量范围内最大提升 13.2%;随补气压力、频率的增大,系统制冷剂循环总量增加,系统制热量的增加主要依靠压缩机输入功率的增大,因此系统  $COP_h$  呈逐渐减小的趋势。当超过一定补气压力及频率时,补气系统的  $COP_h$  将低于单级压缩机系统的性能,同时由于高频时,压缩机排气温度、排气压力升高,补气质量比增加,冷凝器换热温差增大、散热量提升,压缩机压缩比增大、轴功增大,由于补气质量比的增大,系统制热量的增加率大于蒸发器的吸热增长率,故而相对低频系统,系统高频时  $COP_h$  减小。因此在特定工况条件下,需制定合理的控制策略,才能将系统的优异性呈现出来。

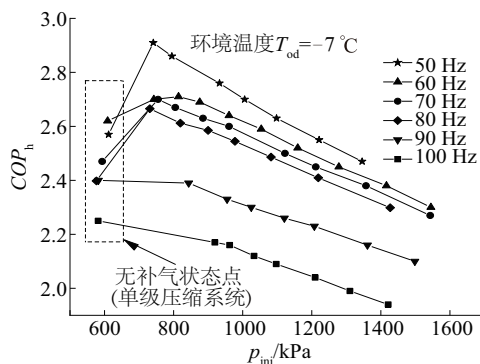
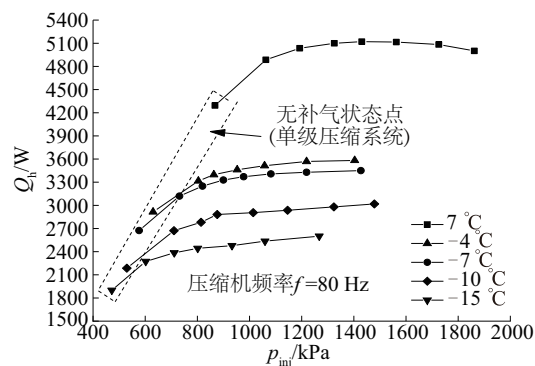


图 6  $COP_h$  随补气压力的变化

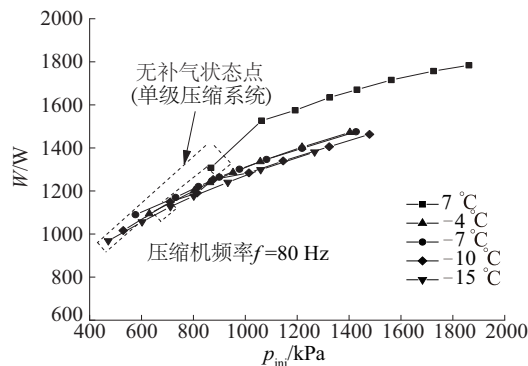
Fig. 6 Variation of  $COP_h$  with injection pressure

图 7 为中间补气系统在  $f=80\text{ Hz}$  时系统制热性能随补气压力、环境温度的变化。从图 7a、图 7b 可看出,补气系统的制热量、功率均随环境温度的升高而逐渐增大,且增幅呈升高趋势,与单级压缩系统相比,补气系统制热量、功率均有一定幅度的提升,平均增长率分别为 24.52%、24.39%。从图 7c 可看出系统  $COP_h$  随环境温度的升高而逐渐增大,与单级压缩系统相比,低温、低补气压力时补气系统  $COP_h$  有一定幅度的提升(最高提升 10.7%),但当

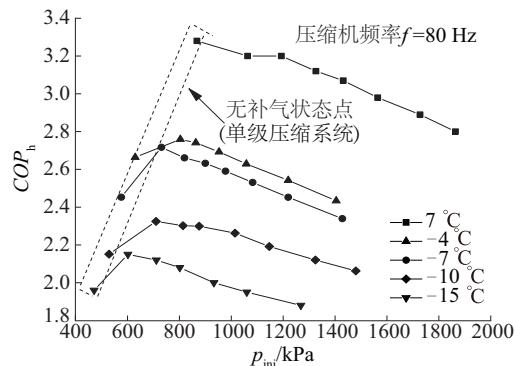
环境温度或补气压力升高到一定范围时,系统综合性能衰减较快,  $COP_h$  将低于单级压缩系统,其主要原因是冷凝器换热面积固定,虽然随环境温度的升高系统总质量流量增加,但由于冷凝压力升高、冷凝热量减小或换热效率低等原因,总的制热量升高幅度相对较小,然而冷媒流量的增加对压缩机功率的影响较大,导致高温工况下补气系统性能较差。



a. 系统制热能力



b. 系统功率



c. 系统  $COP_h$

图 7 不同环境温度制热性能随随补气压力的变化

Fig. 7 Variation of heating performance with ambient temperature

图 8 为  $f=80\text{ Hz}$  时补气系统总的质量流量及压

压缩机吸气制冷剂比容随环境温度的变化。从图 8 可知,当环境温度升高时,系统总的冷媒循环量逐渐增大,环境温度 7℃时的流量比-15℃时的流量平均增加 130%,系统流量的增加主要因吸气及补气压力、温度升高,制冷剂比容减小,压缩机吸气体积相同的情况下,单位周期内质量流量增大。

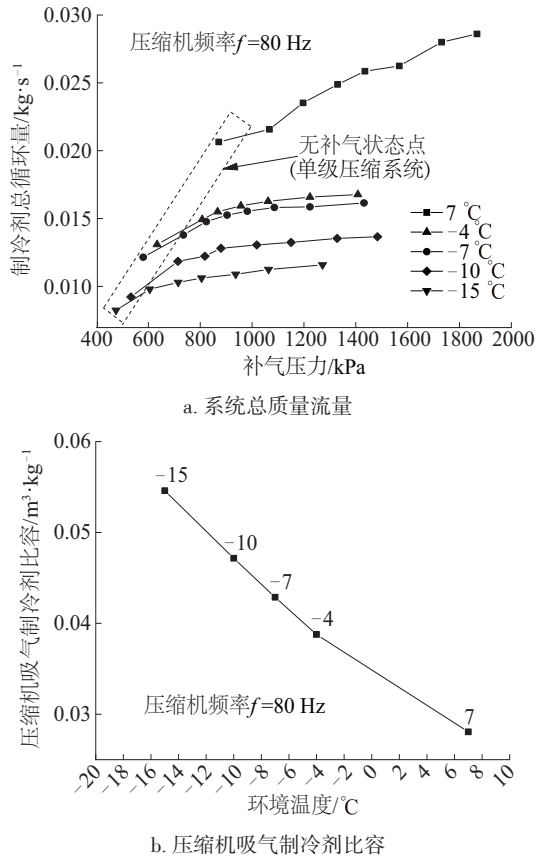


图 8 不同环境温度系统总的质量流量及压缩机吸气制冷剂比容随补气压力的变化

Fig. 8 Variation of total mass flow rate and suction vapor specific volume with ambient temperature

图 9 为  $f=80$  Hz 时补气系统在不同环境温度条件下系统补气质量比随中间补气压力的变化。从图 9 可看出,7℃时系统的补气质量比例随补气压力的增大而增大,当环境温度降到-4℃以下时,系统补气质量比与补气压力成反比。在补气压力大于吸气压力 200~800 kPa 时,补气质量比  $R_m$  维持在 0.15~0.30 范围内。图 9 中系统补气质量比变化规律产生的主要原因为:压缩机最大吸气体积  $V_{s,max}$  内冷媒质量随温度的降低而降低,补气量与  $(p_{inj}-p_{wc})$  成正比,与  $n_{inj}$  成反比,因此随环境温度的升高  $n_{inj}$  减小,同等  $(p_{inj}-p_{wc})$  条件下,单位时间

内补气量增多,故而系统总的冷媒循环流量随环境温度的升高而升高;同样环境温度下,吸气压力、温度等参数近似相等,补气质量比与补气量成正比关系,与蒸发器内制冷剂流量呈反比,补气量  $dm \cdot dt$  ( $dm$  瞬间补气量、 $dt$  为补气时间)由  $(p_{inj}-p_{wc})$ 、 $n_{inj}$  决定,而  $dp_{wc}$  与  $n_{inj}$  成反比关系,故在高温时随补气压力的增大,瞬间补气量  $dm$  增大,周期内补气量增大,且高温时闪蒸发器内气液分离效果减弱,补气管路含液量相对低温时有所增加,且含液比例随补气压力的增大而逐渐提高,因液体密度远大于气体,含液量对中间管路冷媒流量起主要作用,故而补气质量比随补气压力增大而增加;当环境温度低于-4℃时, $n_{inj}$  增大、系统总制冷剂循环量减小,闪蒸发器气液分离效果增强,补气管路含液量减少,补气中液滴在压缩过程的汽化现象会减小补气量,且随着补气压力的增大,补气中液滴含量增大,整体表现出中间补气量随补气压力的增大保持不变或负增长,最终-15~-4℃时系统补气质量比呈下降趋势。

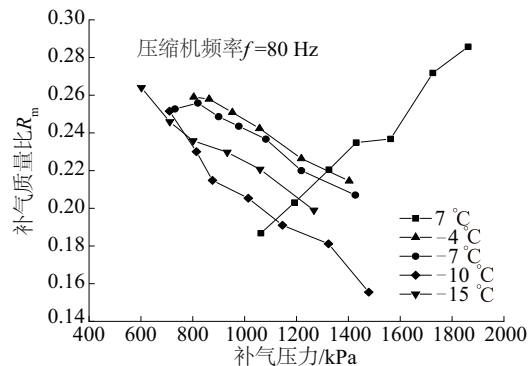


图 9 不同环境温度系统补气质量比随补气压力的变化

Fig. 9 Variation of vapor injection ratio with ambient temperature

## 4 结 论

通过试验研究的方法,以 R410A 补气滚动转子式变频压缩机热泵系统为研究对象,分析室外环境温度  $T_{od}$ 、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,经分析可得以下主要结论:

1) 当环境温度  $T_{od} = -7$ ℃时,相对于单级压缩系统,中间补气系统的制热量、系统功率均有较大幅度的提升,测定范围内制热量增幅在 7.4%~30.9%之

间、系统功率平均增幅约为 21.08%;系统  $COP_h$  最大提升 13.2%,当补气压力及频率超过一定数值时,补气系统的  $COP_h$  将低于单级压缩机系统的性能。

2)机组在环境温度  $T_{od}$  为  $-15\sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$  内变工况运行时,与单级压缩系统相比,补气系统制热量、功率平均增长率分别为 24.52%、24.39%,系统  $COP_h$  最高提升 10.7%,在高温状态  $COP_h$  较低因此在满足热负荷的需求同时,应在高温条件下关闭补气管路,以保证系统的高效运行。

3)在变环境温度条件下,冷媒总质量流量的增大对系统制热量影响相对较小,然而对压缩机功率的影响相对较大,从而导致高温工况下补气系统综合性能较差。

4)在补气压力  $p_{inj}$  大于吸气压力 200~800 kPa 范围内,补气质量比  $R_m$  维持在 0.15~0.30 之间,然而系统补气质量比在高温、低温工况时,与补气压力的关系截然相反(高温成正比、低温成反比),其主要由补气比容  $n_{inj}$ 、补气压差  $p_{inj}-p_{wc}$ 、补气时间  $dt$  及蒸发器内制冷剂流量变化之间的相互关系决定。

#### 符号表

$h$	状态点比焓, kJ/kg
$m$	压缩机工作腔内制冷剂质量, kg
$\dot{m}$	质量流量, kg/s
$p$	压力, kPa
$T$	温度, K
$t$	时间, s
$V$	压缩机瞬时工作腔体积, $\text{m}^3$
$\alpha$	曲柄转角, rad
$n$	制冷剂比容, $\text{m}^3/\text{kg}$
下标	
DB	干球温度
h	制热工况
int	中间补气
od	环境温度
s, max	吸气最大体积
to	系统总量
WB	湿球温度

#### [参考文献]

- [1] 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.
- [1] Chai Qinhua, Ma Guoyuan. State of knowledge and current challenges in the ASHP developed for the cold areas[J]. Energy Engineering, 2002, (5): 25—31.
- [2] 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.

- [2] Shen Ming, Song Zhiping. Applicability of air-source heat pumps in colder climate and relevant measures[J]. HV & AC, 2002, 32(6): 37—39.
- [3] Heo Jaehyeok, Jeong Min Woo, Baek Changhyun, 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.
- [4] Lyu Xiaolong, Yan Gang, Yu Jianlin. Solar-assisted auto-cascade heat pump cycle with zeotropic mixture R32/R290 for small water heaters[J]. Renewable Energy, 2015, 76: 167—172.
- [5] Lazzarin R, Noro M. Experimental comparison of electronic and thermostatic expansion valves performances in an air conditioning plant[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(1): 113—118.
- [6] Adhikari R S, Aste N, Manfren M, et al. Energy savings through variable speed compressor heat pump systems [A]. Proceedings of 2011 2nd International Conference on Advances in Energy Engineering(ICAEE)[C], Bangkok, Thailand, 2011.
- [7] Banister C J, Collins M R. Development and performance of a dual tank solar-assisted heat pump system[J]. Applied Energy, 2015, 149: 125—132.
- [8] 王宝龙, 韩林俊, 石文星, 等. 基于制冷剂泄出的涡旋压缩机容量调节技术[J]. 制冷学报, 2010, 31(2): 7—10.
- [8] Wang Baolong, Han Linjun, Shi Wenxing, et al. Modulating technology for scroll compressor with refrigerant release[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(2): 7—10.
- [9] 张海锋. 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.
- [9] Zhang Haifeng. Study on the annual efficiency and reliability of R410A variable speed rotary compressors [D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2013.
- [10] Ko Younghwan, Park Sangkyoung, Jin Simon, et al. The selection of volume ratio of two-stage rotary compressor and its effects on air-to-water heat pump with flash tank cycle[J]. Applied Energy, 2013, 104(4): 187—196.
- [11] Heo Jaehyeok, Jeong Miu Woo, Kim Yongchan. 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.
- [12] Heo Jaehyeok, Yun Rin, Kim Yongchan. 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.
- [13] Heo Jaehyeok, Kang Hoon, Kim Yongchan. 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.
- [14] 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.
- [14] Ma Min, Huang Bo, Geng Wei, et al. Performance investigation of the vapor-injection rotary compressor for residential heat pump systems [J]. *Journal of Refrigeration*, 2012, 33(4): 52—54.
- [15] 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.
- [15] Jia Qinglei, Feng Liwei, Yan Gang. Experimental research on heating performance of rotary compression system with vapor injection[J]. *Journal of Refrigeration*, 2015, 36(2): 65—70.
- [16] 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.
- [16] Jia Qinglei, Feng Liwei, Yan Gang. Experimental research on rotary compression system with vapor injection[J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2014, 14(8): 128—132.

## HEATING PERFORMANCE ANALYSIS OF FLASH TANK VAPOR INJECTION AIR-SOURCE HEAT PUMP WITH A SINGLE CYLINDER ROTARY COMPRESSOR

Zhu Dongsheng<sup>1-3</sup>, Sun Jinfei<sup>1-4</sup>, Yin Yingde<sup>1-3</sup>, Li Xiuzhen<sup>1-4</sup>, Tu Aimin<sup>1-3</sup>

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

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

3. *Guangdong Provincial Key Laboratory of New and Renewable Energy Research and Development, Guangzhou 510640, China*;

4. *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China*)

**Abstract:** A flash tank vapor injection air-source heat pump (FTHP) system coupled with a novel single cylinder rotary compressor was set up to explore dynamic characteristics under different conditions. The effects of ambient temperature  $T_{\text{ad}}$ , compressor frequency  $f$  and injection pressure  $p_{\text{inj}}$  on system performances of a R410A FTHP system were investigated experimentally. The results show that when the ambient temperature was fixed at  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , both heating capacity and power consuming of the FTHP system increased, while the FTHP system  $COP_h$  decreased, as the compressor frequency and injection pressure increased; In addition, the FTHP system exhibited higher heating capacity than the single stage compression system in the whole operating conditions; when the compressor frequency was fixed at 80 Hz and the ambient temperature ranged from  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , the correlation between vapor injection ratio and the injection pressure is inverse under the high and low ambient temperature. It is determined by injection specific volume  $n_{\text{inj}}$ , injection pressure difference  $p_{\text{inj}} - p_{\text{wc}}$  and injection time  $dt$ . The heating capacity and power consuming of the FTHP system were improved with the average of 24.52% and 24.39% respectively, comparing with the single stage compression system as the ambient temperature increased from  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ . The FTHP system  $COP_h$  could obtain the maximum improvement of 10.7% at the low ambient temperature and low injection pressure. However, the vapor injection no longer improved the  $COP_h$  at high ambient temperature, while the single stage compression system performed efficiently in this condition. Therefore, in view of the energy saving and emission reduction, the system should be switched to single stage compression system if the heating capacity demand could be satisfied at high ambient temperature.

**Keywords:** air source heat pumps; compressors; cylinders; heating performance; injection pressure; flash tank