文章编号：1008－8857(2015)03－0131－05 DOI：10.13259/j.cnki.eri.2015.03.002

转子式压缩机吸气带液时排气状态的变化

王乐民，陶乐仁，杨丽辉
（上海理工大学 能源与动力工程学院，上海 200093）

摘 要：滚动转子式压缩机具有较好的抗湿压缩性能，利用少量吸气带液可有效降低压缩机排气温度，且不造成额外的系统成本.对滚动转子式压缩机少量吸气带液时，排气温度、排气比焓的变化趋势进行了实验研究，并对压缩机功耗、吸气比焓和机壳散热量等三个排气比焓的影响因子进行了分析.结果表明：少量吸气带液能有效降低排气温度，且压缩机运行性能良好；当吸气干度 x 为 $0.9<x<1.0$ 时，三个影响因子均趋向定值，且机壳散热所占比例很小(低于1%).

关键词：排气温度；吸气带液；滚动转子式压缩机；机壳散热；湿压缩

中图分类号：TH 45 **文献标志码**：A

The discharge status changes of rolling piston compressor with liquid entrainment

WANG Lemin, TAO Leren, YANG Lihui
(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The rolling piston compressor has better performance under wet compression. A little liquid entrainment into the intake gas leads to efficient decrease of the discharge temperature without any additional cost. The experiments were carried out to investigate the variation of the discharge temperature and discharge enthalpy when the rolling piston compressor ran with a little liquid entrainment. And three impact factors of the discharge enthalpy were also analyzed, which included the power of compressor, specific enthalpy of the refrigerant at the compressor inlet and shell heat loss. The results show that the liquid entrainment can reduce the discharge temperature efficiently and the compressor run well. The three factors are close to constant values with the suction dryness of $0.9<x<1.0$, and the shell heat loss is small, which is below 1%.

Keywords: discharge temperature; liquid entrainment; rolling piston compressor; shell heat loss; wet compression

在采用比热容较小的制冷剂(如R32)或压缩比较高的制冷系统中，存在排气温度高的问题[1].过高的排气温度将引起压缩机过热并增加能耗，润滑油黏度也可能降低甚至在高温下分解变质并引起压缩机磨损，因此必须将压缩机排气温度控制在安全范围内.降低排气温度通常采用喷液冷却、两级压缩和中间补气等三种技术[2－4]，但它们都会增加系统成本和运行控制的复杂性，而且压

收稿日期：2014－04－20
第一作者：王乐民(1990—)，男，硕士研究生. 研究方向：制冷技术与节能. E-mail：wanglemin05@163.com

缩机喷液冷却技术引入了额外的不产生冷量的制冷剂液体从而增加了系统能耗.

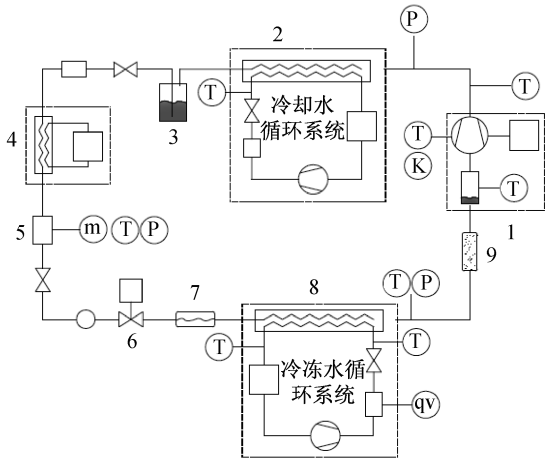
杨亮[5]和矢岛龙三郎等[1]提出可根据压缩机和系统的特性,控制吸气干度降低压缩机排气温度. Shigeharu 等[6]针对 R32 的涡旋压缩机进行了实验研究,认为制冷剂蒸气在干度为 0.75～0.95范围内压缩机仍有充分的可靠性,并提出了利用吸入一定干度湿蒸气降低压缩机排气温度的循环设计方案. 张利等[7]也提出了利用吸气干度降低压缩机排气温度的方法,并研究了吸气干度的降低对润滑油黏度的影响,研究表明:润滑油黏度与吸气干度的关系呈抛物线形状,干度接近于 1 时,润滑油黏度降低较慢,干度较小时润滑油黏度降低较迅速;润滑油黏度的降低将影响轴承的承载能力,从而影响压缩机的可靠性.

杨丽辉等[8]、陶宏等[9]对 R22 制冷系统进行了少量吸气带液的研究,实验结果表明,少量吸气带液既能有效降低压缩机排气温度,又可改善系统性能. 利用压缩机少量吸气带液既能降低压缩机排气温度又不增加系统成本和控制的复杂性,在抗湿压缩性能较好的螺杆机、涡旋机和转子机等制冷系统中有很好的应用前景.

综上所述,压缩机少量吸气带液既可降低压缩机排气温度又有改善系统性能的潜力,但是常规的制冷剂循环流量的控制方式仍是过热度控制,关于吸气带液降低压缩机排气温度和改善系统性能的内在机理和控制方式的相关研究仍很少. 本研究建立了变频滚动转子压缩式制冷实验台,测试并分析少量吸气带液时,压缩机排气温度及排气比焓受压缩机功耗、吸气比焓及机壳散热量等三个因素的影响,分析了吸气带液时排气温度的变化规律和相应的控制方法.

1 实验装置及方法

实验装置如图 1 所示. 其总体结构类似于一台小型变制冷剂流量冷水机组. 压缩机采用上海日立电气的 FG720CG1UY 滚动转子式压缩机,自带气液分离器. 蒸发器为冷冻水循环系统,冷凝器为冷却水循环系统,以便于准确控制系统运行工况和测量系统制冷量.



1—变频压缩机; 2—冷凝器水系统; 3—高压储液器; 4—过冷器; 5—质量流量计; 6—电子膨胀阀; 7—可视管 1; 8—蒸发器水系统; 9—可视管 2.

图 1 实验装置

Fig. 1 Diagram of experimental device

按照实验工况设定冷却水、冷冻水出口温度以及压缩机运转频率,手动调节电子膨胀阀开度直至压缩机排气温度接近冷凝温度,观察蒸发器出口处可视管 2 的制冷剂流动状态是否吸气带液.

由图 1 中的仪表仪器可测得的参数有:冷冻水体积流量 q_{vw};冷冻水进、出口水温 $T_{w,i}$ 和 $T_{w,e}$;制冷剂侧过冷压力 P_{sc} 和过冷温度 T_{sc};蒸发器出口压力 P_e 和温度 T_e;压缩机排气压力 P_d;制冷剂质量流量 m;压缩机功耗 P;压缩机壁温 T_s 和环境温度 T_a.

根据压缩机铭牌可得到压缩机机壳表面积 A 和压缩机的理论排气量 V_d. 由测得参数可计算得到所需系统参数.

系统制冷量

$$Q = C_{p,w} q_{vw} (T_{w,e} - T_{w,i}) \tag{1}$$

式中,$C_{p,w}$为水比热容.

蒸发器出口比焓

$$h_e = \frac{Q}{m} + h_{sc} \tag{2}$$

式中,h_{sc}为蒸发器入口焓值.

蒸发器出口的过热度

$$T_{SH} = T_e - T_{e,sat} \tag{3}$$

式中,$T_{e,sat}$为根据蒸发器出口压力 P_e 得到的饱和温度.

蒸发器出口的干度

$$x = f(P_e, h_e) \tag{4}$$

根据能量守恒，得到排气比焓

$$h_d = P/m - \Phi/m + h_e \tag{5}$$

式中，Φ 为压缩机机壳散热量.

排气比焓的影响因子可分为功耗因子 P_{D1}、机壳散热因子 P_{D2} 和吸气比焓因子 P_{D3} 三个部分，分别为

$$P_{D1} = P/(mh_d) \tag{6}$$

$$P_{D2} = -\Phi/(mh_d) \tag{7}$$

$$P_{D3} = h_e/h_d \tag{8}$$

压缩机机壳散热量

$$\Phi = KA(T_s - T_a) \tag{9}$$

式中，K 为压缩机机壳表面对流换热系数.

本实验中压缩机外壳采用强制对流冷却，换热面积为压缩机机壳表面积 A，利用风速仪测得机壳表面风速为 5 $m \cdot s^{-1}$. 利用日本京都电子公司(KEM)HFM-215N 热流计测量不同机壳温度时的表面对流换热系数，同时测量环境温度和压缩机壁温，可得到 K 与空气定性温度 T_m 的关系，即

$$K = f(T_m) = f\left(\frac{T_s + T_a}{2}\right) \tag{10}$$

根据式(5)、(9)计算压缩机排气温度

$$T_{d,cal} = f(P_d, h_d) \tag{11}$$

同时测量压缩机实际排气温度 T_d，观察实际排气温度与理论计算排气温度是否吻合，以便进一步校正机壳对流换热系数 K. 根据 R22 制冷剂的物性参数和压缩机效率可知：排气处于饱和温度时吸气干度约为 0.9，而且由于压缩机自带分离器，此时压缩机吸入的气液混合物中的液态比例及粒径均较小，液体将在高温的压缩腔内迅速闪发而不会液击[1]. 由于压缩机排气为过热或干饱和状态，也不会出现大量溶有润滑油的液态制冷剂排出压缩机的现象. 但为避免制冷剂液滴对排气阀的冲击以及未完全蒸发的制冷剂液滴滴落油池，应避免压缩机在低或负排气过热度状态长时间运转.

2　试验结果和分析

2.1　压缩机排气温度随吸气状态的变化

保持冷冻水和冷却水的水温不变，将膨胀阀开度逐渐加大，蒸发器出口的过热度 T_{SH} 不断下降，最终达到压缩机吸气带液状态. 图 2 为压缩机 72 Hz 运行时，排气温度、排气比焓随吸气状态的变化. 图中：参数的下标数字“1”和“2”分别代表工况 1(冷冻水温度 15 ℃、冷却水温度 42 ℃)和工况 2(冷冻水温度 15 ℃、冷却水温度 32 ℃)；T_d 为实测的排气温度，$T_{d,cal}$ 为根据式(11)得到的计算排气温度. 计算值与实测值吻合良好，说明根据热流计的测量数据得到的传热系数 K 准确.

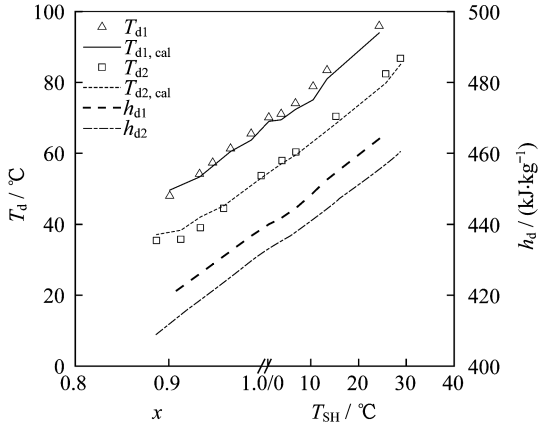


图 2　72 Hz 时排气温度和排气比焓随吸气状态的变化

Fig. 2　Variation of the discharge temperature and enthalpy with the suction status at 72 Hz

由图 2 可看出，随着吸气过热度或干度不断下降，压缩机排气温度和排气比焓不断下降. 在 x = 0.95 时，与 5 ℃过热度时相比，排气温度下降了约 15 ℃，与 10 ℃过热度时相比下降了约 20 ℃. 这说明少量吸气带液能够有效地降低排气温度，且比传统的喷液冷却成本低、控制简便. 因此，保持压缩机处于少量吸气带液状态，相对于传统的喷液循环可在不增加系统成本情况下有效降低压缩机排气温度.

图 3 为压缩机 72 Hz 运行时，压缩机功耗、吸气比焓、机壳散热量随吸气干度和过热度的变化. 图 3 表明，在吸气过热时，压缩机功耗随干度或过热度的降低而增加. 这是由于膨胀阀开度增加，系统的制冷剂质量流量迅速增加. 但当达到吸气带液时，压缩机总功耗有少量增加. 从图中还可以看出，压缩机的机壳散热量随着吸气干度和过热度的下降而下降. 这是由于吸入的制冷剂温度较低，从压缩机缸体吸热增加时会使压缩机壁温下降造成的.

2.2　排气比焓构成分析

根据式(6)～(8)，可计算 P_{D1}、P_{D2} 和 P_{D3} 随吸气干度变化的趋势. 图 4(a)、(b)分别给出了三个运行频率和两个运行工况时排气比焓的三个影响因子的变化趋势.

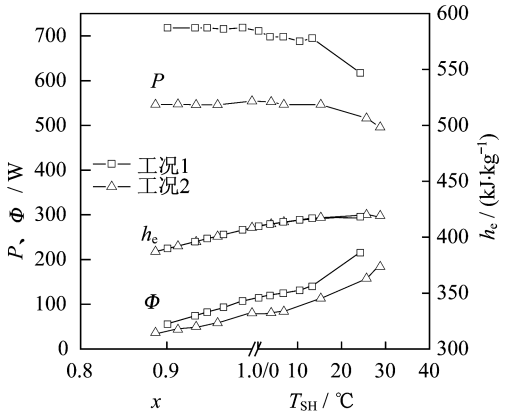


图 3 72 Hz 时功耗、吸气比焓和机壳散热量随吸气状态的变化

Fig. 3 Variation of the compressor power, suction enthalpy and shell heat loss with the suction status at 72 Hz

从图 4 可看出，在吸气过热区，压缩机机壳散热因子和功耗因子的绝对值随过热度下降而迅速下降；吸气干度在 0.9～1.0 之间时，两者下降趋势变缓且逐渐趋于定值. 随着吸气干度和过热度的降低，吸气比焓因子逐渐增加，说明排气比焓降低的可能性已越来越小. 在一定工况下，在吸气干度为 0.9～1.0 的范围内，压缩机排气比焓的三个影响因子是基本恒定的，排气比焓又反映了排气温度的高低，这为预测压缩机排气温度与吸气干度的函数关系提供了便利. Li[10] 认为压缩机机壳散热受环境温度的影响，在吸气过热时，机壳散热量在排气比焓影响因素中所占比例不容忽视，环境温度的不确定性给准确预测压缩机吸气过热时的排气温度带来了困难；在少量吸气带液时，机壳散热因子绝对值小于1%，在环境温度的可变范围

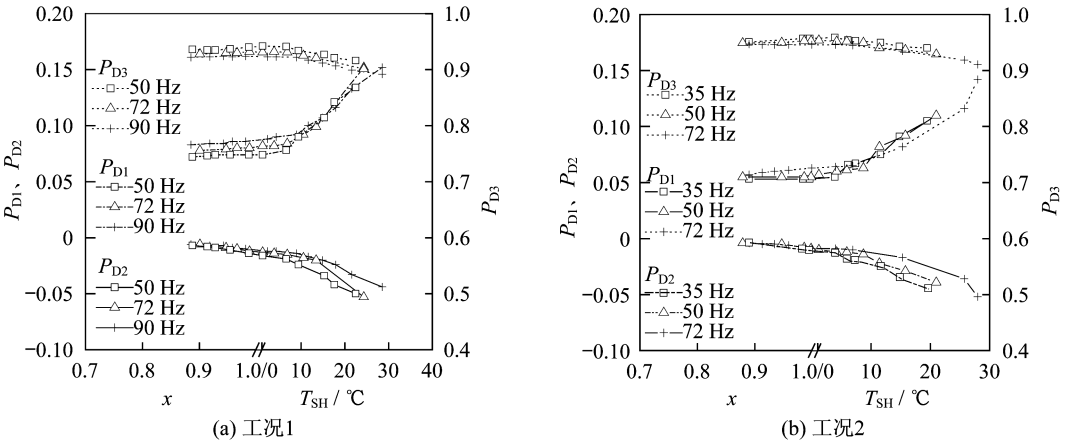


图 4 不同运行频率时 P_{D1}、P_{D2}、P_{D3} 随吸气状态的变化趋势

Fig. 4 The change of P_{D1}、P_{D2}、P_{D3} with the suction state at different frequencies

内，环境温度差异对排气温度的影响很小，可忽略环境温度的差异，以简化利用排气温度预测吸气干度的过程.

对比分析图 4(a)、(b)可知，排气比焓的构成和运行工况有关，工况 1 的压比更大，其功耗因子也较大，吸气比焓因子则较小. 排气比焓的构成和压缩机运转频率有关；频率低，压缩机功耗和功耗因子小，吸气比焓因子大. 散热因子也与压比和频率有关；压比越大，排气温度越高，散热因子越大；频率越低，制冷剂流量越小；在散热面积一定的情况下单位质量流量的散热越大，散热因子的绝对值也越大，但是当吸气带液时，由于散热因子所占比例很小，频率之间的差异已不明显.

3 结 论

通过对 R22 系统的转子式压缩机少量吸气带液对排气状态的研究和分析，可知：

(1) 在吸气干度降低到 0.95 时压缩机排气温度比吸气过热度为 5 ℃时降低了约 15 ℃，比吸气过热度为 10 ℃时降低了约 20 ℃.

(2) 在吸气干度为 0.9～1.0 的较大范围内，压缩机排气比焓的三个影响因子变化较小，这为预测压缩机排气温度与吸气干度的函数关系提供了参考. 排气比焓的构成与运行工况和频率有关：系统压比大，功耗因子大，散热因子绝对值大，而吸气比焓因子小；运行频率低，则功耗因子小，吸

气比焓因子大，机壳散热因子的绝对值大.

(3) 压缩机机壳散热量在吸气过热时所占比例不容忽视，在少量吸气带液时，机壳散热因子绝对值小于 1%. 在环境温度的可变范围内，环境温度差异对排气温度的影响很小，可忽略其对排气温度的影响.

参考文献：

[1] 矢岛龙三郎，吉见敦史，朴春成. 降低 R32 压缩机排气温度的方法[J]. 制冷与空调，2011，**11**(2)：60－64.

[2] 贾荣林，吴静怡. 空气源热泵热水器中 R417A 与 R22 的性能对比[J]. 化工学报，2008，**59**(S2)：93－98.

[3] 张倩，晏刚，白涛. 一种新型 R32 两级压缩热泵空调器的理论研究[J]. 低温与超导，2011，**39**(2)：30－36.

[4] DUTTA A K，YANAGISAWA T，FUKUTA M. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection [J]. International Journal of Refrigeration，2001，**24**(6)：577－587.

[5] 杨亮. 以压缩机排气温度为控制参数的电子膨胀阀流量控制系统的研究[D]. 西安：西安交通大学，2000.

[6] SHIGEHARU T K，JUNICHIROU T K，KOJI S K. Refrigerating device：US006581397B1 [P]. 2003－06－24.

[7] 张利，陆颖翀. 吸气干度对 R32 压缩机可靠性影响研究[J]. 电器，2013(S1)：703－706.

[8] 杨丽辉，陶乐仁，陶宏，等. 滚动转子式压缩机吸气状态与排气温度的实验研究[J]. 制冷学报，2014，**35**(2)：49－53.

[9] 陶宏，杨军，刘春慧，等. 吸气过热度对滚动转子压缩机性能影响的实验研究[J]. 制冷学报，2011，**32**(6)：25－29.

[10] LI W H. Simplified steady-state modeling for variable speed compressor [J]. Applied Thermal Engineering，2013，**50**(7)：318－326.

信息

全球最大漂浮式风机落户福岛

一款由日本三菱重工(MHI)开发的 7 MW 风力涡轮机已被安装在距海岸 20 km 的福岛示范区域. 该项目开发商为日本丸红株式会社与东京大学、三菱重工及几家设计公司组成的联合财团. 这款风机转子轮毂高出海平面 105 m，整个风机高 188.5 m.

该项目技术顾问、东京大学教授武石原说，这款风机被放置在一艘 1 km 长的船上，由五艘拖船从小名滨港拖运至安装地点. 该风机于 6 月份在该港口交付，并被安装在一个三柱半潜式浮台上. 风机系泊将于 8 月中旬完成，而在项目的第一阶段风机将通过电缆与一座变电站连接起来. 武石原说："此次离岸安装的全球最大漂浮式风机堪称海上风电的一个新里程碑."

美公司中标埃塞俄比亚百万 kW 地热发电一期项目

7 月 27 日，埃塞俄比亚政府与美国-冰岛合资公司雷克雅未克签订了 100 万 kW 的 Corbetti 地热发电厂一期项目合同. 该项目据称是非洲最大的地热发电项目，预计将于 8～10 年后投产.

这个投资 40 亿美元的地热发电项目的一期发电装机为 50 万 kW，发电量将销售给埃塞俄比亚政府为该国人民供电.

埃塞俄比亚"增长与转型计划"2015—2020(GTP II)计划到 2020 年将本国总发电装机从当前的 420 万 kW 提高到 1 730 万 kW. 埃塞俄比亚国有电力公用事业单位埃塞俄比亚电力公司(EEP)首席执行官 Azeb Asnake 称，长期目标是到 2037 年将装机增加到 3 700 万 kW.

(王　波)