

文章编号:0253 – 4339(2018) 04 – 0123 – 05
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2018. 04. 123

变频螺杆压缩机经济器的变工况实验研究

秦黄辉

(南通航运职业技术学院 南通 226010)

摘 要 为提高带经济器的变频螺杆压缩机效率,本文实验研究了压缩机排气压力、电机频率、经济器补气压力、容积效率等参数对压缩机效率的影响,得出压缩机排气压力和电机频率对经济器补气压力的变化规律。当冷凝温度为 40 ℃,蒸发温度为 5 ℃ 时,电机频率从 200 Hz 降至 50 Hz,经济器补气压力上升了 88.3 kPa;当排气压力提高 30%,经济器补气压力仅上升了 4.9 kPa,压缩机的容积效率仅降低约 2%。结果表明:与压缩机排气压力相比,电机频率对补气压力和容积效率的影响较大。

关键词 电机频率;排气压力;经济器;补气压力

中图分类号: TB61⁺1; TB652

文献标识码: A

Experimental Study on Variable-frequency Screw Compressor with Economizer under Variable Working Conditions

Qin Huanghui

(Nantong Shipping College, Nantong, 226010, China)

Abstract To improve the efficiency of a variable-frequency screw compressor with an economizer, the effect of parameters such as the discharge pressure of the compressor, motor frequency, injection pressure of the economizer, and volumetric efficiency on the efficiency of compressor were studied experimentally, and the injection pressure change rule of the economizer was obtained by changing the discharge pressure of the compressor or the motor frequency. Under the condition of a condensing temperature of 40 ℃ and evaporating temperature of 5 ℃, the economizer injection pressure rises by 88.3 kPa with the motor frequency changing from 200 Hz to 50 Hz, and only by 4.9 kPa when the discharge pressure was increased by 30%, which resulted in a 2% drop in volumetric efficiency of the compressor. The result shows that motor frequency has a greater effect on the injection pressure and volumetric efficiency compared to the discharge pressure of the compressor.

Keywords motor frequency; discharge pressure; economizer; injection pressure

带经济器螺杆压缩机的制冷循环是一个“准二级”系统^[1],螺杆压缩机工作包括吸气、压缩、排气 3 个过程,在吸气结束后螺杆方向上的某一位置,增开一个补气口,吸入来自经济器的制冷剂蒸气,从而增加压缩制冷剂的循环量,降低制冷系统工质的供液温度,因此带经济器的机组制冷量显著增大,性能系数 COP^[2-3]明显提高。

双螺杆制冷压缩机工作时,阴阳转子相互啮合,吸气口和排气口在转子轴线方向上,经济器补气口设置在压缩机吸气结束、压缩未开始的位置。国内外学者对经济器的性能进行了大量的研究。S. Jonsson^[4]构建了带经济器螺杆压缩机的数学模型并编制了相应的计算程序,但计算结果没有进行实验验证。吴华根等^[5]通过实测给出了补气工况下带经济器双螺杆压缩机的 p - v 图,研究了在不同的经济器补气压力

下,双螺杆压缩机的功率、效率等性能变化。由于室外气象条件和室内负荷时刻变化,空调冷水机组满负荷运行时间小于总运行时间的 1%,大部分时间在部分负荷下运行^[6],因此研究不同工况下部分负荷的螺杆压缩机经济器补气口的特性,分析经济器补气口瞬时压力的影响因素,更具有现实意义和实用价值。

1 理论分析

螺杆压缩机已广泛应用于低温工况^[7-8],当压缩比大于 8~10 时,制冷系统一般采用双级或多级压缩^[9],但其系统和控制逻辑关系较为复杂,因此螺杆压缩机制冷系统在低温工况时普遍采用经济器,蒸发温度越低,制冷效率越高,采用经济器越经济^[10]。在螺杆压缩机制冷循环系统中常见的经济器有闪发式和换热器式两种^[11]。

带闪发式经济器的螺杆压缩机制冷系统原理及压焓图如图 1 所示,全部冷凝器内高温高压液体经过一级节流后变成中压气液混合物进入经济器,闪发制冷剂蒸气经补气口进入压缩机,与系统吸气混合后进行压缩;制冷剂液体经二级节流进入蒸发器中吸热蒸发,蒸发后的制冷剂气体进入压缩机吸气腔^[12]。这种系统相对简单,制冷性能较好^[13],但由于经济器内制冷剂处于中间压力的饱和液体,二级节流时供液压力较低,可能造成节流阀不在额定工况下工作,供液

量偏少,制冷量较少。换热器经济器制冷循环一小部分的中温高压液体经过辅助节流阀进入经济器,节流后的两相制冷剂工质与中温高压液体在经济器内换热,吸收热量后汽化经补气口进入压缩机。中温高压液体在经济器中过冷后,经二级节流阀进入蒸发器。这种系统相对复杂,制冷性能较闪发式的差,但中温高压液体在经济器中压损较小,系统供液制冷剂具有一定的过冷温度,克服了闪发式经济器制冷循环供液不足的缺点^[9]。

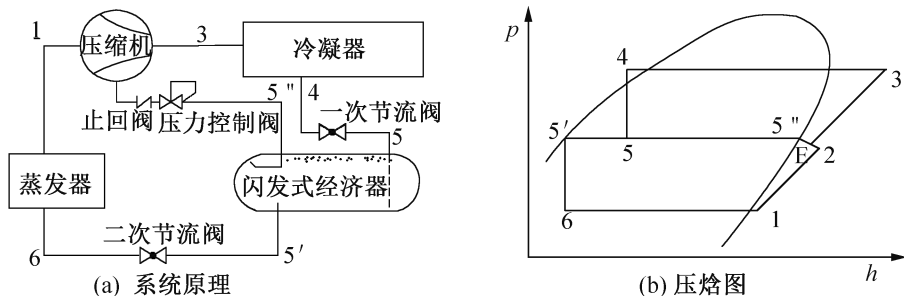


图 1 带闪发式经济器的螺杆压缩机制冷系统

Fig. 1 Screw compressor refrigeration system with flash economizer

1.1 补气压力的确定

带补气口的螺杆压缩机工作过程为:当压缩机吸气时,制冷系统低温低压的制冷剂(点 1)与吸气腔相通,吸气结束时螺杆齿槽与吸气口脱离,形成基元容积,随着双螺杆不断啮合工作,制冷工质与中间补气口连通。理论上,闪发式经济器的压力为 p_m ,稍大于压缩机补气压力 p_E ,或近似相等,螺杆压缩机在转子长度方向上开补气口,其位置决定一级内容积比,一级压缩结束时的压力和温度通过式(1)、式(2)^[14]得到。

$$p_E = p_s (\eta_{v1} \varepsilon_{v1})^n \quad (1)$$

$$T_E = T_s \left[\frac{p_E}{p_s} \right]^{\frac{n-1}{n}} \quad (2)$$

式中: p_E 为压缩机吸气压力, kPa; p_s 为一级压缩结束时的压力, kPa; T_s 为压缩机吸气温, K; T_E 为一级压缩结束时的温度, K; η_{v1} 为一级内压缩容积效率; ε_{v1} 为一级内压缩容积比; n 为多变过程指数。

1.2 经济器压力对补气量的影响

带经济器制冷系统补气量由两个参数决定:压缩机补气过程中所需的单位补气量 α_1 和经济器内气液热平衡所能提供的单位补气量 α_2 。当 $\alpha_1 = \alpha_2$ 时,制冷系统补气过程平衡。在补气过程中,压缩机所需的补气量 α_1 由补气压力 p_m 和经济器补气口处的基元容积内的压力 p_E 决定。单位补气量 α_1 的计算式为^[15]:

$$\alpha_1 = \frac{v_E}{RnT_E} (p_m - p_E) \quad (3)$$

式中: p_m 为经济器中间补气压力, kPa; p_E 为经济器补气口处的瞬时压力, kPa; v_E 为经济器补气口处的瞬时比容, m^3/kg ; R 为摩尔气体常数, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

中间补气过程能量守恒,应用热力学第一定律,能量方程为式(4),由于旋转是连续的,混合过程是瞬时的,可假设其过程绝热等容,故比容方程^[16]如式(5)所示。

$$h_2 + \alpha_2 h_{s'} = (1 + \alpha_2) h_E \quad (4)$$

$$v_E = v_2 / (1 + \alpha_1) \quad (5)$$

式中: h_2 为第一级压缩结束制冷剂气体比焓, kJ/kg ; $h_{s'}$ 为闪发式经济器内的饱和制冷剂气体比焓, kJ/kg ; v_2 为第一级压缩终了压力下的制冷剂气体比容, m^3/kg 。

由式(3)可知, α_1 随经济器补气压力 p_E 的增大而减小,随经济器中间压力 p_m 的减小而减小。当补气量减小时制冷系统制冷量变小,制冷效率降低。

1.3 补气量的控制

当经济器中间压力大于补气压力时,经济器内气液热平衡所能提供的补气量大于压缩机补气过程中所需的补气量,导致压缩机非正常工作。相反,当经济器中间压力远小于补气压力时,会使制冷剂倒流,严重时会产生剧烈的振动和管路温度急剧变化,导致管路断裂。在经济器与补气口之间需安装一个压力

控制阀,工作过程中,作为节流启闭件的主阀瓣开度是变化的。阀瓣开度的变化,不但可以通过节流改变介质的压力,而且可以保证系统所需的流量稳定地通过压力控制阀。通常选定的压力控制阀允许通过的最大流量应大于系统所需的最大流量,在压力控制阀后安装止回阀。

经济器补气要求有稳定的流量,在介质流经压力控制阀时,压力降低,而流量不变。如果流经某压力控制阀的流量相同,那么该压力控制阀的开度与压力控制阀的进出口压差成反比。压力控制阀的进出口压差越大,开度越小,介质经过压力控制阀的流速越大。压力控制阀的进出口压差越小,开度越大,介质经过压力控制阀的流速越小。如果流经压力控制阀的流量发生变化,那么压力控制阀的开度将与流量的变化成正比。

压力控制阀的出口压力由经济器补气压力 p_E 决定,进口压力直接受到压力控制阀调节装置的控制。如果一个压力控制阀的调节装置设定了某一数值的阀后压力,那么该压力控制阀的进口压力将在此设定值附近小范围 (Δp_c) 波动,此时出口压力的变化 Δp_E 对进口压力的变化 Δp_c 的影响,以及压力控制阀的流量的变化 ΔQ 对 Δp_c 的影响,是反映该压力控制阀性能的重要指标。在一定的范围内, Δp_E 对 Δp_c 的影响越小越好,同样 ΔQ 对 Δp_c 的影响也是越小越好。

2 实验研究

2.1 实验装置

实验所用压缩机为半封闭双螺杆压缩机,阳转子直径为 151.08 mm,转子长径比为 1.6,设计最高转速为 6 884 r/min,电机采用变频驱动,阳转子每转一圈理论输气量为 0.002 456 m³。压缩机内容积比 V_i 按三级设计,分别为 2.2、3.5、5.0,经济器补气口处的设计 V_i 值为 1.05。实验工质为丙烷(R290)。整个测试在压缩机性能测试台完成,实验环境和接管方式如图 2 所示。为了测试经济器补气口处的压力变化,实验采用压差传感器测量压缩机吸气口处的压力与经济器补气口处的压力差。测试仪器的技术参数和精度如表 1 所示。

3.2 实验方法及结果分析

为了验证驱动压缩机的电机频率和排气压力对补气压力的影响,实验中保持压缩机吸气压力不变,通过分别改变压缩机排气压力和压缩机频率来测量经济器补气口处的压力。

实验 1:压缩机测试台在冷凝温度 40 ℃,蒸发温



图 2 变频螺杆压缩机测试装置
Fig. 2 Testing device for variable frequency screw compressor

表 1 测试仪器

Tab. 1 Testing instruments

序号	仪器设备名称	技术参数	精度
1	压力变送器	0 ~ 1 304 kPa	0.50%
2	压力变送器	0 ~ 5 516 kPa	0.50%
3	质量流量计	(453.6 ~ 4536) kg/min	0.5 级
4	质量流量计	(37.5 ~ 375) kg/min	0.5 级
5	差压传感器	0 ~ 249 kPa	0.50%
6	温度传感器	-50 ~ 50 ℃	0.05%

度 5 ℃ 时测试双螺杆压缩机,保持压缩机吸气压力稳定,改变压缩机运行频率来测量经济器补气口处的压力。根据式(1),取 $p_s = 450$, $\eta_{v1} = 0.92$, $\varepsilon_{v1} = 1.15$, $n = 1.21$,在不考虑任何泄漏影响的情况下,经济器补气压力为 481.8 kPa。在此标准工况下不同频率的经济器补气口压力变化如图 3 所示。

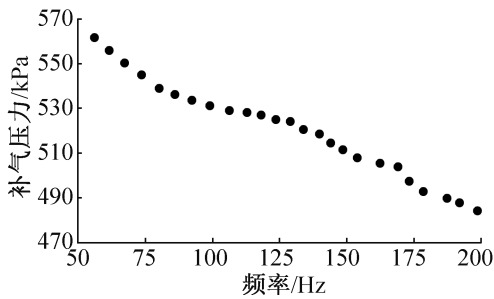


图 3 不同频率下的经济器补气口压力
Fig. 3 Superfeed pressure under different frequency

由图 3 可知,满负荷 200 Hz 时的经济器补气压力与设计值一致为 487.1 kPa,误差约为 1.1%。所以经济器补气压力实验值与理论值基本一致。随着频率的下降经济器补气口的压力不断上升,电机频率从 200 Hz 降至 50 Hz,经济器补气压力上升了 88.3 kPa。

实验 2:双螺杆压缩机在标准工况下满负荷运

行,电机频率保持 200 Hz,压缩机吸气压力 450 kPa 保持稳定,在压缩机不同的排气压力下经济器补气压力变化如图 4 所示。由图 4 可知,经济器补气压力随着排气压力的增大而不断上升,排气压力从 1 292 kPa 升至 1 685 kPa 时,经济器补气口压力上升约 4.9 kPa,增幅较小,明显小于压缩机频率变化带来的影响。这一结论与压缩机容积效率有关。

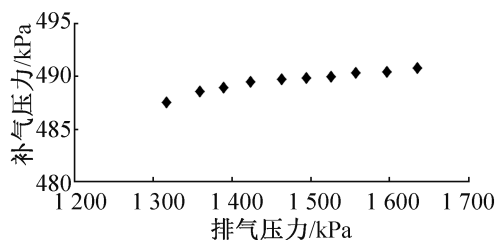


图 4 排气压力与经济器补气压力

Fig. 4 Superfeed pressure with exhaust pressure

1) 双螺杆转子在啮合过程中,制冷剂气体通过转子间隙泄漏,可分为外泄漏和内泄漏。外泄漏指基元容积中压力升高的气体向吸气通道或正在吸气的基元容积中泄漏;内泄漏指高压区内基元容积之间的泄漏。因此外泄漏直接影响螺杆式冷水机制冷压缩机的容积效率,内泄漏则仅影响压缩机的功耗。

2) 螺杆式制冷压缩机的转子和机壳因受到压缩气体的加热而温度升高。在吸气过程中,气体受到转子、机壳以及吸气管道的加热而膨胀,故相应的减少了气体的吸入量,导致螺杆式制冷压缩机的容积效率降低。

因此,在转速较高、全负荷运行、压比小、喷油量适宜、油温低的情况下螺杆式制冷压缩机的容积效率较高。

在压缩机测试过程中,同一工况下压缩机运行频率从 200 Hz 降至 50 Hz,容积效率从 92% 降至 80% 左右;同一运行频率下,排气压力从 1 292 kPa 升至 1 685 kPa,容积效率从 92% 降至 90%。由此可见,随着频率的降低或排气压力的上升,压缩机的内泄漏必然增加,相应的容积效率下降,这部分从高压处泄漏的流体使经济器补气口处的压力提高。

3 结论

在不同工况下,通过对带经济器的变频螺杆压缩机性能的研究,压缩机排气压力或电机频率对经济器补气压力和容积效率等参数的影响,得到如下结论:

1) 在额定工况下,制冷螺杆压缩机频率越低,经济器补气压力越高,电机频率从 200 Hz 降至 50 Hz,经济器补气压力上升了 88.3 kPa。说明压缩机转子

转速越低,从压缩机排气侧通过转子齿间泄漏量越多。

2) 压缩机高低压差越大,经济器补气压力越高,当吸气压力保持不变时,排气压力提高 30%,经济器补气压力只上升了 4.9 kPa,压缩机的容积效率降低 2% 左右。说明压缩机压比越大,从压缩机排气侧通过转子齿间泄漏量越多。

3) 与压缩机排气压力相比,电机频率对补气压力和容积效率的影响较大。压缩机的运行频率越高或吸排气压差越小,转子齿槽间的内泄漏越小,低压制冷剂气体吸收热量越小,压缩机容积效率越高,经济器补气压力越低,补气量越大。

传统螺杆压缩机经济器补气口是按照满负荷、额定工况设计的,不会考虑部分负荷或非标准工况对经济器补气孔口的影响。而制冷系统一般都在非标准、部分负荷下工作,经济器补气压力随着负荷和工况而变化,选用合适的压力控制阀,调节经济器补气量能够确保压缩机可靠稳定工作,提高经济器的效率。随着 IPLV 的推广,对经济器压力控制技术得到广泛的应用。

本文受江苏省交通运输厅科技项目(2013Y27-05)资助。
(The project was supported by Science and Technology Project of Jiangsu Provincial Transportation Department (No. 2013Y27-05).)

参考文献

- [1] 许树学,马国远,赵博,等. 以 R32 为工质的准二级压缩热泵系统实验研究[J]. 制冷学报,2011,32(5):12-14. (XU Shuxue, MA Guoyuan, ZHAO Bo, et al. Experimental research on quasi two-stage compression heat pump using R32[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(5): 12-14.)
- [2] 郁永章. 容积式压缩机技术手册[M]. 北京:机械工业出版社,2000:10. (YU Yongzhang. Technical manual of volume compressor[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2000:10.)
- [3] 李园园,田金额,马麟. 带经济器的热泵系统用涡旋压缩机的理论研究[J]. 制冷,2008,27(1):27-32. (LI Yuanyuan, TIAN Jinying, MA Lin. Theoretical study of scroll compressor for heat pump system with economizer[J]. Refrigeration, 2008, 27(1): 27-32.)
- [4] JONSSON S. Performance simulation of twin-screw compressors with economizer[J]. International Journal of Refrigeration, 1991, 14(6): 345-350.
- [5] 吴华根,彭学院,邢子文,等. 经济器补气压力对双螺杆制冷压缩机性能影响的试验研究[J]. 制冷学报,

- 2003, 24 (4): 10 – 13. (WU Huagen, PENG Xueyuan, XING Ziwen, et al. Experimental study of the influence of economizer air pressure on the performance of twin screw refrigeration compressor [J]. Journal of Refrigeration, 2003, 24 (4): 10 – 13.)
- [6] 曹琦. 部分负荷综合值 IPLV 的含义探讨[J]. 制冷空调与电力机械, 2004, 25 (2): 9 – 10. (CAO Qi. Discussion on the meaning of partial load synthetic value IPLV [J]. Refrigeration, Air Conditioning and Electric Power Machinery, 2004, 25 (2): 9 – 10.)
- [7] 黄超, 张华, 邬志敏. 中间补气的涡旋制冷压缩机的工作特性 [J]. 流体机械, 2002, 30 (4): 11 – 13. (HUANG Chao, ZHANG Hua, WU Zhimin. Working characteristics of a scroll compressor with central air make-up [J]. Fluid Machinery, 2002, 30 (4): 11 – 13.)
- [8] 吴华根, 邢子文, 束鹏程. R134a 螺杆制冷压缩机工作过程数值模拟及实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38 (5): 487 – 490. (WU Huagen, XING Ziwen, SHU Pengcheng. Theoretical and experimental investigation on working process of screw refrigeration compressor with R134a [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, 38 (5): 487 – 490.)
- [9] 王起霄, 糜仁华, 刘兴业. 北方地区小型氨制冷系统压缩机选型探讨[J]. 哈尔滨商业大学学报 (自然科学版), 2004, 20 (6): 725 – 728. (WANG Qixiao, MI Renhua, LIU Xingye. Discussion on compressor selection of small ammonia refrigeration system in North China [J]. Journal of Harbin University of Commerce (Natural Science Edition), 2004, 20 (6): 725 – 728.)
- [10] 李玉春, 蔡志鸿, 何永锋, 等. 带经济器的热泵性能特征研究[J]. 制冷学报, 2011, 32 (6): 17 – 19, 23. (LI Yuchun, CAI Zhihong, HE Yongfeng, et al. Study on performance characteristics of heat pump with economizer [J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32 (6): 17 – 19, 23.)
- [11] 秦黄辉. 带闪蒸型经济器的风冷螺杆热泵机组性能的实验研究[J]. 制冷学报, 2013, 34 (5): 55 – 58. (QIN Huanghui. Experimental study on performance of air-cooled screw heat pump unit with flashing economizer [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34 (5): 55 – 58.)
- [12] 柴玉鹏, 马国远, 许树学, 等. 带闪蒸器补气的 R134a 准二级压缩制冷/热泵系统实验研究[J]. 制冷学报, 2017, 38 (2): 11 – 16. (CHAI Yupeng, MA Guoyuan, XU Shuxue, et al. Experimental research on quasi two-stage compression heat pump with flash tank vapor-injection using R134a [J]. Journal of Refrigeration, 2017, 38 (2): 11 – 16.)
- [13] 黄虎. 大型风冷热泵冷热水机组经济器运行的实验研究[J]. 南京师范大学学报 (工程技术版), 2002 (2): 89 – 92. (HUANG Hu. Experimental study on economical operation of a large air-cooled heat pump chiller [J]. Journal of Nanjing Normal University (Engineering and Technology Edition), 2002 (2): 89 – 92.)
- [14] 柴沁虎, 马国远, 江亿, 等. 带经济器的涡旋压缩机制冷循环热力学分析[J]. 清华大学学报 (自然科学版), 2003, 43 (10): 1401 – 1404. (CHAI Qinhu, MA Guoyuan, JIANG Yi, et al. Analysis of scroll compressor with economizer refrigeration cycle thermodynamic [J]. Journal of Tsinghua University (Natural Science Edition), 2003, 43 (10): 1401 – 1404.)
- [15] 缪道平, 吴业正. 制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001: 2. (MIU Daoping, WU Yezheng. Refrigeration compressor [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2001: 2.)
- [16] 邬志敏. 经济器螺杆制冷压缩机补气和排气孔口的确定[J]. 制冷学报, 1984, 5 (2): 10 – 17. (WU Zhimin. Determination of air supply and exhaust orifice in economizer screw refrigeration compressor [J]. Journal of Refrigeration, 1984, 5 (2): 10 – 17.)

通信作者简介

秦黄辉, 男, 副教授, 高级工程师, 南通航运职业技术学院轮机系, (0513) 85965672, E-mail: qhh@ntsc.edu.cn。研究方向: 低温制冷系统。

About the corresponding author

Qin Huanghui, male, associate professor, senior engineer, Department of Marine, Nantong Shipping College, + 86 513-85965672, E-mail: qhh@ntsc.edu.cn. Research fields: refrigeration system of low temperature.