

文章编号: 1671-6612 (2023) 03-460-05

# 压缩机储液器回油孔设置对空调性能影响分析

王喜成

(珠海格力电器股份有限公司 珠海 519070)

**【摘要】** 压缩机储液器是压缩机的核心部件,起到缓解吸气管脉动,改善噪音品质的作用,同时对制冷剂进行汽液分离,防止液态制冷剂进入压缩机引起液击。储液器与压缩机泵体相连接的管道上会设置回油孔,用于将沉积在储液器中的润滑油带回到压缩机缸体中进行润滑。回油孔的孔径和高度对压缩机的回油、回液起着至关重要的作用,结合产品开发中遇到的问题,分析回油孔高度的设置对空调性能的影响,为同类问题的解决提供经验借鉴。

**【关键词】** 压缩机; 储液器; 回油孔; 高度; 空调性能

中图分类号 TU83 文献标识码 B

## Analysis of the Influence of Compressor Reservoir Return Hole Setting on Air Conditioning Performance

Wang Xicheng

(GREE Electric Appliances, Inc. of Zhuhai, Guangdong, 519070)

**【Abstract】** The compressor reservoir is the core component of the compressor, which plays the role of relieving suction pulsation, improving noise quality, and separating the refrigerant from steam and liquid to prevent the liquid refrigerant from entering the compressor and causing liquid shock. An oil return hole is provided in the pipe connected to the compressor pump body to bring the oil deposited in the reservoir back to the compressor block for lubrication. The pore size and height of the oil return hole play a crucial role in the oil return and liquid return of the compressor, and this paper analyzes the influence of the setting of the oil return hole height on the performance of the air conditioner in combination with the problems encountered in product development, and provides experience for solving similar problems.

**【Keywords】** Compressor; reservoirs; oil return hole; Height; Air conditioning performance

## 0 引言

房间空调器是小型空气调节装置,通过模式切换实现制冷量、制热量输出。影响空调设备能力输出的影响因素很多,叶务占<sup>[1]</sup>从空调用分流器个体差异方面阐述其对空调性能一致性的影响,王喜成<sup>[2]</sup>从分流器结构及摆放方式阐述对换热器性能的影响,杨强、戴立生<sup>[3]</sup>则阐述了蒸发器亲水性对空调性能的影响。以上研究从影响换热器换热量的因素出发进行多方面论证,并提出了有效的改善措施。崔嵩、孟亚鹏等<sup>[4]</sup>研究了压缩机转速与回油率对空调性能的影响,张永亮、睦敏<sup>[5]</sup>研究了滚动转

子式压缩机装配间隙对空调性能一致性的影响。以上研究从压缩机吐油、结构装配方面说明了影响因素。郭宋、洪宇峰等<sup>[6]</sup>从可靠性方面阐述了储液器回油孔的重要性及设置要点,但未涉及回油孔设置对性能的影响。压缩机的泵体零件气缸、滚子等之间的配合面是制冷剂泄露的主要通道,通过润滑油进行密封和冷却,如果润滑油的密封性能变差,必然导致泄漏量增加,进而影响空调制冷、制热的性能输出。文章通过对产品开发中遇到的问题进行阐述、分析、以及优化方案的验证,展现了回油孔的设置对空调性能的影响,为空调开发过程中同类问

题的解决提供经验借鉴。

### 1 性能异常现象

#### 1.1 实验样机

实验样机配置如表1所示。

表1 实验样机配置

Table 1 Experimental prototype configuration

室内机	蒸发器	管径 $\phi$ /mm	7
		排数	2
		U 管数	16
		U 管长度/mm	630
		翅片片型	开窗
		风叶	贯流
室外机	冷凝器	压缩机排量/cc	9.8
		管径 $\phi$ /mm	7
		排数	2
		U 管数	24
		U 管长度/mm	796
		翅片片型	波纹
	风叶	轴流	
	制冷剂	R32/850g	
	节流装置	电子膨胀阀	

#### 1.2 压缩机储液器回油孔

回油孔距离储液器底面距离为标记为  $H$ ，如图 1 所示，未优化前  $H=38\text{mm}$ 。

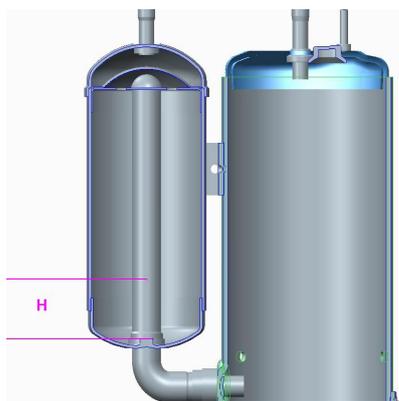


图 1 压缩机回油孔示意图

Fig.1 Schematic diagram of the compressor oil return hole

#### 1.3 测试数据及测试现象

压缩机结构数据如表 2 所示。

表 2 压缩机结构数据

Table 2 Compressor structure data

	排量/cc	9.8
电机	槽型	6 级 9 槽
	叠高	35mm
	反电动势	61.94
泵体	排气方式	顶部直排
	汽缸直径	38.92
	汽缸高度	20
储液器回油孔	直 (mm)	1.2
	高 (mm)	38

在室内  $20^{\circ}\text{C}/12^{\circ}\text{C}$ ，室外  $2^{\circ}\text{C}/1^{\circ}\text{C}$  工况下，以  $135\text{Hz}$  运行时，制热量达不到  $5000\text{W}$  的目标要求，主要变现为制热周期内，排气温度高，开机的初期和末期室外机盘管温度降低较大，运行后期的制热衰减量大，制热量测试数据如表 3 所示。测试峰值制热量满足目标值 ( $6100\text{W}$ )，但周期平均制热量偏低目标值约  $455\text{W}$ ，进入化霜前制热量仅  $4546\text{W}$ ，相比峰值制热量衰减约  $26.2\%$ ，运行中后期制热量衰减严重是导致制热量低的主要原因。

样机运行过程中的关键参数排气温度、室外换热器盘管温度、电子膨胀阀开度变化如图 2、图 3 所示。

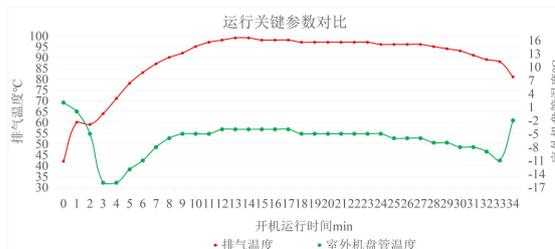


图 2 排气温度、室外机盘管温度变化图

Fig.2 Exhaust temperature, outdoor unit coil temperature change diagram

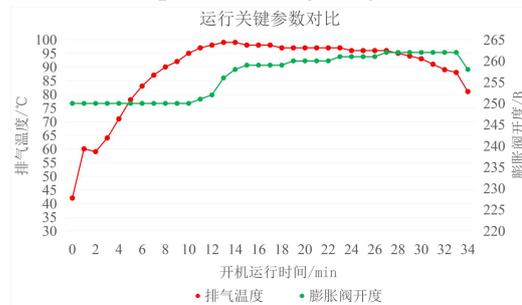


图 3 排气温度、膨胀阀开度变化图

Fig.3 Discharge temperature, expansion valve opening change chart

图2中样机的排气温度上升的速度快,且幅度较开发经验值(85℃左右)偏大约10℃,同时样机的室外机盘管温度在开机的前几分钟以及运行周期的后期都有出现大幅降低。由于控制上是通过目标排气调节膨胀阀开度,样机排气偏高引起电子膨胀阀开度较开发经验值偏大约40B,如图3显示,节流变弱进而引起室外侧换热温差减小,制热量变低。

## 2 问题分析

### 2.1 理论推导

从上述现象推导出以下结论:

(1) 机组以设置的目标排气温度(85℃)为目标进行电子膨胀阀调节,直至接近目标值,由于

排气偏高的幅度较大,所以运行中膨胀阀一直开大,符合控制逻辑要求。

(2) 排气高可能的原因有:①吸气比容大导致经压缩后排气温度高或者目标排气本身设置偏高不合理;②由于电机靠排气和润滑油流动冷却,排气的质量流量变低,导致排气温度偏高。本次采用证伪法进行推导排除,假设是第一种原因导致排气高,那么从理论上讲,通过开大膨胀阀或者增加制冷剂量,又或者降低目标排气值可以有效改善制冷剂流量,进而降低排气温度,提升制热量。但是经过实验验证,开大膨胀阀开度、降低目标排气值以及增加制冷剂量,均没有明显改善,制热量测试数据如表4、表5所示,实验现象不符合理论推导,假设不成立。

表3 制热量测试数据

Table 3 Heating test data

频率	初始开度	目标排气	制热量	功率	能效	峰值制热量	化霜前制热量	衰减率
/Hz	/B	/℃	/W	/W	/	/W	/W	/
135	250	90	4546	1832	2.48	6162	4546	26.20%

表4 调整膨胀阀开度及降低目标排气后制热量测试数据

Table 4 Adjust the expansion valve opening and reduce the heat generation test data after the target exhaust

数据状态	运行条件			测试数据			采集温度		压力	
	频率	初始开度	目标排气	制热量	功率	能效	吸气	排气	低压	高压
	/Hz	/B	/℃	/W	/W	/	/℃	/℃	/MPa	/MPa
优化参数1	135	260	74	4264	1650	2.58	-10.8	79.6	0.4	2.14
优化参数2	135	270	75	4378	1689	2.59	-9.7	80.4	0.417	2.19

表5 增加制冷剂量后制热量测试数据

Table 5 Heating test data after increasing the refrigerant dose

数据状态	频率	初始开度	目标排气	制热量	功率	能效	峰值制热量	化霜前制热量	衰减率
	/Hz	/B	/℃	/W	/W	/	/W	/W	/
原始参数	135	250	90	4546	1832	2.48	6162	4546	26.20%
+50g 制冷剂	135	250	90	4597	1799	2.56	6102	4293	29.60%

假设是第二种原因,结合膨胀阀开大和增加制冷剂量的影响因素排除,那么有可能是制冷剂泄露引起的实际的有效排量降低引起排气偏高。究竟是什么因素导致的泄露呢?压缩机滚子与法兰、气缸内壁间隙是制冷剂泄露的主要通道,而配合面通过润滑油进行密封,如果润滑油的温度较高或者油量不够,就会降低油膜厚度及润滑油的流动性,进而

降低润滑油的密封效果,导致泄露增加和排气温度升高。压缩机的回油路径主要有有机内回油、吸气制冷剂混合带油和压缩机储液器内通过回油孔的回油,压缩机的回油孔设置过高会增加回油的难度,再加上高频下奔油量增多,可能会出现回油量不足问题,引起润滑及密封效果变差,同时高频运行下压缩机的运行压力比增大,加剧了泄露,实验现象

符合理论推导，假设成立。

### 2.2 优化验证

根据上述推导，优化后回油孔高度  $H=18\text{mm}$ 。理论上讲，由于低频下压缩机的奔油量少，且储液器容易汇聚较多的制冷剂，由于制冷剂的密度大于润滑油的密度，降低回油孔高度后，液态制冷剂更容易优先从回油孔进入压缩机泵体，降低泵体及排气温度。因此，在低频下，优化前、优化后在同等条件下要达到同一目标排气，优化后膨胀阀的开度相比优化前要小一些，而且由于进入泵体的制冷剂量增加，压缩机做功也会有所上升。因此在验证方案上，设计了高频（低温制热量）和低频下的性能验证（中间制冷量/中间制热量）。

优化前排气温度高，如果仅调整回油孔位置，膨胀阀初始开度及目标排气值不变条件下，优化后排气温度上升速度、初期抽吸导致的室外机盘管温度降低幅度都会有所减小，但是目标最优排气设置偏高，会导致运行过程中膨胀阀开度不断减小，低压降低，造成运行过程中结霜速度加快，引起制热

衰减快，如图 4 所示。

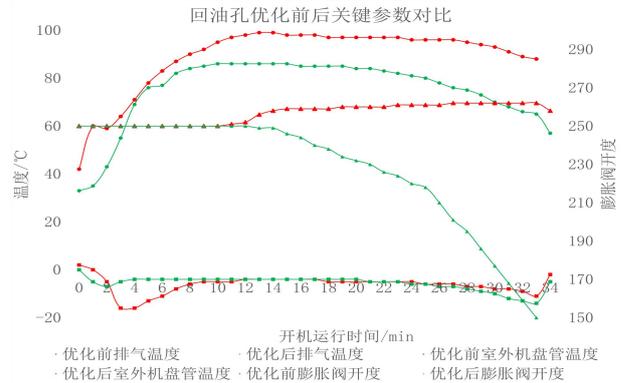


图 4 回油孔优化前后运行关键参数对比

Fig.4 Comparison of key parameters of operation before and after oil return hole optimization

理论上分析，压缩机润滑油量增加后，可以更好的冷却泵体和密封间隙，最优排气温度会降低。基于此，对目标排气进行下调，实际测试制热量确有大提升，调整初始开度及目标排气后制热量测试数据如表 6 所示。

表 6 调整初始开度及目标排气后制热量测试数据

Table 6 Adjust the initial opening and the heat generation test data after the target exhaust

压缩机状态	运行条件			测试数据			采集温度		压力	
	监控频率 /Hz	初始开度 /B	目标排气 /°C	制热量 /W	功率 /W	能效 /	吸气 /°C	排气 /°C	低压 /MPa	高压 /MPa
整改前	135	250	90	4546	1832	2.48	-10	89.3	0.44	2.39
整改后	135	270	74	4895	1924	2.54	-8	73.6	0.484	2.45

回油孔优化及降低目标排气后，实际测试制热量 4895W，较优化前制热量增加 349W，化霜前制

热量衰减率从 26.2%降低至 8%，运行关键参数对比如图 5 所示。

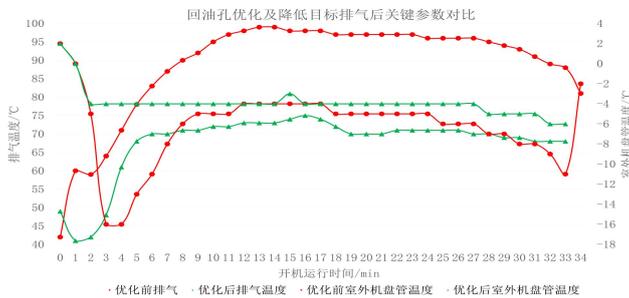


图 5 回油孔优化及降低目标排气后运行关键参数

Fig.5 The return hole optimizes and reduces the key parameters of operation after the target exhaust

从图 5 可以看出，增大初始开度且降低目标排气后，运行过程中室外机盘管温度的稳定性变好，没有出现大的波动。

低频下（中间制冷量/中间制热量）的验证数

据如表 7 所示。数据趋势符合预期推导，从侧面佐证了压缩机缺油对空调性能的影响的理论分析的正确性。

表 7 优化后低频性能测试数据

Table 7 Optimized low-frequency performance test data

测试项目	实验工况	压缩机状态	运行条件			测试数据			采集温度		
			频率 /Hz	初始开度 /B	运行开度 /B	目标排气 /°C	制热量 /W	功率 /W	能效 /	吸气 /°C	排气 /°C
中间制冷量	内 27°C/19°C	优化前	21	170	180	56	1686	379	4.45	22	55
	外 35°C/24°C	优化后	21	170	160	56	1682	386	4.36	24	56
中间制热量	内 20°C/12°C	优化前	40	95	102	52	2517	447	5.63	2.1	52
	外 7°C/6°C	优化后	40	95	97	52	2455	450	5.46	2.2	52

### 3 总结

压缩机作为空调系统的主要核心部件,决定着制冷空调系统的性能和使用寿命,压缩机中的润滑油主要起到润滑、冷却和密封等作用。压缩机运行最怕的是缺油,缺油一方面对旋转运动部件的磨损、电机的温升退磁都会带来不可逆的损伤,另一方面密封性和流动性变差,会引起制冷剂泄露增大及泵体的冷却效果变差,排气温度升高,大大降低压缩机的容积效率,增加能耗,对空调的性能输出产生较大的影响。一般在出现压缩机部分缺油(缺油量不至于引起旋转部件卡死)时,外在表征上较开发经验往往是性能输出较大下降、排气温度较大升高,因此在产品开发设计中,遇到上述的异常特征时,除了核查导致上述现象的节流装置是否堵塞、制冷剂充注量是否充足外,压缩机的回油效果确认也不可忽视。

压缩机的回油主要包括机内循环回油和空调系统循环回油。其中在空调系统循环回油中,储液

器回油孔的设计至关重要,要充分结合高频回油效果、低频回液效果进行综合评估。

### 参考文献:

- [1] 叶务占.关于家用空调器分流器单体差异对产品性能一致性影响分析[J].家用电器,2013,(7):45-48.
- [2] 王喜成,崔松林,杨伟,等.分流器结构及摆放方式对空调器室内机换热器性能的影响[J].制冷与空调,2016,16(10):26-28.
- [3] 杨强,戴立生.蒸发器亲水性对空调性能影响的试验研究[J].制冷学报,2007,28(3):6-10.
- [4] 崔嵩,孟亚鹏,张明.压缩机转速与回油率对空调性能影响的试验研究[J].制冷与空调,2021,35(3):328-333.
- [5] 张永亮,睦敏.滚动转子式压缩机装配间隙对空调性能一致性优化[J].家电科技,2021,(2):116-119,124.
- [6] 郭宋,洪宇峰,孙睿男.汽液分离器中配管开孔的设计原理与作用[J].科技咨询导报,2007,(18):35.

(上接第 459 页)

- [14] 罗文海,卢智涛,刘雪峰,等.中央空调冷却水系统变频特性实验研究[J].制冷,2017,36(1):40-45.
- [15] 赵天怡.空调冷冻水系统变压差设定值优化控制方法[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2010.
- [16] 秦汉.变流量空调冷冻水系统管网特性及节能优化研究[D].重庆:重庆大学,2019.
- [17] Gang W, Wang S, Xiao F, et al. Robust optimal design of

- building cooling systems considering cooling load uncertainty and equipment reliability[J]. Applied Energy, 2015,159:265-275.
- [18] 胡泽宽.集中空调冷冻水系统整体水力特性及纠偏控制研究[D].北京:北京建筑大学,2018.
- [19] 伍悦滨,王芳.工程流体力学泵与风机(第2版)[M].北京:化学工业出版社,2016.