

文章编号:1004-1478(2010)01-0091-05

冰箱设计中冷凝器保压技术的节能分析

李建周¹, 张小松¹, 刘蕾², 肖曦³

(1. 东南大学 能源与环境学院, 江苏 南京 210096;

2. 河南新飞电器有限公司, 河南 新乡 453000;

3. 合肥美菱股份有限公司, 安徽 合肥 233000)

摘要:根据冰箱制冷系统中常用循环类型和技术,提出了一种改变传统节能方法的新技术即冷凝保压技术:在循环回路中并联入毛细管泄压回路,通过泄压回路使得系统停机阶段高低压区通过泄压毛细管获得再次节流,冷凝器由于压力缓释效应而继续与环境进行热交换而得到有效散热.经运用实测该技术,节能效果达10%.

关键词:制冷循环;冷凝器保压;节能分析;冰箱设计

中图分类号:TB65

文献标志码:A

Analysis the technology applied in the energy-saving refrigeration system described as keeping the pressure stable inside the condense

LI Jian-zhou¹, ZHANG Xiao-song¹, LIU Lei², XIAO Xi³

(1. College of Energy and Envir., Southeast Univ., Nanjing 210096, China;

2. Henan Xinfeng Electr. Co. Ltd, Xinxiang 453000, China;

3. Hefei Meiling Co. Ltd, Hefei 233000, China)

Abstract: The refrigerator cooling system according to the type commonly used in recycling and technology was analyzed, presents a method to change the traditional energy-saving which is called as the condensation packing techniques: parallel loop into the capillary pressure relief loop, through which the system shut down phase of high and low pressure areas and so as the capillary pressure relief obtained by re-cutting, and the condenser pressure-release effect is due to the continuing heat exchange with the environment be effectively heat. Measured by the use of energy-saving effect, we get the new energy consumption effect of 10%.

Key words: refrigeration cycle; pressure keeps stable inside the condenser; energy-saving analysis; refrigerator design

0 引言

单级蒸气压缩制冷系统的节能技术在家用冰

箱上的运用比较成熟.主要技术包括采用 R600a 制冷工质,改善发泡层厚度以达到较低的热传导系数,或者调整冷凝器的过冷度来获取节流后较少的

收稿日期:2009-09-22

作者简介:李建周(1977—),男,河南省开封市人,东南大学硕士研究生,主要研究方向为制冷系统的节能和优化.

闪发蒸气,辅以强化换热的立体蒸发器结构等.采用上述技术,达到2级节能等级较为容易.如何将节能系数进一步降低到30%以下,是目前研究的重点.目前大部分技术研发主要关注发泡保温层厚度或者加装真空绝热板^[1];使用高COP值的压缩机(目前节能冰箱使用的压缩机COP值已经达到2.0左右).但受材料本身特性影响,能效提升难度较大.

本文将综述常规节能冰箱设计技术中采用的节能措施和方法,提出在循环回路中增加冷凝保压技术.

1 典型制冷系统循环分析

1.1 典型制冷系统工作原理

目前家用冰箱制冷系统多数采用单级蒸汽压缩制冷系统,系统流程图如图1所示.

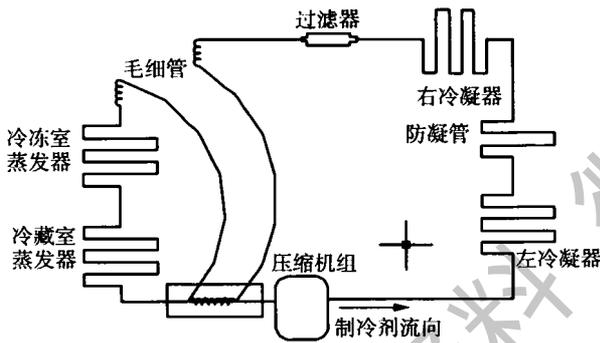


图1 典型制冷系统流程图

这种典型制冷系统为单路循环,依靠布置在冷藏室内的机械温控装置调节储藏温度,冷冻室或者类似间室储藏温度依靠蒸发器面积分布确定.在制冷系统循环时,压缩机吸气缸容积决定制冷剂蒸气流量(容积流量 V 或者质量流量 G).受制冷剂类型影响,提高容积流量或者质量流量要求提高焓差 $h_1 - h_4$ 和降低 v_1 .

由压缩机理论比功分析比较发现,降低冷凝压力或者减少冷凝和蒸发的压差可以实现降低压缩机电耗.由冷凝热负荷 $q_k = (h_2 - h_2') + (h_2' - h_3)$ 以及 $q_k = q_0 + w_0$ 关系可知,冷凝器采用强化换热或者增大冷凝面积可以降低 $h_2 - h_3$,在43℃环境中适当增加冷凝器的过冷度可以加大节流毛细管的流量 G ,以此来提高单位循环制冷量,同时可减少毛细管等焓节流后闪发蒸气比例,增大毛细管质量流

量 G ^[2-3].

优化制冷剂灌注量也可以实现减少冷凝器热负荷的目的.保温层的增加也是降低热损失的有效方法.由 $Q = K \times F \times \Delta T$ 可知,降低箱体保温层的导热系数可以达到节能的目的^[4].

1.2 目前冰箱的节能技术

综上所述,目前冰箱的节能技术基本包括如下几种:

1) 提高蒸发温度,降低冷凝温度.其缺点是提高蒸发温度造成储藏室传热温差 ΔT 变小,压缩机工作系数升高,功耗可能增加.为解决功耗增加的问题不得不使用COP值更高的压缩机,从而成本大幅提升^[3];降低冷凝温度必造成冷凝器的换热面积加大、设备体积增加.

2) 加厚保温层厚度,降低箱体漏热损失.加厚的保温层可以降低箱体漏热,但实验发现,当发泡层达到100mm左右时,门体开关部件(例如门封条等)漏热密度上升,并变得难以有效克服;同时,加厚的保温层使得冰箱容积率大大减少,箱体自重增加,单位制造成本增大.

3) 使用高效压缩机.高效压缩机能够有效降低输入功率,提高制冷系数 ε 和系统循环系数 η_{σ} .缺点是高效压缩机对环境工况的适应性下降,在变电压启动方面表现不佳^[5];同时,由于高效压缩机COP值上升空间逐渐变窄,COP值少量增加带来压缩机制造成本快速上升.

其他方案,如改变蒸发器空间布置来达到储藏温度梯度分布的均匀、增大冷藏室容积减少冷冻容积从而从能耗计算公式上得到较高的等级^[6]、在导热温差较大部位粘贴真空绝热板来减少漏热等,也都可以降低能耗、提升冰箱节能水平,只是可调整的空间和范围越来越小,经济效益越来越差.

从蒸汽压缩制冷循环的蒸发过程和冷凝过程发现,蒸发和冷凝都是在等温条件下进行的,不可逆性小.循环的制冷系数有提升的空间,蒸发器和冷凝器中都是有集态改变的传热过程,传热系数比较大,从而可以简化设备.可见,从系统内部循环特点入手,循环系统的自身节能可以有突破^[3,5-6].

2 冷凝器压力缓释循环制冷系统

2.1 冷凝保压技术工作原理

蒸汽压缩制冷循环的蒸发过程和冷凝过程建

立在压缩机阀片内外的压差持续保持条件下,循环等式表示为

$$Q_k = Q_0 + W \quad \text{①}$$

式中, Q_k 为冷凝器散热量; Q_0 为蒸发器制冷量; W 为压缩机输入功率。

①式在压缩机工作时间区间,数值单向成立(单向成立的含义为:该数值仅为单方向进行,例如, Q_k 只表示冷凝器和外界环境交换散热量);储藏间室在温度达到要求而输入停机信号给压缩机后,①式不再单向成立。

原因主要为:高压区(冷凝器)和低压区(蒸发器)在压差条件下持续平衡,高低压部分热量交换通过节流元件持续,一部分热量在压缩机机腔内交换,由于压缩机机腔温度远高于蒸发器内温度,蒸发器内冷量通过吸气管通道损失。在压缩机机腔温度低于冷凝器温度时,冷凝器向压缩机传热,继续对蒸发器加热,直到压缩机开机后新的平衡建立,循环等式 $Q_k = Q_0 + W$ 再次成立。在新的平衡建立过程中,压缩机输入功补偿蒸发器冷量损失,而冷量损失造成的热输入正是由冷凝器带人。

冷凝保压技术针对改变停机区间高低压平衡造成的散热的方向而应用。制冷系统循环系统流程图如图2所示。

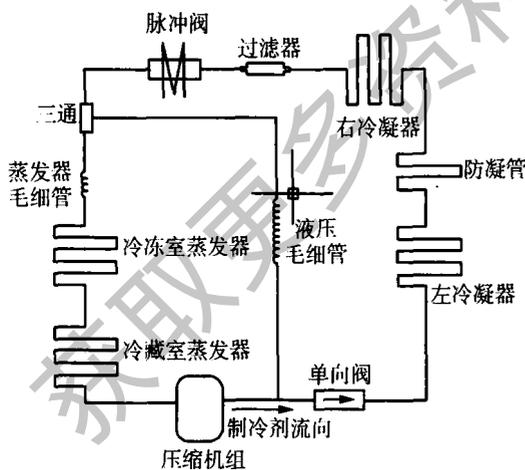


图2 冷凝器压力缓释循环制冷系统图

2.2 循环模式

该系统将一根泄压毛细管并联于冷凝器结构流程,端口由单向阀和三通阀组成制冷剂换向控制器接入循环^[6]。由制冷剂循环流程图可归纳出循环模式如下。

压缩机开机工作状态:脉冲单向阀打开。此时

制冷剂由压缩机进入到冷凝器和过滤装置,再通过脉冲单向阀和三通阀进入节流元件蒸发器毛细管,在冷冻蒸发器和冷藏蒸发器内蒸发吸热,完毕回到压缩机进行再次压缩。

压缩机停机工作状态:脉冲单向阀断开。此时制冷剂由冷凝器反方向进入泄压毛细管进行节流,通过阀组件进入蒸发器蒸发制冷,直到压力平衡。

2.3 两种循环温度分布曲线

图3所示为常规制冷循环冷凝器开停机区间温度分布曲线。图3显示, t_2 点为压缩机停机点,从该时刻开始,系统高低压区失去压差动力,自动开始平衡。受到蒸发器低压区影响,吸气管温度从 t_2 时刻到 t_3 时刻位于环境温度 t (25℃) 以下。该部分冷量 Q_s (该部分冷量是由于回气管在该时间段吸气管温度低于环境温度从而与环境空气换热而造成的无效冷量) 由于不属于有效制冷区域,属于无效。同时由于回气管与蒸发器末端相通,回气管的温度波动进一步影响蒸发器,造成蒸发器温度快速回升。

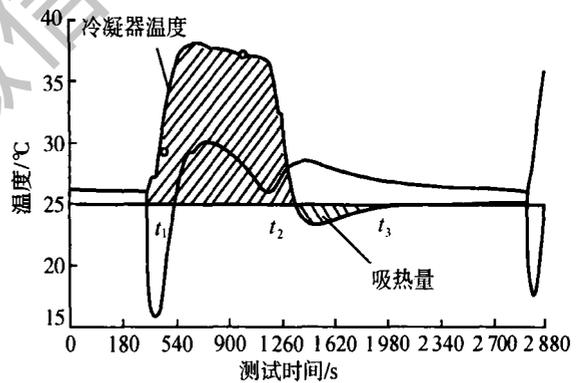


图3 常规制冷循环冷凝器开停机区间温度示意图

图4所示为采用冷凝保压制冷循环后系统冷凝器开停机时刻高压部分温度分布曲线。

从图4中可明显看到冷凝器温度在系统停机后依然保持在28℃到30℃之间,由于高于环境温度(25℃),此期间依然可以与环境进行热交换。吸气管由于没有了从低压部分过来的低温蒸气交换热从而温度快速受压缩机温度影响而上升,该部分热量为压缩机有效散热。高低压部分由于截止阀的存在无法通过原回路平衡,只能从泄压毛细管位置通气,由于压差存在会有以下2种情况并存:

1) 压缩机停机后,冷凝器和蒸发器压差通过泄

压毛细管形成旁路节流,蒸发器内继续获取节流后制冷剂气化潜热.

2)在高低压区通过泄压毛细管的节流时间内,冷凝器部分继续保持高于环境温度的状态,与环境传热温差依然存在,换热保持动态进行.该段换热为有效换热.

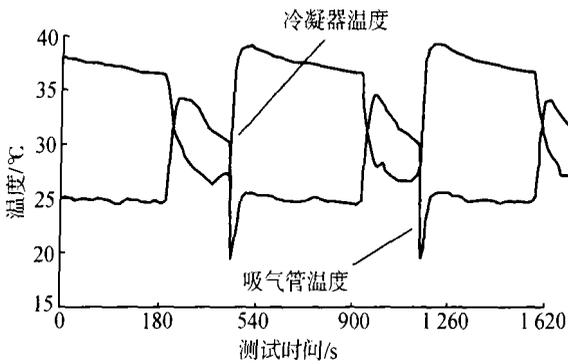


图4 冷凝器压力缓释循环冷凝器开停机区间温度示意图

2.4 两种循环参数和工作过程

常规循环和冷凝保压循环部件热损失比较见表1.

表1 常规循环和冷凝保压循环制冷系统部件热损失比较

循环分类	蒸发压力/Pa	吸气管温度/°C	高低压平衡回路	冷凝器温度/°C
常规循环	p_0	$< t_m$	原回路	t_k
保压循环	p_0	$> t_m$	泄压毛细管回路	$> t_k$

压缩机散热量/W	蒸发器新增冷量/W	系统差别	停机时冷凝压力	系统效率
Q_0	0	无	P_k	ξ
$Q_0 >$	0	滤硫细管	P_k	$> \xi$

传统蒸汽压缩式制冷循环与冷凝器保压循环制冷系统电冰箱工作过程比较.

传统蒸汽压缩式电冰箱冷凝过程如下.

当静态热负荷为 Q_0 ; 实际热负荷为 $Q_0 + Q_x$; 压缩机消耗功 P 时; 冷凝器散热量

$$Q_0 = \int_{t_1}^{t_2} KF \Delta T$$

吸热量为

$$Q_x = \int_{t_2}^{t_3} KF \Delta T$$

系统循环效率 COP , 则

$$P = \frac{Q_0 + Q_x}{COP}$$

$$Q_k = Q_0 + Q_x + P$$

假定系统循环效率为 1.70, 由计算可知

$$Q_k \approx Q_0 \times 5\%$$

则计算结果为

$$Q_x = Q_0 \times 0.09$$

即冰箱热负荷增加约 9%.

从图4 冷凝器温度和吸气管温度分布曲线可知, 压缩机开机区间的无效吸热量由于泄压毛细管的节流作用维持高压高温状态而再次利用.

当静态热负荷为 Q_0 ; 实际热负荷为 $Q_0 - Q_{x1}$; (Q_{x1} 为图3 箭头所示单位吸热量, 该部分吸热量在保压系统中由于在对应停机时间段内冷凝器内压力缓释效应而维持高压高温状态, 从而转化为有效放热) 压缩机消耗功 P , 冷凝器热交换量, 散热量

$$Q_k = \int_{t_1}^{t_2} KF \Delta T$$

吸热量

$$Q_x = \int_{t_2}^{t_3} KF \Delta T$$

系统循环效率 COP , 则

$$P = \frac{Q_0 + Q_x}{COP}$$

$$Q_k = Q_0 - Q_{x1} + P$$

假定原系统循环效率为 1.70, 采用冷凝器保压制冷循环的系统循环效率为 1.75, 根据测试数据计算, Q_x 约为 Q_k 的 8%, 则计算结果为

$$Q_{x1} = Q_0 \times 0.12$$

即冰箱热负荷减少约 12%.

可知, 采用冷凝保压技术后系统节能效果提高为 10%.

3 结论

根据对目前传统冰箱以及 0.25 °C 节能冰箱的分析, 得出一些结论: 完善制冷系统各个部件的设计按照节能参数原则进行优化是非常有必要的, 25 °C 环境温度条件下蒸发温度要求控制在 -26 °C

到 $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$;过滤器的过冷度控制在 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$; $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境下储液罐(气液分离器)尽量保证为干蒸气状态回压缩机;壁面和最热M包的传热温差要大于 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$;尤其重要的是应充分利用冷凝保压技术把停机阶段的高低压部分的压差继续转化为制冷量,维持冷凝器部分的持续散热,这是提高系统效率的有效途径。

笔者通过对这种技术的节能原理研究并以使用冷凝保压技术的BCD—186ZM2SG, BCD—206ZM2SG冰箱制冷设计为例,在循环回路中采用了冷凝保压技术,冰箱热负荷减少约12%,这2款直冷冰箱样机能耗实测值分别达到 $0.25\text{ kWh}/24\text{ h}$ 和 $0.27\text{ kWh}/24\text{ h}$ 。

参考文献:

- [1] 江守利,程文龙,赵锐,等.对箱壁式冰箱使用真空隔热板的分析[J].制冷学报,2007,28(1):54.
- [2] 林超光,陈则韶.冰箱毛细管内流动特性的研究[J].流体机械,2000,28(10):42.
- [3] 杨智辉,刘益才,刘振利,等.冰箱回热毛细管内部流动特性研究[J].真空与低温,2006(4):210.
- [4] 姜彩玲.家用冰箱新型循环的理论研究[D].太原:太原理工大学,2002.
- [5] 李成武.冰箱制冷剂的量对冰箱性能的影响[J].制冷学报,2002(1):58.
- [6] 胡晓宗,魏邦福,陈涛,等.冷凝器保压节能性冰箱制冷系统.中国,CN 2548089[P].2003-04-30.

(上接第85页)

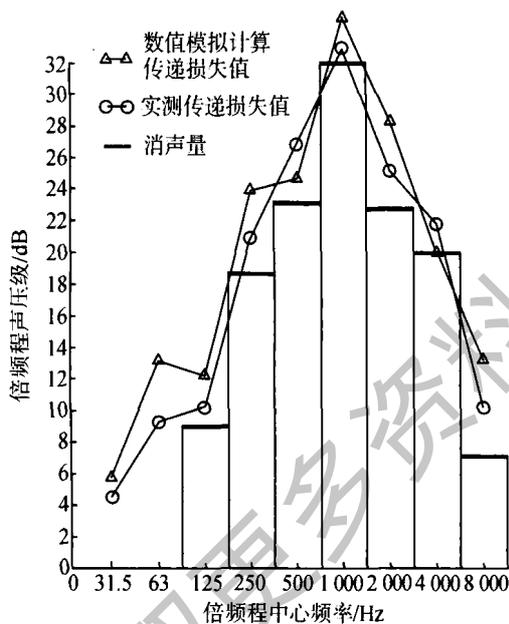


图8 消声量的数值模拟值与实测值

了采用数值模拟技术的消声器设计方案,成功开发出消声器,该消声器符合预期消声效果,与数值模拟方法预测结果无显著差别。

参考文献:

- [1] 刘文礼,潘宏侠.摩托车的主要噪声源分析及简要控制法[J].机械工程与自动化,2006(6):136.
- [2] 吕海峰,潘宏侠.摩托车定置噪声分析[J].机械工程与自动化,2006(6):130.
- [3] 高伟龙.NF125—3摩托车排气噪声的控制与消声器设计[D].武汉:武汉汽车工业大学,2000.
- [4] 黎志勤,黎芬.汽车排气系统噪声与消声器设计[M].北京:中国环境科学出版社,1991.
- [5] 杜功焕,朱哲民,龚秀芬.声学基础[M].上海:上海科学技术出版社,1981.
- [6] 王贤坤,陈淑梅,陈亮.机械CAD/CAM技术应用与开发[M].北京:机械工业出版社,2001.