

电冰箱制冷系统优化设计再析 *

Analysis on Optimization Design for Refrigeration System of Refrigerator

□李 刚 Li Gang 蔡颖玲 Cai Yingling 张凤林 Zhang Fenglin
王 军 Wang Jun 车景顺 Che Jingshun

【作者简介】李刚,男,副教授,主要从事空调、制冷及热工领域教学和科研。主持、参与河南省科技攻关项目《小型制冷设备低压启动研究与产品开发》、《文物柜恒温恒湿研究》及《户式中央空调节能、舒适性研究》等科研项目6项,发表论著多篇。工作单位:河南纺织高等专科学校机电系空调教研室126#。通讯地址:450007 郑州市桐柏路62号院。

蔡颖玲,河南纺织高等专科学校(郑州450007)。

张凤林,河南新飞电器有限公司(新乡453000)。

王军,中原工学院(郑州450007)。

车景顺,河南冰熊保鲜设备股份有限公司(民权476800)。

【摘要】电冰箱节能研究是一重要课题,其中制冷系统优化设计是关键环节,已有相关文献对此进行报道。本文据项目研究实际情况,进一步分析了蒸发器和冷凝器的优化设计,提出了软冷冻及变温技术的节能观点及优化设计,再析了制冷系统优化匹配及制冷剂管路走向等节能措施。

【关键词】电冰箱 优化设计 制冷系统 节能 变温

【收稿时间】2004-05-17

随着科学技术进步及人们生活水平的提高,电冰箱已成为不可缺少的生活必需品,鉴于电冰箱的广泛使用及其较高的能耗状况,节能降耗和环保是电冰箱研发工作的重要课题,而电冰箱制冷系统优化设计是节能降耗的关键环节。本文以河南省科技攻关项目—电冰箱节能技术研究的研发实际,仅对电冰箱制冷系统优化设计提出一些观点,以供磋商。

1. 制冷系统优化设计

*2003 河南省科技攻关项目 项目编号0324220006

1.1 蒸发器的优化设计

制冷循环在制冷剂lgP-h图中表示如图1示1-2-3-4-5-6-1,可以看出,过低的蒸发压力(如图虚线a-b)会引起单位制冷量和制冷系数的减小,同时,由于传热温差加大,也会增加箱体热负荷,引起能耗增加。在保持冰箱各间室温度一定(如F室-18℃,R室5℃)情况下,应尽可能提高蒸发压力(温度),也即降低蒸发器与箱内的温差。有文献介绍,蒸发温度的提高对提高冰箱能效至关重要,采用大内径蒸发管以减小阻力,通过增大蒸发器传热面积来保证箱内所需冷量,从而提高蒸发温度。笔者认为,应合理调节冷藏、冷冻蒸发面积,太大或太小皆不可取,应控制在最佳点。原因有三方面,其一,蒸发面积过大时,制冷剂充注量也必须加大,否则会出现蒸发器出口温度过高,影响温度场稳定性,而制冷剂量的加大必然使耗电增加;另一方面,对整个系统来说,增大蒸发面积在提高蒸发温度的同时,压缩机排气量增加,造成在毛细管中流动阻力更大,从而又降低蒸发温度,同时,冷凝器的散热能力也限制、制约了系统的制冷能力。其二,受到安装空间及使用空间限制,蒸发面积不能太大或太小。其三,由于设计成本及销售影响制约,蒸发器面积应控制在最佳点。本项目在研制过程中着重考虑以下几点。第一,减小冷藏、冷冻两蒸发器的面积

一定情况下,尽量加大冷藏室蒸发器的面积,使冷藏室单独制冷时制冷速度更快(见本文变温技术部分),或使冷藏室尽快达到设定温度自行关闭,保证在低温或高温环境下有最佳的开停比,从而保证在特定环境温度(国际上规定25℃为能耗测试条件)下耗电最少。第二,力求设计高效蒸发器。第三,合理安排蒸发器位置和制冷剂走向。第四,通过理论计算和试验相结合方法,合理匹配蒸发器与冷凝器的传热面积,努力减小冰箱工作系数,避免过低蒸发压力和过高冷凝压力,达节能目的。

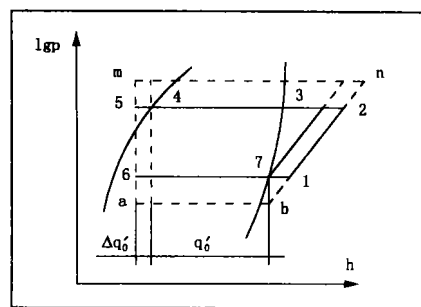


图1

1.2 冷凝器优化设计

从图1看出,过高冷凝压力(如图中虚线m-n,考虑节流损失)同样会引起制冷量减小、耗电增加,进而引起制冷系数减小。同时,由于传热温差加大,引起箱体热负荷增大,能耗增加。有文献介绍,在箱外环境温度一定情况下,应尽量减小冷凝压力即减小冷凝器与箱外环境的换热温差,并合理增加冷凝面积,这样,可降低排气压力,提高深冷程能耗,提高制冷系数

非常有利。笔者认为,增大冷凝器面积,会产生冷凝温度降低,压缩机排气量增加,从而制冷系统制冷能力增大。但是,如果冷凝面积增大是以冷凝器管道面积增大为代价,则要充分考虑加大制冷剂充注量问题,并且仔细测试与蒸发器的正确匹配,否则未能达到预期目的;如果仅增加散热面积而未增加内部管道面积,那么系统制冷剂量变化不大。所以,冷凝面积增加要掌握好一个“度”字,也即应合理匹配冷凝器与蒸发器两传热面积,以避免过低蒸发压力和过高冷凝压力,从而达到节能降耗之目的。在优化冷凝器设计中除合理增大冷凝面积外,本项目充分考虑以下几点:

(1)设计横、竖盘管混排结构冷凝器:由传热学理论分析,在冷凝器内为制冷剂气液两相状态,分析冷凝器中制冷剂流态变化和内、外部换热条件,横排管冷凝器的换热系数比竖排管冷凝器增加3倍以上,为加强流体扰动,破坏流动边界层,采用横、竖盘管相结合走向的冷凝器将会提高冷凝器换热效果,同时也可降低制冷剂流动噪声。

(2)丝管式冷凝器代替百叶窗式冷凝器:由内部结构及传热学理论分析,在其它条件不变情况下,丝管式冷凝器散热好,对应的制冷循环效率提高,能耗减小。

(3)改内藏式冷凝器为外挂式:尽管外挂式冷凝器有碍冰箱整体美观,但其散热条件比内藏式冷凝器好得多,对降低冷凝温度和过冷温度十分有利,可有效节能降耗。

(4)防凝露管节能设计:在冰箱系统中,从压缩机排气管至干燥过滤器出口整个高压区域皆为冷凝器负荷对应区域,包括制冷剂蒸汽的冷却、冷凝及再冷(过冷)三个过程,如图1中2—3、3—4及4—5三个过程,对应设备包括副冷凝器、主冷凝器及门边防露管。不同厂家对这三

部分的设计思路及管路布置走向各不相同,这对系统能耗有直接影响。一般地说,由于排气温度的不同,采用不同制冷剂时管路布置也不相同。本项目采用制冷剂R600a,经模拟实验和理论分析,由于采用R600a使压缩机排气温度降低,约55℃左右,故将压缩机排出的高压气体先进门边防露管,再进主、副冷凝器,这样即使条件变化,门边防露管末端对应温度也高于最高环境温度,既可保证加热门框,提高防露效果,同时,在管路布置时尽量使防露管远离箱体腔,又可减小热量向箱内传递,实现节能之目的,系统图如图2示。

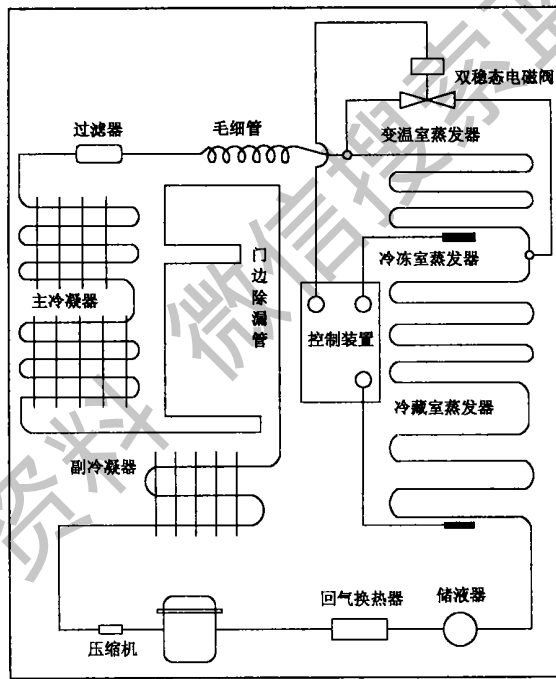


图2

1.3 软冷冻及变温技术设计

从热力学角度考虑,过高的环境温度或过低的箱内温度对电冰箱的能耗均有直接影响。环境温度过高,冷凝器散热受到影响,而冰箱内温度过低,一方面增加传热温差,另一方面需较低的蒸发温度从而降低制冷系统循环效率,甚至延长压缩机开机时间,造成能耗上升。所以,过低的、不必要的冷冻室温度设计无疑会加剧冰箱能耗上升。目前,有些电冰箱设计中盲目追求一些不

必要的功能,对电冰箱节能极为不利。所以,为满足消费者需要,又使冰箱降耗节能,软冷冻及变温设计就显得十分重要。

目前,传统冰箱的两个温区,R室5℃,F室为-18℃,而且F室相对较大。本项目尝试将F室划分两区域,其一温度仍保持-18℃,其二温度为-10℃。F室内冻结物很难在短时间内用刀进行切削处理,在食用前必须解冻,此举一耗时间,二造成营养成分流失。将F室分离出一个-10℃温区,既可使鱼、肉等食品在-7℃—10℃低温下冻结,又能达到短时间内用刀进行切削处理的目的,同时,据使用冰箱需要,也可将此温区温度设定为R室温度5℃或F室温度-18℃,甚至关闭。此即所谓软冷冻及变温技术。

如图2示为软冷冻及变温技术设计制冷系统示意图。从图中可以看出制冷剂经压缩机压缩,在冷凝器中冷凝后流经干燥过滤器和毛细管,系统分为两个支路。支路一:制冷剂经变温室蒸发器、冷冻室蒸发器、冷藏室蒸发器、贮液器和回气换热器后回到压缩机形成循环回路。支路二:制冷剂经双稳态电磁阀、冷冻室蒸发器、冷藏室蒸发器、贮液器和回气换热器后回到压缩机形成循环回路。

在结构设计中,电冰箱由上而下分为冷冻室、变温室和冷藏室(变温室也可设置在冷藏室内部),各间室都有相对独立的蒸发器。变温室蒸发器设计时较大,满足变温室作为三星冷冻室的匹配。而该间室作为其他功能间室使用(如冷藏室、软冷冻室等)时,可以通过设在变温室的温度传感器将温度信号送至电冰

箱的控制装置中,控制装置据温度设定值对双稳态电磁阀的通路进行切换实现。当电冰箱启动运行时,电磁阀处于通电状态,系统按照支路二形成的循环回路运行,同时变温室的温度传感器检测变温室的温度。变温室温度若在变温室的设定温度范围内,系统按照支路二形成的循环回路继续运行。若检测到温度高于变温室设定值上限,电冰箱的控制装置使双稳态电磁阀处于断电状态,系统按照支路一形成的循环回路运行,直到温度传感器感应到温度低于变温室的温度设定值下限时,双稳态电磁阀执行通电操作,系统又按支路二循环回路运行。此时冷冻室和冷藏室温度继续下降,直到冷藏室温度达到标准后,压缩机停机,系统如此往复循环。

需要指出,变温室蒸发器按三星冷冻室要求(-18℃)与冷冻、冷藏室蒸发器匹配,制冷剂充注量也按变温室为冷冻室制冷能力充注,这样一来,通过双稳态电磁阀切换制冷剂流向,可将变温室按冷冻室或软冷冻或冷藏室使用,也可关闭,与同样大小固定冷冻室容积的电冰箱相比,此变温技术既满足消费者对冰箱温区的多方需求,又节能降耗,为高效节能使用电冰箱提供广阔前景。表1为能耗实测数据,可以看出,单独调高冷冻室温度(将变温室作为软冷冻室或冷藏室)可以节能,单独关闭变温室更加节能。

表1 直冷冰箱BCD-186CHS的能耗实测数据(环境温度25℃)

冰箱状态	耗电量 (kWh/24h)	冷藏室 温度(℃)	变温室 温度(℃)	冷冻室 温度(℃)	压缩机 运行率(%)	能耗对 比(%)
国家标准 测试	0.39	+5.0	-18	-18	30.2	100
改变变温 室温度	0.35	+5.0	-10	-18	21.8	89.7
改变变温 室温度	0.33	+5.0	+5	-18	17.3	84.6
关闭变温 室	0.31	+5.0	+4(室内 无负荷)	-18	14.1	79.4

1.4 制冷系统优化匹配

冰箱是一全封闭式制冷系统,它的结构设计要求较为紧凑,各个制冷配件的匹配要求合理,实用中运用热力学安全性动态仿真模型及

*2003 河南省科技攻关项目 项目编号0324220006

软件对制冷系统进行模拟仿真优化匹配,使整个制冷系统中压缩机的排气量、蒸发器的蒸发能力、冷凝器的散热能力、毛细管的节流状态合理匹配,使压缩机、蒸发器、冷凝器等部件充分发挥其性能,同时选择合理的蒸发温度使冰箱制冷系统在最佳工况下运行。

本项目在制冷系统优化匹配中,综合考虑箱体热负荷、系统制冷量、压缩机效率、电冰箱工作周期、以及开机率等相关参数,使之达最佳匹配状态。

(1)设计中的气候类型应与使用地区的气候匹配,否则耗电增加,甚至出现不停机现象,同时,根据产品的使用条件即气候类型(本次设计为温带型)确定冷冻室、冷藏室的热负荷匹配关系。在产品设计和样机试验中,反复调节系统回路各有关参数,使冷冻冷藏之间以及蒸发器与冷凝器之间,压缩机排气量与蒸发器蒸发能力之间以及毛细管节流与蒸发温度之间达到最佳的节能匹配关系。表2是调整过程中必须控制的系统关键状态点和相应的调整措施。

表2 制冷系统匹配关键状态点及调整措施

关键点	控制要素	设计与调整措施
蒸发器	蒸发压力、出口过热度	调整流量及蒸发器尺寸
冷凝器	冷凝压力、出口过热度	调整流量及冷凝器尺寸
毛细管	入口制冷剂状态	调整流量(如毛细管尺寸及充注量)
吸回管	制冷剂温度	调整回气换热器(换热长度及方式)

(2)在设计冰箱系统时,工作时间系数的选配非常重要。压缩机工作时间太短,启动频繁,则因启动功率大,会带来能耗的升高;如果工作时间太长,压缩机总是工作在较低蒸发温度状态,则压缩机工作效率太低,能耗也将上升。对一个优化匹配的制冷系统,存在一个最合适的工作时间段,在此时间段内,冰箱的开停时间合理,能耗最低。在选配压缩机时,应满足冰箱最

荷要求,在满足负荷要求下尽可能选用较小型号的压缩机。

(3)制冷系统的优化匹配不仅包括各关键零部件的匹配,也包括制冷系统中制冷剂量的匹配,制冷剂量偏多或偏少都会影响制冷系统制冷效果,造成耗电增加。因此,系统的性能在其结构决定后,还必须对它的制冷剂量进行匹配试验(理论计算结果只具指导意义),特别是分立多循环系统,当两个蒸发器单独制冷时,它们对制冷剂量的要求不一样。本项目采取与普通直冷冰箱不同的充注量试验,通过可靠性、功能性、仿真模拟、性能优化等试验的结果,进行数据综合处理,从各种数据中选用满足要求的参数,同时使用高精度充注系统确保最佳充注量,使系统在高效下进行工作,达到节能降耗目的。

(4)在制冷系统优化匹配中,改进节流系统,正确选择毛细管长度和管径以确定最佳毛细管流量也是不可忽略的重要问题,与蒸发器的优化匹配、与冷凝器的优化匹配是紧密相关的。它直接影响整个制冷循环的优化设计。若毛细管长度较长或管径较小,节流时产生较大的压差,制冷剂流量小,蒸发温度低,压缩机排气量小,使制冷系统制冷能力减小。在设计中最初的理论计算往往只具指导意义,选定的毛细管流量往往不准确,必须经多次试验调试才能确定。

本项目在调试过程中,将制冷系统各主要部件的主要状态参数点处分布感温电偶,在压缩机高、低压端安装压力表,通过各种工况的试验曲线及试验数据,借助压焓图,寻找优化制冷循环工况,确定最佳的流量和充注量。在改进节流系统调试过程中有两个基本点,①制冷剂充注量要尽量小,避免在低温工况下出现液击现象。②毛细管流量调为运行中毛细管流

量过大,大量的制冷剂流掉了,毛细管内容易混入热气体而使制冷量减少,增加了压缩机的工作系数,耗电增加。反之,毛细管流量过小,阻力过大,液体都积聚在冷凝器内,使排气压力过高;同时供给蒸发器液体量不足,回气压力过低,降低循环效率,增加能耗。另外,有文献介绍在改进节流系统时,采用压差阀控制系统,通过控制压差阀的通断保持压缩机停机前制冷剂的分布状态。这种控制系统理论分析对节能有利,但使系统复杂,本项目没有采纳。

1.5 制冷系统管路走向节能设计

对电冰箱制冷系统进行节能设计,首先面临的是系统管路的走向问题。制冷系统管路布置是否科学合理,不仅关系到电冰箱结构是否合理、制冷能力是否增强,而且对电冰箱能耗影响很大。制冷系统管路走向节能设计包括三部分,防凝霜管节能设计,回气换热器的节能设计及换热器管路的合理布置。

(1) 防凝露管节能设计,是影响冰箱能耗的重要方面,本文冷凝器优化设计中已介绍。

(2) 回气换热器节能设计。计算机模拟和试验都证实,采用环保型制冷剂如 R600a、R134a 等与 R12 一样,在系统中设置回气换热器,采用回热循环是提高制冷系数和单位

容积制冷量的有效措施。

本项目主要从以下三个方面对换热效率进行了强化:①毛细管与回气管中的制冷剂采用逆流换热;②毛细管和回气管采用并行锡焊(或热塑工艺)的方式,而非毛细管穿入回气管内部换热(计算机模拟和试验均显示换热效率低);③尽可能增加毛细管与回气管的锡焊长度使之最终换热效率达到 98%,这样可明显提高系统制冷量。

(3) 两大换热设备(蒸发器和冷凝器)中制冷剂管道的合理布置。两大换热设备换热能力的提高对提高系统制冷量,降低能耗十分重要,而换热能力的提高与其中制冷剂管道的合理布置紧密相关。本次设计中,冷藏室蒸发器双排并行盘管紧贴于内胆之上,冷冻室蒸发器采用双管并行的逆流换热,并且采用分层立体结构。冷凝器设计为横、竖盘管混排结构,并采用外挂式。通过这些措施,大大增强了蒸发器与冷凝器的换热能力,有效降低了能耗,经实测,在冰箱最大负荷时日耗电仅 0.39 度,而在节能状态下耗电在 0.35 度以下。

(4) 在制冷系统管路走向节能设计中注意降低冰箱噪声,采用 CAD 优化设计并对配管及各部件频率特性进行分析,对配管长度、固定

位置及其它零部件的安装位置进行优化,保证冰箱在节能的同时将噪声控制在合理范围内。

2. 结论

通过改进换热器结构,采用丝管式多层双管并行排列的复合立体式蒸发器设计,改单一的竖排管排列为横、竖混合排列的丝管式外挂冷凝器,通过软冷冻及变温技术的优化设计,借助于电冰箱压缩机、冷凝器、蒸发器及毛细管的优化匹配,并且借助于制冷剂管路走向节能设计等措施,可使 BCD-186CHS 电冰箱在最大负荷时日耗电 0.39 度(每百升容积耗电小于 0.24 度),而在节能状态下耗电在 0.35 度以下,与同样大小固定冷冻室容积的电冰箱相比,本项目研制的节能冰箱,既满足消费者对冰箱温区的多方需求,又显著节能降耗,为高效节能使用电冰箱提供广阔前景。

参考文献

- [1] 方言. 电冰箱市场需求的大趋势[J]. 家用电器科技, 2002(7)
- [2] www.clasponline.org/download/General/2001/211/The-SL-Guidebook.pdf
- [3] 胡哲. 谈谈电冰箱的软冷冻技术[J]. 家用电器科技, 2002(5)
- [4] 赵先美. 节能 BCD-248/H、BCD-218/H 电冰箱的研究开发. 制冷学报, 2002(1)
- [5] 程花蕊等. 家用电冰箱节能. 新能源, 2000, 22(5)

(上接第 34 页)

有效自由度:

$$v_{eff} = \frac{u_c^4(\Delta U)}{c_{Hm1}^4 u^4(H_{m1}) + c_{Hm2}^4 u^4(H_{m2}) + c_{U0}^4 u^4(U_0)} = 23$$

6. 扩展不确定度

包含因子 $k_{95}(23)$ 用内插法求得,查 t 分布表知, $k_{95}(20) = 2.09$, $k_{95}(25) = 2.06$, 故, $k_{95}(23) = 2.072$

扩展不确定度

表 2 不确定度一览表

标准不确定度符号 $u(x_i)$	来源	评定方法	传播系数 c_i	标准不确定度 $u(x_i)$	分量标准不确定度 $ u_i(y) $	自由度 v_i
$u(H_{m1})$	测量重复性	A 类	0.1mV/mm	$5.164 \times 10^{-2} \text{mm}$	$5.164 \times 10^{-3} \text{mV}$	9
$u(H_{m2})$	被检心电图机记录纸分辨率	B 类	0.1mV/mm	$4.082 \times 10^{-2} \text{mm}$	$4.082 \times 10^{-3} \text{mV}$	8
$u(U_0)$	检定仪允差	B 类	-1	$2.877 \times 10^{-3} \text{mV}$	$2.877 \times 10^{-3} \text{mV}$	∞
合成标准不确定度 $u_c = 7 \times 10^{-3} \text{mV}$ 有效自由度 $v_{eff} = 23$ 置信概率 $p = 95\%$ 包含因子 $k_p = 2.072$ 扩展不确定度 $U_{95} = 1.5 \times 10^{-2} \text{mV}$ 相对扩展不确定度 $U_{95rel} = 1.5\%$						

$$U_{95} = t_{95}(v_{eff}) \cdot u_c = t_{95}(23) \cdot u_c$$

$$u_c \approx 1.5 \times 10^{-2} \text{mV}$$

相对扩展不确定度:

$$U_{95rel} = \frac{U_{95}}{1 \text{mV}} = 1.5\%$$

度一览表(见表 2)

更正

2004 年第 5 期第 28 页中排第 3 自然段“……在实际工作中,第二种情况出现的机率大,……”应为“……在实际工作中,第二种情况出现的机率不大,……”

本刊编辑部