

一种商用自携式冷冻柜的试验方案探索分析

陈颖颖 秦晓东 温润静 王猛 赵沛雨
青岛海尔开利冷冻设备有限公司, 山东 青岛 266000

[摘要] 为了满足超市冷冻柜商品展示需求, 提高商用自携式冷冻柜的性能指标, 本篇文章对一种商用自携式冷冻柜的设计方案进行试验验证, 通过调整制冷剂灌注量, 增大冷凝器面积, 更改环境温度, 探索自携式冷冻柜的性能提高的试验方法。

[关键词] 灌注量; 冷凝器面积; 环境温度

DOI: 10.33142/sca.v5i3.6208

中图分类号: TB657

文献标识码: A

Exploration and Analysis of a Test Scheme of Commercial Self-contained Freezer

CHEN Yingying, QIN Xiaodong, WEN Runjing, WANG Meng, ZHAO Peiyu
Qingdao Haier Carrier Refrigeration Equipment Co., Ltd., Qingdao, Shandong, 266000, China

Abstract: In order to meet the demand of supermarket freezer commodity display and improve the performance index of commercial self-contained freezer, this paper tests and verifies the design scheme of a commercial self-contained freezer, and explores the test method of improving the performance of self-contained freezer by adjusting the refrigerant filling amount, increasing the condenser area and changing the ambient temperature.

Keywords: perfusion volume; condenser area; ambient temperature

引言

随着人们生活水平的提高, 超市冷藏冷冻食品品种更加多样化, 促进了超市冷冻行业的迅猛发展。尤其是像日常火锅类, 散装类食品像散装鱼, 虾类似焯值大, 易融化的冷冻食品的摆放陈列, 给超市冷冻柜的温度的稳定性带来新的挑战。中小超市冷冻食品存储的自携式冷冻柜的温度的稳定性和柜内温度的均匀性, 直接决定了冷冻食品的品质。

但是鉴于自携式冷柜制冷系统较小, 各制冷设备和管路的容积较小, 成本较低, 整个循环系统上基本没有可定量测量和监控的阀件、视镜, 如何使自携式冷冻柜在有限的空间内发挥最大的制冷效果, 一直以来是行业内的难题。本文首先通过理论计算对系统进行初步匹配, 然后根据不同的空载制冷速度曲线的对比, 对制冷速度的试验分析, 得出此类型的柜体在系统设计的改进方向和试验过程中的调整方向。并对比了不同类型的冷凝器的换热性能, 分析了在不同制冷剂灌注量和冷凝器面积下的柜体性能指标提升的途径。最后对于不同的环境温度对柜体性能的影响进行了试验验证。

1 自携式商用冷冻柜的介绍

本文所介绍的自携式商用冷冻柜的柜体在超市中一般背靠背拼接摆放。

产品特点: 箱内温度要求 -18°C , 单个间室, 四面内胆为铝箔, 箱体侧面为机舱。

本文设计和试验对象: 有效容积约为 700L 的单间室冷冻柜。

首先进行柜体的冷负荷计算^[1]:

柜体热负荷理论计算组成:

$$Q_1 \text{ 保温层漏热量} = K_{\text{保}} * A_{\text{保}} * t \quad K_{\text{保}} = 0.289\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

$$Q_2 \text{ 门缝条处漏热量} = 0.15Q_1$$

$$Q_3 \text{ 玻璃漏热量} = K_{\text{玻}} * A_{\text{玻}} * t \quad K_{\text{玻}} = 0.35\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Q_4 照明漏热量

Q_5 入货物焓差: 入货物焓差, 根据柜体所装负载数量, 计算负载从 -14°C 降低到 -20°C 所需要的冷量。

Q_6 开关门热量, 按照每小时 6 次计算。

Q_7 融霜热量。按照负载化霜后由 -16°C 回到 -18°C 的焓差除以负载降温的时间。

$$t = T(\text{环境温度}) - T(\text{柜内温度})$$

在以上公式中, 环境温度是影响冷柜的负荷的一个重要因素。下表为此柜体通过以上公式计算出, 随着环境温度升高得, 柜体负荷上升的数值对比:

表 1 不同环境温度对应负荷上升

环境温度	负荷理论计算 (W)	负荷增加
25 $^{\circ}\text{C}$	560	
27 $^{\circ}\text{C}$	599	4.54%
30 $^{\circ}\text{C}$	614	7.16%
32 $^{\circ}\text{C}$	628	9.60%
35 $^{\circ}\text{C}$	650	13.44%

因此在我们研究自携式冷柜式冷柜得试验特性时, 不仅要标准工况 25 $^{\circ}\text{C}$ 的试验, 还要提高环境温度进行超市实际情况的模拟测试。在第三部分的试验研究中我们也

对不同的环境温度进行了测试。

2 便携式冷柜的系统设计方案

此便携式冷柜的系统由压缩机，冷凝器，毛细管，蒸发器构成。蒸发器为直冷式蛇形软管蒸发器，冷凝器可放置在机舱内，也可粘贴在后背板上。对于此类小型制冷循环系统进行优化时，系统零部件的匹配方案如下：

(1) 压缩机头的匹配按照制冷负荷，选择合适的环境温度下进行选型匹配。由于在超市内自携式冷柜会背对背拼接放置，因此在选择环境温度时，按照压缩机的选型匹配表，建议经验数值为冷凝温度为 50℃，蒸发温度按照-35℃进行计算。

(2) 冷凝器，家用的冰箱冷柜，选择管板式冷凝器或蛇形管式冷凝器粘贴在箱体背部或者侧面，但是对于商用冷柜，在散热不好中小超市摆放，柜体背靠背摆放，机舱在柜体的后侧，热风不容易排除，容易造成系统冷凝器高压，从冷凝器出来的制冷剂温度偏高，而毛细管的调整范围有限，进而影响蒸发器端的供液温度，造成冷柜拉温速度慢，温度不达标。因此本设计在设计初期计划采用外置式冷凝器，并在机舱内安装风机，进行强制对流。

如下为自然对流计算：

自然对流情况下，制冷剂在冷凝时散发的热量主要通过冷凝器管壁传给围板或背板，再由板向空气散发。因此既要考虑冷凝器管壁散发的热量 Q_g ，又要考虑箱壳围板和背板对空气的散热热量，记为 Q_a 。忽略箱壳热阻，冷凝器管和空气间的换热主要是制冷剂侧的凝结换热、冷凝管壁的导热，空气侧的自然对流换热。制冷剂冷凝温度为 $t_k=55^\circ\text{C}$ ，冷凝器管选择直径为 5.8mm 钢管，厚度为 0.6mm，取箱壳的平均壁温为 $t_1=55^\circ\text{C}$ 。求冷凝器的散热量。

自然对流：

由围板散发的热量为^[2]：

$$Q_a = KA(t_1 - t_2) \quad (1)$$

式中：按照初始设计：A-箱壳板和冷凝器的合计的散热面积

K-围板和背板的导热系数，根据单层平壁的导热系数公式^[3]：

$$k_o = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_0}} \quad (2)$$

式中：板厚度 $\delta=0.45\text{mm}$ ，导热系数 $\lambda=460\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{k})$ ，得 $k_o=10.85\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$

壁面冷凝器换热温差按照 10K&8k 计算

将各参数代入式 (2-15)： $Q_b=772\text{KW}$ 。

压缩机的功率和制冷能力相加和为 917KW。因此光板壁的自然对流无法达到负荷要求。

第二步，在我们实际选型中采用模拟算法，选择外置式翅片或丝管式冷凝器，加大散热量。且根据压缩机头

的制冷负荷表，我们也可以从负荷表中看到，压缩机头的制冷能力随着冷凝温度的下降而上升，后面我们在实验室试验时也进行了试验验证。

(3) 蒸发器

蒸发器采用镀锌钢管胶合在铝箔内胆的结构，根据蒸发器管长计算出外表面积 1.02m²。按照蒸发器的换热量公式：由于冷柜内部空气循环速度小，预估蒸发器入口温度为-26℃，蒸发器出口温度为-17℃，柜内温度 $t_n=-18^\circ\text{C}$ ，蒸发器与箱内空气传热温差为-8℃^[3]，

内胆壁所散发的冷负荷计算：

$$Q_{c2} = K_0 A(t_n - t_c) \quad (3)$$

式中：A-内胆侧壁表面积之和

$t_n - t_c$ -内胆壁和柜内的空气之间的温差，取 $\Delta t=8$

K_0 -内胆壁的导热系数

$$k_0 = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_0}} \quad (4)$$

式中： δ -内胆厚度；

λ -内胆导热系数，170W/(m·K)

h_0 -内胆壁柜内空气的对流换热系数，根据竖直表面自然对流的换热系数，公式

$$h = Nu \frac{\lambda}{l} \quad (5)$$

式中：

由-18℃时干空气的粘度系数： $\nu=16.2 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ，

$Pr=0.716$ ，

则将各参数代入式 (3-12) 得 $Gr=22074720$

由 $105 < Gr < 1011$ 知为湍流： $Nu = 0.11(Gr Pr)^{1/3} = 27.3$

代入式 2- (1) 得： h 内胆=10W/(m²·k)

则内胆壁和内胆壁上的所散发的冷量为： $Q_{c2}=456\text{W}$

冷柜的总体需求负荷按照 27℃环境温度对应的热负荷为 560W，蒸发器和内胆冷量小于需求负荷，采用加长蒸发器两圈的设计，增大换热面积。

毛细管：

毛细管的测算，根据经验公式^[4]：

$$L^{-0.5} = G / (5400 \cdot d^{2.5} \cdot \Delta p) \quad (6)$$

$$L = [G / (5400 \cdot d^{2.5} \cdot \Delta p)]^2 \quad (7)$$

式中：d-毛细管内径

Δp -通过毛细管制冷剂压力的减小， $P_k - P_0$ ，

1.99-0.188=1.802 MPa=18.2bar

G-制冷剂循环量。

根据以上公式算得毛细管的长度。

毛细管的测算只是理论计算数值，在试验过程中需要进一步的验证。

3 设定试验项目如下:

按照 GB/T21001.2 陈列柜第 2 部分: 分类、要求和试验条件和要求, 试验条件:

实验室环境温度为 25℃, 湿度为 60%。但是为了和实际应用条件相匹配, 测试 BOM 如下:

表 2 试验测试 BOM

序号	实验项目	实验方法
1	25℃/60%空载拉温速度测试 空载拉温深度测试 27℃/70%, 30℃/55%, 32℃/70%, 35℃/75%	(1) 设定不停机 (2) 布点位置: 箱体中心与 550mm 负载线平齐处 (3) 该点温度从 25℃到-18℃的时间 (4) 最终空载运行稳定后的温度
2	标准工况 (负载) 25℃/60%温度性能测试	(1) 设定停机点 (2) 550 负载线——化霜前后所有 M 包温度范围: 最低温度, 最高温度 (3) 500 负载线——化霜前后所有 M 包温度范围: 最低温度, 最高温度 (4) 稳定运行时, 开停比
3	不同工况 27℃/70%, 28℃/80%, 30℃/55%, 32℃/70%, 满载温度性能测试	(1) 设定停机点 (2) 550 负载线——化霜前后所有 M 包温度范围: 最低温度, 最高温度 (3) 500 负载线——化霜前后所有 M 包温度范围: 最低温度, 最高温度 (4) 稳定运行时, 开停比

针对自携式整机柜的特点从拉温速度, 不同工况下的性能测试来进行分析和研究。

实验室照片如下:



图 1 实验室照片

4 进行空载测试调整灌注量和毛细管试验和试验特性分析

试验第一步先进行调整毛细管和调整灌注量的测试:

首先根据计算负荷来确定毛细管长度, 但毛细管的理论计算比较复杂, 前面只是进行了理论计算, 试验室内要进行实际试验验证。

试验方法: 在冷凝器输出端换一个双尾干燥过滤器,

焊接好冷凝器的接头和工艺管(工艺管选择直径 5 毫米的铜管和三通压力表架, 在选择一条基本上与原毛细管差不多直径的毛细管, 长度一般在 2.0m-2.8m 之间, 一端焊接到干燥过滤器的输出端, 插入深度一般在厘米左右不能太深, 焊接无误后, 切开压缩机的工艺口, 开启压缩机, 观察接在干燥过滤器上的压力表的压力。最终选定毛细管长度, 在此毛细管长度的长度下进行第一次试验。500mm 负载线的柜体中心设置感温探头, 并检测到蒸发器进出口温度, 压缩机回气温度, 冷凝器出口温度。通过温度变化判定毛细管长度和制冷剂灌注量是否合理。

第一次按照经验预估制冷剂进行测试:

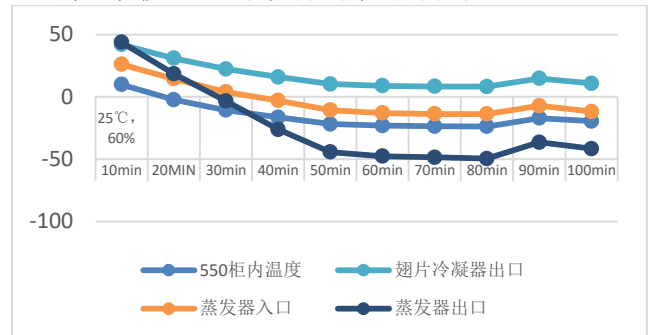


图 2 制冷剂第一次预估测试

通过上图显示, 负载线 550mm 处在 100min 达到 -18℃, 拉温速度较常规冷柜慢。经过对比蒸发器出口和进口温度发现, 制冷剂在柜体温度达到 -18℃ 时, 蒸发温差为 7.2K, 并未达到目标的换热温差。根据以上现象, 对回气温度、排气温度和回气压力进行采集发现, 在柜体运行至 100Min 分钟时, 压缩机的回气温度为 13.6℃, 对于回气管和蒸发器末端焊接在一起的系统, 此回气温度偏高。排气温度为 106℃, 排气温度也偏高, 低压压力偏低。系统高压压力正常。制定试验方向为, 剪短毛细管 20cm, 提高低压压力, 并增加灌注量。因此进一步剪短毛细管 20cm:

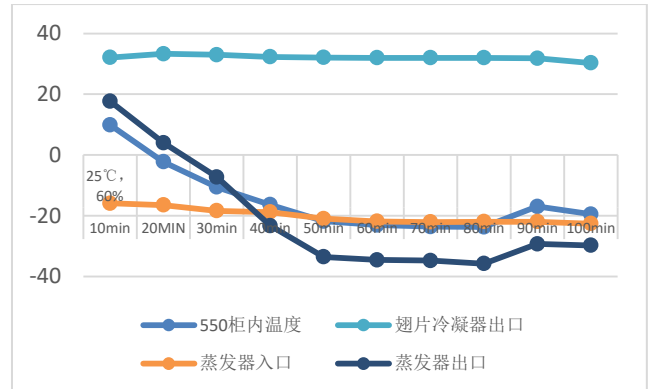


图 3 毛细管剪短 20cm

本次剪短毛细管 20cm 后, 制冷剂增加 50g 后, 柜体拉温速度由 100Min 提升至 50min, 压缩机进出口温度温差为 12℃, 温差偏差较大, 观测回气温度为 -19℃, 因此

在此基础上的继续增加灌注量，如果制冷剂偏多的话，系统的回气温度会继续降低。

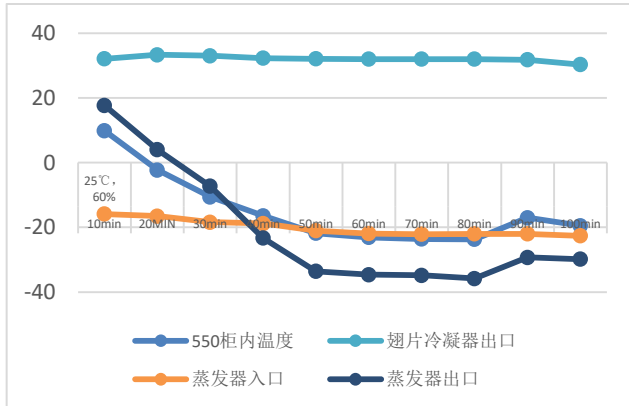


图4 灌注量增加 50g

从上图可以看出，制冷剂增加后，柜体拉温速度继续提升，在 40min, 时柜内 550mm 负载线温度已达到 -18°C ，且在此时蒸发器进出口温差为 10K，符合作为直冷盘管系统蒸发器的进出口温差标准。

通过以上试验数据，可以总结对于自携式冷柜，在拉温速度明显低于正常标准，高压压力正常的情况下，可通过蒸发器的进出口温度，低压压力，判断是否可进行毛细管剪短，提高蒸发压力。毛细管剪短后，要观测温度稳定后蒸发器进出口温度的差值，对于直冷系统，进出口差值在 10K 左右为标准范围。如果温差偏小，说明蒸发器内的制冷剂并未得到完全蒸发，可观测回气温度，如果回气温度偏高，说明制冷剂估计不足，可继续灌注制冷剂。

5 冷凝温度对于柜体拉温速度的影响:

我们对于自携式柜体丝管冷凝器和翅片式冷凝器进行了对比试验，如下图 4 为丝管冷凝器的测试曲线:

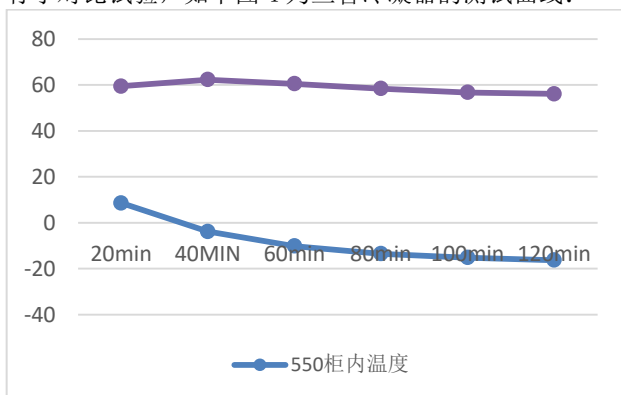


图5 丝管冷凝器测试曲线

通过丝管冷凝器测试发现，丝管冷凝器的拉温速度较慢，冷凝温度在 42°C 左右，柜体温度从 25°C 降低到 -18°C 用时 100min，更换为翅片蒸发器后拉温速度如下图 5 所示:

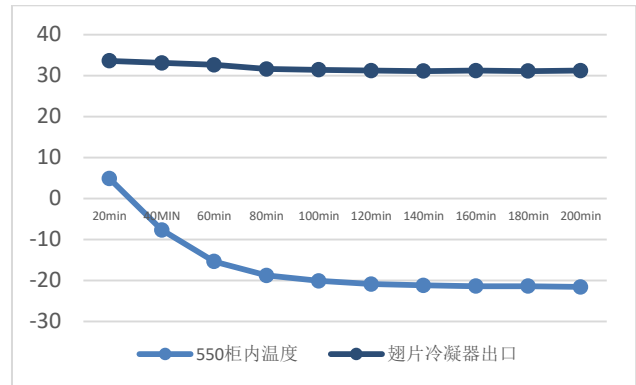


图6 翅片冷凝器测试曲线

翅片冷凝器出口温度明显比丝管冷凝器测试时温度要低 10°C ，柜体温度从 25°C 降低到 -18°C 用时 60min，拉温速度得到明显提升。经过试验证明了冷凝器的面积增大对制冷性能的正向影响。

6 不同环境温度下，对冷凝和排气温度的影响试验

按照第一部分理论分析环境温度的升高，不仅带来柜体冷负荷的增加，还会带来冷凝器的冷凝高压升高，因此我们在试验对比了不同的环境温度下，系统排气，回气，高压压力和冷凝器出口。通过下表可以看出，当环境温度从 25°C 升高到 32°C 时，冷凝器出口的温度也随之升高，冷凝器的换热温差为 7K。这个换热温差证明冷凝器的换热面积是足够的，但是系统的制冷速度会随着环境温度的升高而下降。在 32°C 时，柜体已经没有开停，压缩机一直处于长期运转的状态。压缩机的长期运转，会带来压缩机润滑油老化明显，电机寿命减小，系统故障风险大。因此在自携式冷柜摆放的环境，应避免高温高湿的情况出现。

表3 不同环境温度下的参数表

工况	排气	高压压力	冷凝器出口	负载开停比
25°C 60%	97.4	1.473	31.6	29:03:00
27°C 70%	101.1	1.578	34.4	60:03:00
30°C 55%	103.7	1.682	36.9	无开停
32°C 70%	106.4	1.782	39.1	无开停

7 结论

本文通过对一种自携式冷冻柜的设计，和试验调整，包括灌注量的试验，毛细管的调整，冷凝器面积对比，对于理论分析进行了验证。通过验证发现:

(1) 自携式冷冻柜在灌注量调整时，首先对于每一种毛细管的长度，先通过蒸发器出入口的温度差找到灌注量的最佳值，再根据柜体稳定运行后的高低压力差来判断毛细管是否需要继续剪短。

(3) 自携式冷柜的冷凝面积的增大能有效提高压缩机的效能，尤其是在高温高湿的环境下，冷凝面积大的冷

柜能有效的减小高压对整个系统带来的负面影响。

(3) 高温高湿的工作环境对自携式冷冻柜的拉温速度, 以及负载测试时的压缩机开停比影响较大, 在实际超市运行中, 应建议客户开启空调或其他通风措施, 以使柜体的运行状况更加稳定。

综上, 自携式冷柜测试可检测数据少, 且毛细管的长度很难计算, 但是我们在试验室仍然可以通过蒸发器进出口, 排气温度, 回气温度, 高低压等参数, 对系统内的制冷剂多少和节流降压情况做出判断, 从而为性能优化提出更好的方案。

[参考文献]

[1] 国家技术监督局. 中华人民共和国标准 GB/T

21001.2-2015[S]. 制冷陈列柜第2部分: 分来, 要求和试验.

[2] 吴正业, 等. 制冷与低温技术原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.

[3] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.

[4] 唐汝宁, 马广兴. 丙烷作为冰箱空调制冷工质毛细管长度的计算[J]. 内蒙古工业大学学报: 自然科学版, 2001, 20(1): 65-70.

作者简介: 陈颖颖(1984.11-)女, 专业: 热能工程, 毕业院校: 青岛大学, 目前就单位: 青岛海尔开利冷冻设备有限公司, 职务: 设计主管, 职称: 中级工程师