

文章编号: 1671-6612 (2025) 04-605-08

R290 制冷剂在 -40°C 医疗柜上技术研究

孙好雷

(河南新飞智家科技有限公司 新乡 453000)

【摘要】 对公司一款 279L 的卧式冷冻箱,在不改变箱内容积和发泡层厚度的基础上,按照医用冷冻箱标准,在环温 32°C 时采用 R290 制冷剂实现箱内 -40°C 低温。理论计算表明蒸发器盘管增加 3 圈可提升蒸发温度约 2°C ,能效系数 COP 可提升 0.05W/W。样机通过对仅内置冷凝器、内置冷凝器加外置冷凝器,以及不同排量压机进行了测试,测试结果表明增加外置冷凝器比仅用内置冷凝器箱内最低温度可降低约 3.9°C ,压缩机气缸容积增大 1cm^3 箱内最低温度可降低约 1.9°C 。

【关键词】 医疗柜;直冷;R290;制冷循环

中图分类号 TB61+4/TB657.3 文献标志码 A

Research on R290 Refrigerant Technology for -40°C Medical Cabinet

Sun Haolei

(Henan Xinfei Zhijia Technology Co., Ltd, Xinxiang, 453000)

【Abstract】 For a 279L horizontal freezer of the company, on the basis of not changing the volume of the box and the thickness of the foaming layer, according to the standard of medical freezer, R290 refrigerant is used to realize the -40°C low temperature at the ambient temperature of 32°C . Theoretical calculation shows that the evaporator coil can increase the evaporation temperature by about 2°C , and the energy efficiency coefficient COP can increase by 0.05W/W. The prototype was tested on only the built-in condenser, the built-in condenser and the external condenser, and different displacement presses. The test results show that increasing the temperature of the external condenser can reduce about 3.9°C than only the minimum temperature in the built-in condenser box, and the compressor cylinder volume increases. The minimum temperature in the 1cm^3 box can be reduced by about 1.9°C .

【Keywords】 Medical cabinet; Direct-cooling; R290; Refrigeration cycle

0 引言

R290 (丙烷)是一种有机化合物,化学式为 $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$,为无色无味气体,微溶于水,溶于乙醇、乙醚,化学性质稳定,不易发生化学反应。标准沸点为 -42.1°C ,低于 R600a 的 -11.7°C 和 R134a 的 -26.2°C 。其临界温度达 96.7°C ,尤其在酷热气候中,R290 的制冷效率衰减较小,解决了传统制冷剂在热带地区性能下降的问题。作为一种纯天然工质,ODP 值为零,GWP 值仅为 20,是一种完全环保的制冷剂,愈来愈受到全球制冷行业的关注和广

泛推广^[1-8]。标准大气压下 R404A 和 R290 的沸点均低于 -40°C ,R404A 属于美国杜邦公司专利产品,为三元混合制冷剂,GWP 高达 3850,受政策限制逐步淘汰。在 -40°C 时,R290 的汽化潜热为 R404A 的 2.56 倍,制冷剂理论循环量为 R404A 的 40%左右,R290 的单价约为 R404A 的一半左右,整个系统充注成本约为 R404A 的 20%左右;相同运行条件下 R290 的理论 COP 比 R404A 高 3.96%,R290 液态导热系数为 R404A 的 1.43 倍,动力粘度为 R404A 的 62.55%,R290 理论换热系数更高,流动

作者(通讯作者)简介:孙好雷(1979-),男,硕士,高级工程师,E-mail: sunhaolei123@163.com

收稿日期: 2025-03-01

阻力更小, 综合 COP 比 R404A 高 10%以上。

近年来汪允华等^[9]研究了小型冷藏陈列柜中 R600a 和 R290 对比情况, 结果表明 R290 制冷剂在冷却速度方面有显著的优势。尚鑫等^[10]在 500L 冷柜上用 R290 制冷剂替换 R134a, 在冷量相同的情况下采用 R290 制冷剂灌注量从 370g 降低到 50g。陈俊等^[11]研究了 200/300L 冷柜上用 R290 制冷剂替代 R600a 制冷剂, 结果表明两者耗电量相当, 冷冻能力提升了 70%。王传龙等^[12]对比了转子式压缩机在蒸发温度在 -23.3 和 -6.7℃ 时 R290 和 R404A 两种制冷剂的制冷能力、功率和电流, 经过对比得出 R290 的能效均高于 R404A。

混合工质的低温柜虽然有很多优点^[13-20], 但单一 R290 制冷剂的低温柜具有生产方便, 操作简单, 不需要投入大量新设备即可批量生产, 产品出现故障后便于网点维修等诸多优点是混合制冷剂无可比拟的, R290 凭借环保性、能效优势与经济性, 正在重塑全球制冷行业格局。尽管可燃性仍是推广挑战, 但可通过严格控制充注量、强制通风、电子元件采用双层屏蔽结构防止电火花引燃制冷剂等措施来保障安全。

1 理论分析

1.1 制冷循环

本项目低温医疗柜设计箱内温度为 -40℃, 箱内容积 $V=279\text{L}$, 发泡测厚度 $\delta=80\text{mm}$ 。依据 YY/T 1757-2021《医用冷冻保存箱》中医疗柜环境温度要求, 最高运行环境温度 $t_w=32\text{℃}$ 作为计算依据。选用 R290 制冷剂, 根据制冷剂特性, 增加吸气过热度可有效提升制冷系统能效水平, 故选用系统循环带回热的设计方案, 取过冷度为 $t_d=3\text{℃}$, 吸气过热度 $t_s=67\text{℃}$, 压机相关效率根据厂家提供的参数进行拟合获得, 取该工况下压机指示效率 $\eta_i=0.72$ 作为理论计算依据。

制冷系统循环原理如图 1 所示。0~1 表示从蒸发器出来的低温低压饱和气态制冷剂在低压管内通过换热吸收与之并联毛细管内制冷剂的热量实现等压升温, 1~2 表示理想状态下压缩机对过热制冷剂进行等熵压缩, 制冷剂升压、升温; 1~2s 表示压缩机实际对过热制冷剂进行多变压缩, 制冷剂升压、升温; 2s~3 表示压缩机排出的高温高压过热制冷剂在冷凝器中由过热气体冷却到饱和

气体; 3~4 表示饱和高压制冷剂在冷凝器中由饱和和气态继续冷却到饱和液态; 4~5 表示饱和制冷剂在冷凝器中进一步冷却, 变为过冷状态; 5~6 表示液态过冷制冷剂在毛细管内进行节流降压、降温, 同时与低压管换热使制冷剂的比焓不断降低; 6~0 表示经节流后的低温低压制冷剂在蒸发器内沸腾换热, 通过蒸发器不断吸收箱内的热量, 制冷剂由两相变为饱和气体。

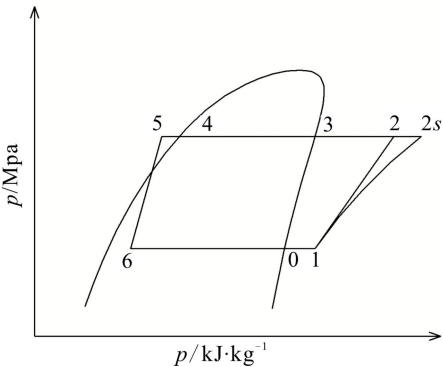


图 1 制冷系统循环原理图

Fig.1 Schematic diagram of refrigeration system cycle

R290 制冷剂物性采用 Cleland 简化模型, 蒸气饱和压力和饱和温度之间可进行可逆计算^[21,22]。

$$p = \exp(a_1 + a_2 / (T + a_3)) \tag{1}$$

$$T = a_2 / (\ln(p) - a_1) - a_3 \tag{2}$$

式 (1)、(2) 中的系数如表 1 所示。

表 1 式 (1) 和 (2) 中的系数

Table 1 Coefficients in equations (1) and (2)			
	a_1	a_2	a_3
R290	321.00521	-2057.3148	259.16

其他参数如液体的比焓、饱和气体的比焓、过热气体的比焓以及过热气体的比容均采用类似方法进行拟合计算。通过对物性进行拟合计算, 可有效提高计算精度和效率, 避免在计算环过程中由于计算量较大, 反复查询相关物性软件数据而可能出现的偏差。

1.2 不同冷凝、蒸发温度下单位质量制冷量

选取蒸发温度 $t_0=-50\sim-43\text{℃}$, 冷凝温度 $t_k=36\sim43\text{℃}$ 为计算范围, 单位质量制冷量 q_0 的变化情况如图 2 所示。在冷凝温度相同的情况下蒸发温度从 -43℃ 降低到 -50℃ 单位质量制冷量 q_0 下降了约 2.5%; 蒸发温度不变冷凝温度从 36℃ 上升到 43℃ 后单位质量制冷量 q_0 下降了 6.2% 左右。计算

结果表明冷凝温度变化对单位制冷量影响大于蒸发温度变化,降低冷凝温度可有效提升单位制冷量 q_0 。

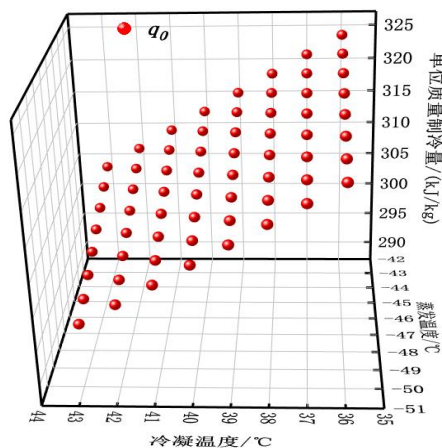


图 2 单位质量制冷量随蒸发和冷凝温度的变化

Fig.2 Variation of refrigeration capacity per unit mass with evaporation and condensation temperature

1.3 不同冷凝、蒸发温度下单位容积制冷量

在蒸发温度 $t_0=-50\sim-43^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $t_k=36\sim43^\circ\text{C}$ 工况下, 单位容积制冷量变化计算结果如图 3 所示, 结果表明在冷凝温度相同的情况下蒸发温度从 -43°C 降低到 -50°C 单位容积制冷量 q_v 下降了约 28.3%。蒸发温度不变冷凝温度从 36°C 上升到 43°C 单位容积制冷量 q_v 下降了约 6.2%。结果表明蒸发温度变化对单位容积制冷量 q_v 的影响远大于冷凝温度变化, 如何减小制冷剂和箱内的温差对于整个制冷系统至关重要。

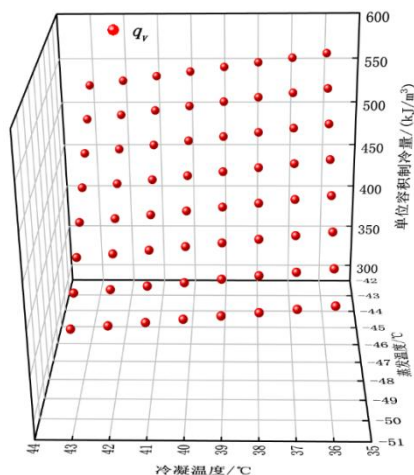


图 3 单位容积制冷量随蒸发和冷凝温度的变化

Fig.3 Variation of cooling capacity per unit volume with evaporation and condensation temperature

1.4 不同冷凝、蒸发温度下等熵压缩比功

在蒸发温度 $t_0=-50\sim-43^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $t_k=36\sim43^\circ\text{C}$ 工况下, 等熵压缩比功变化的计算结果如图 4 所示, 在冷凝温度相同的情况下蒸发温度从 -43°C 降低到 -50°C 等熵压缩比功 w_0 上升了约 11.0%; 蒸发温度不变冷凝温度从 36°C 上升到 43°C 等熵压缩比功 w_0 上升了约 8.1%。结果表明蒸发温度变化对等熵压缩比功 w_0 的影响大于冷凝温度变化, 通过提升蒸发温度可有效降低压缩机的功率, 降低整个箱体的耗电量。

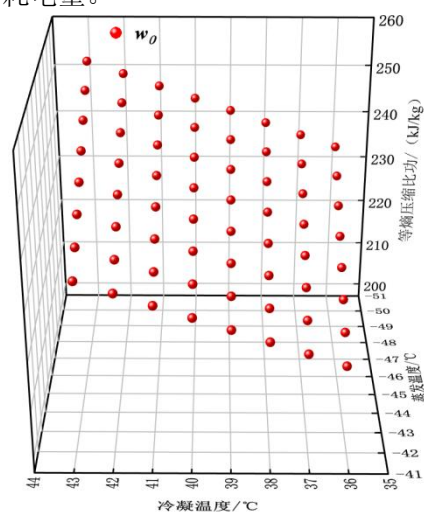


图 4 等熵压缩比功随蒸发和冷凝温度的变化

Fig.4 Variation of isentropic compression specific work with evaporation and condensation temperature

1.5 不同冷凝、蒸发温度下能效系数

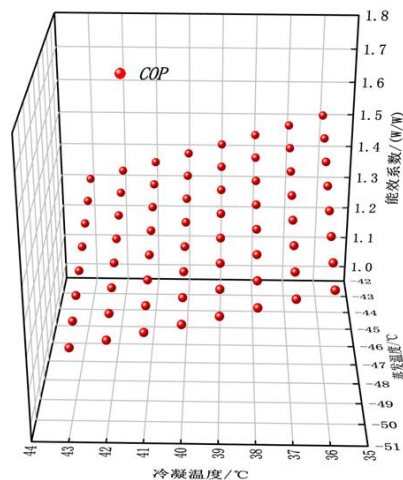


图 5 能效系数随蒸发和冷凝温度的变化

Fig.5 Variation of energy efficiency coefficient with evaporation and condensation temperature

在蒸发温度 $t_0=-50\sim-43^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $t_k=36\sim$

43℃工况下,能效系数 COP 变化的计算结果如图 5 所示,在冷凝温度相同的情况下蒸发温度从-43℃降低到-50℃能效系数 COP 下降了约 13.2%;蒸发温度不变冷凝温度从 36℃上升到 43℃能效系数 COP 下降了约 12.2%。结果表明冷凝温度变化比蒸发温度变化对能效系数的影响略大,但两者影响相差不大,降低冷器温度或提高蒸发温度均可有效提升制冷系统的能效系数 COP,降低整个制冷系统的耗电量。

1.6 最终设计温度确定

通过以上计算分析发现,随着蒸发温度的下降会导致单位容积制冷量 q_v 迅速下降,需要更大的压缩机排量才能实现相同的制冷量;冷凝器温度上升或蒸发温度下降均会导致 COP 值出现明显的下降,两者下降幅度相差不大;提升蒸发温度是实现本次设计目标的关键所在,同时合适的冷凝温度可有效降低压缩机的运行功率,使制冷系统在较高的 COP 值区间运行。最终选取蒸发温度 $t_0=-44^\circ\text{C}$,冷凝温度 $t_k=38^\circ\text{C}$ 作为本次制冷系统零部件的设计依据。

2 制冷系统零部件设计

2.1 蒸发器换热面积计算

蒸发器采用管板式蒸发器,通过自动绕管设备将铝管缠绕在轧花铝板上,同时用铝箔胶带将缠绕后的铝管固定在内胆上形成管板式蒸发器,蒸发器如图 6 所示。

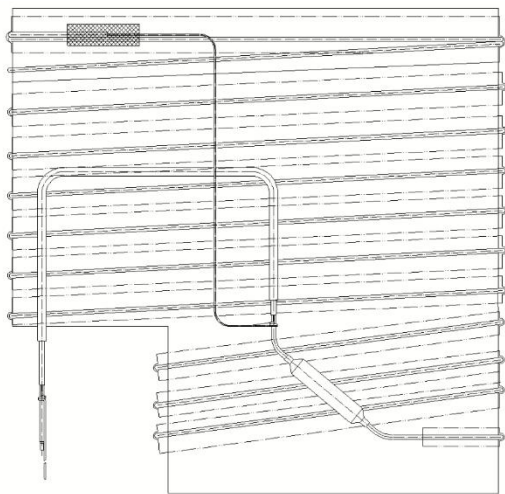


图 6 板管式蒸发器

Fig.6 Plate-and-tube evaporator

对于家用冰箱的管板式蒸发器和吹胀式蒸发

器可以用下列方法估算所需传热面积,采用式(3)和式(4)进行计算^[23]。

所需蒸发器传热面积 A :

$$A = \frac{Q_0}{K_e \cdot (t_n - t_0) + 5.67 \varepsilon_e \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right]} \quad (3)$$

$$K_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0 \cdot \eta_0} + \frac{A_0}{\alpha_i \cdot A_i}} \quad (4)$$

式中: η_0 为表面效率; α_i 为管内制冷剂侧表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; A_0 为管外表面积(含翅片), m^2 ; A_i 为管内表面积, m^2 。

由于管内制冷剂侧表面传热系数 α_i 计算相对复杂,通常可取管板式蒸发器传热系数 $K_e=9.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。通常的管路盘圈方案为 7+2(上部大圈 7 圈,台阶下方小圈为 2 圈),通过计算发现管路增加到 9+3 方案后,在满足箱内相同温度的情况下蒸发温度能够提升 2°C 左右。对提升单位容积制冷量有较大的帮助,能效系数 COP 也能够提升约 $0.05 \text{ W}/\text{W}$,最终选取 9+3 方案。

2.2 冷凝器计算

由于原母本样机压机室空间有限,压机室内无法布置强制对流换热器,而内置盘管式冷凝器采用镀锌钢管盘绕后用铝箔胶带贴敷在箱体外壁内侧,仅依靠内置冷凝器会造成外侧箱体壁面温度较高,增大箱体的热负荷。本次设计采用外置丝管式冷凝器+内置式冷凝器方案。系统运行时压机排出的高温高压气体先通过外置冷凝器降温后再流经内置盘管式冷凝器继续降温实现过冷,既降低了箱体热负荷又提升单位制冷量 q_0 。

外置丝管式冷凝器采用规格为 $\Phi 4.76 \times 0.6$ 的镀铜钢管弯制成型,盘管弯角 $R=20 \text{ mm}$,与 $\Phi=1.2 \text{ mm}$ 低碳钢丝焊接在一起,为增大换热面积两面均焊有相同数量和规格的钢丝,冷凝器如图 7 所示。内置式冷凝器采用直径为 4.0 mm 、壁厚为 0.5 mm 的镀锌钢管弯成蛇形弯后用铝箔胶带粘贴在外壳内壁上。

外置丝管式和内置盘管冷凝器换热量由自然对流和热辐射两部分组成,空气侧表面传热系数相关理论计算已比较成熟。也可根据冷凝温度 t_k 和环境温度 t_w 的差值查询相关曲线图进行选取。

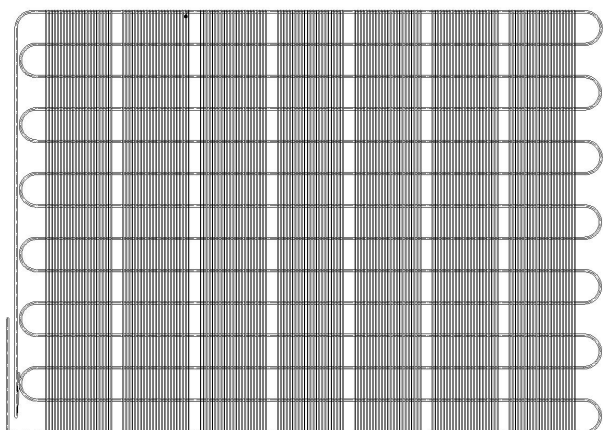


图 7 丝管式冷凝器

Fig.7 Wire tube condenser

2.3 低压管毛细管组件回热器选取

低压管毛细管组件回热器通常由毛细管内穿、铝箔覆盖、铜锡焊和毛细管外穿四种方式，内穿式和锡焊式换热效果较好^[24]。根据笔者多年的行业工作经验，内穿式回热器由于工艺复杂在实际生产中毛细管和低压管的穿孔焊时，由于毛细管直径远小于低压管很容易造成毛细管焊堵，且生产效率低下；锡焊式需要采用专门设备进行焊接且要求低压管必须全铜管，导致产品成本较高；外穿式由于需要对铝管进行喷粉防护，喷粉工艺会造成环境污染，许多地区已不允许这种工艺组织生产。以上这三种方式已逐渐被行业所淘汰。铝箔覆盖式回热器由于生产工艺简单，不需要专门设备也可批量生产，且成本最低，现已成为行业主流。

本设计采取低压管和毛细管铝箔覆盖式方案，由于 R290 制冷剂过热对提升单位容积制冷量和性能系数 COP 均有益，在压降允许的情况下尽可能增加低压管和毛细管的并联长度，本次选取低压管长度为 2m，并联长度 1.6m 的方案。毛细管长度通过相关软件进行计算。

3 测试验证

3.1 测试方法

依据 YY/T 1757-2021《医用冷冻保存箱》，顶开式（卧式）冷冻箱测试空间分为 3 个面，每个面对角线布置 3 个点的方法，依次对箱内布置 9 个铜

柱进行测试，测试样机如图 8 所示。



图 8 产品测试

Fig.8 Product testing

3.2 特性点温度试验

依据标准在环境温度 32℃ 进行特性点温度测试，确保在此环境温度下箱内实测温度能够满足设计要求。分别按照表 2 所示 3 种方案进行测试验证。测试结果如图 9 所示。最终方案 III 在 32℃ 环温下经过 7 个多小时箱内温度从 32℃ 降至 -41.2℃，满足设计要求。

表 2 三种配置方案

Table 2 Three configuration scenarios

方案	压缩机	冷凝器
I	华意 NFH60NA	内置
II	华意 NFH60NA	内置+外置丝管
III	华意 NFH70NA	内置+外置丝管

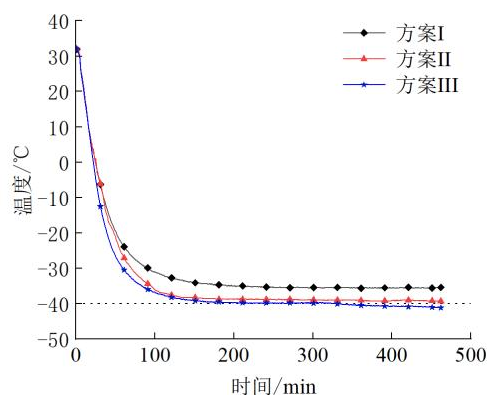


图 9 三种方案测试结果

Fig.9 Test results of the three scenarios

3.3 降温速度

继续对方案 III 进行降温速度验证，依据 YY/T

1757-2021《医用冷冻保存箱》，环境温度 25℃，将医疗柜断电打开箱门平衡至少 6h 后，关门不通电，满足试验条件后放置 30min 后开始试验。在 92min 时特性点温度达到 -40℃，128min 时达到 -43℃，完全满足 YY/T 1757-2021《医用冷冻保存箱》中 -40℃ 冷冻箱特性点温度 ≤ -40 ，降温时间 $\leq 4h$ 的要求。

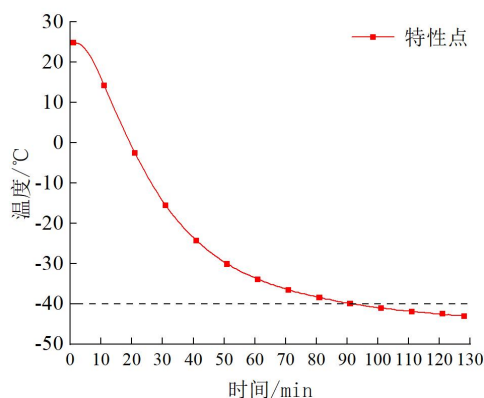


图 10 降温速度

Fig.10 Cooling rate

3.4 温度均匀度

温度均匀度做为医疗柜的一个重要指标，通过设定温度和箱内每个测点温度偏差的最大值来判断箱内整体温度的均匀性。卧式 -40℃ 医疗柜要求温度均匀度 ≤ 3 。在 32℃ 环境温度下，将温控器设定为 -40℃，当医疗柜温度达到稳定状态后，连续运行至少 3h 时，箱内 9 个温度点在此 3h 内测试的各自平均积分温度如图 11 所示，最高点温度 -39.9℃，最低点温度为 -41.3℃。温度均匀度为 1.3℃，完全满足标准要求，且有较大的余量。

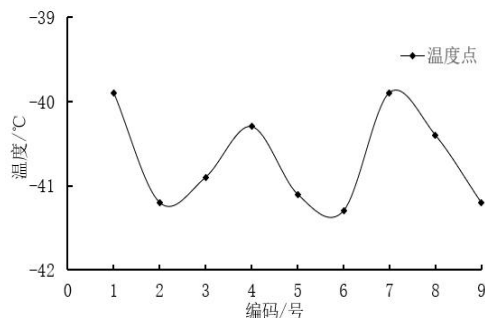


图 11 温度均匀度

Fig.11 Temperature uniformity

3.5 温度波动度

温度波动度用来检验医疗柜在整个运行过程中瞬时温度的变化，按照箱内特性点温度在测试时

间段内瞬时最大值和最小值的差值来表示。卧式 -40℃ 医疗柜要求温度波动度 ≤ 6 。在 25℃ 环境温度下，将温控器设定为 -40℃，当医疗柜温度达到稳定状态后，连续运行 3h 时，箱内 9 个温度点在此 3h 内瞬时的最大值和最小值，如图 12 所示最高点温度为 -39.3℃，最低点温度为 -43.0℃。根据标准计算出温度波动度为 3.7℃，满足标准 ≤ 6 ℃ 要求。

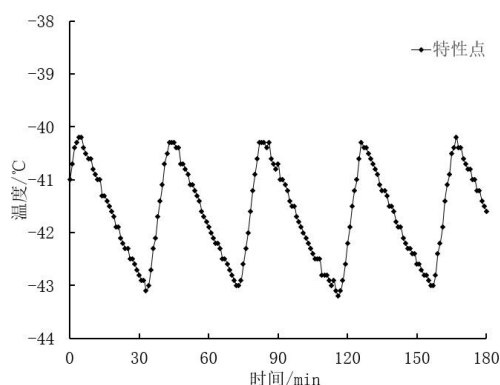


图 12 温度波动度

Fig.12 Temperature fluctuation

3.6 开门恢复时间

开门恢复时间反映了当医疗柜存取物品时，多久能恢复到要求的温度，是对系统制冷能力的一种要求。卧式 -40℃ 医疗柜要求 $\leq 10\text{min}$ 恢复到 -37℃。在 25℃ 环温下，医疗柜设定 -40℃，开门角度 $\geq 90^\circ$ 持续时间 1min。测试结果如图 13 所示，开门 1min 后特性点温度从 -41℃ 上升到 -40.9℃，关门后到 7min 特性点温度最高为 -40℃，然后开始继续下降，特性点温度始终低于 -37℃，满足设计要求。

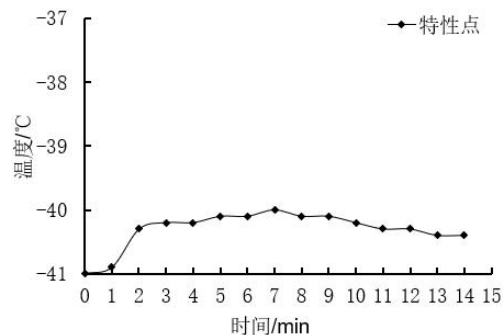


图 13 开门温度恢复时间

Fig.13 Door opening temperature recovery time

3.7 耗电量

耗电量反映了医疗柜在其特性温度下的能耗情况，本次设计的卧室 -40℃ 医疗柜耗电量依照标

准在环温 25℃ 下进行测试, 箱内温度达到要求后连续运行 24h 的整数周期, 测试结果如图 14 所示, 该医疗柜的最高运行功率为 152.5W, 停机时功率约 130W, 开停比为 80.1%, 每次开机运行约 32min, 停机 8min, 积分平均功率为 108.2W, 连续运行 24h 时 (1440min), 最终耗电量为 2.59kWh/24h。

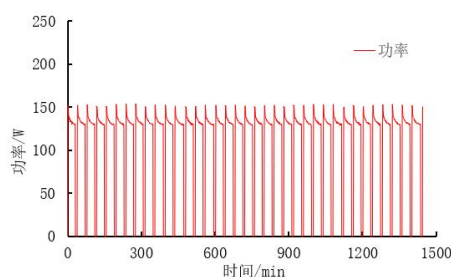


图 14 耗电量

Fig.14 Power consumption

4 总结

本文以-40℃卧式医疗柜最高运行环境温度为基础, 按照所选制冷剂 R290 的物性从理论上计算、分析了不同冷凝温度和蒸发温度对单位制冷制冷量 q_0 、单位容积制冷量 q_v 、等熵压缩比功 ω_0 、能效系数 COP 的影响, 以此为依据最终选取蒸发温度 $t_0=-44℃$, 冷凝温度 $t_k=38℃$ 作为制冷系统零部件设计计算依据。计算了蒸发器、冷凝器、以及低压管毛细管组件, 并按照计算结果制作了发泡层厚度 $\delta=80\text{mm}$, 容积 $V=279\text{L}$ 的医用冷冻箱。通过对比测试三种不同压缩机和冷凝器方案, 得到后以下结论:

(1) 在 32℃ 环温下仅依靠内藏式冷凝器很难实现箱温-40℃的目标。

(2) 外置冷凝器对降低箱内温度有较大的帮助, 增加外置冷凝器后箱内温度可降低约 3.9℃。

(3) 通过增加压缩机排量对降低箱内温度的作用有限, 压缩机气缸容积增大 1cm^3 箱内最低温度可多降低约 1.9℃。

(4) 卧式-40℃医用冷冻箱特性点温度比降温时间对制冷系统要求高很多, 满足特性点温度后降温时间有较大的余量。

本研究成果为设计低温医疗柜如何选取蒸发温度和冷凝温度提供了理论依据。由于受限于现有箱体压机室尺寸, 后续需要进一步扩宽不同外置式冷凝器对制冷系统运行的影响。

参考文献:

- [1] 田思瑶,戴源德,林秦汉.丙烷在水平微肋管内的沸腾传热强化特性[J].化学工程,2019,47(7):25-28.
- [2] 戴源德,王乐乐,薛存阳,等.R290 在小管径水平微肋管内凝结换热实验研[J].化学工程,2019,47(12):44-49.
- [3] 秦廷斌,张华,邱金友,等.碳氢制冷剂 R290 最新研究进展[J].制冷技术,2015,35(6):45-51.
- [4] 肖学智,周晓芳,徐浩洋,等.低 GWP 制冷剂研究现状综述[J].制冷技术,2014,34(6):37-42.
- [5] 王勤,陈福胜,朱志伟,等.HFC-161 混合物作为 HCFC-22 替代制冷剂的实验研究[J].工程热物理学报,2009,30(2):202-204.
- [6] SÁNCHEZA D, CABELLO R. ergy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as lowGWP R134a alternatives[J]. International Journal of Refrigeration, 2016,74:7469-282.
- [7] 肖庭庭,李征涛,董浩,等.R290 替代 R22 的解决方案综述及展望[J].流体机械,2014,43(3):75-81.
- [8] 李江屏,陈丹,李春雷.2015 年度中国制冷行业发展分析报告制冷剂产品市场分析[J].制冷技术,2016,36(S1):38-45.
- [9] 汪允华,蔡浩宇,郭硕,等.R290 制冷剂在小型冷藏陈列柜中的应用研究[C].2024 年中国家用电器技术大会,Hefei,China,2024.
- [10] 尚鑫,徐磊,侯代民,等.商用冷藏柜用 R290 制冷剂灌注量优化的研究[C].2024 年中国家用电器技术大会,2021.
- [11] 陈俊,刘新,黄胜华.R290 在小容积家用冰柜上的应用研究[J].日用电器,2024,(8):42-46.
- [12] 王传龙,邵美玲.替代制冷剂 R290 与 R404A 的对比特性研究[J].冷藏技术,2024,47(2):68-79.
- [13] 邓妮,孙海滨,王慧楠.基于 R600a/R290a 的碳氢混合制冷剂在冷柜中的应用研究[J].制冷与空调,2022,22(5):37-41.
- [14] 郭睿,祁影霞.新型环保混合制冷剂 R600a/R290a 的研究进展[J].物理化学进展,2016,5(4):97-104.
- [15] 钱文波,冯永斌,杨一帆,等.低温制冷剂应用于冷柜的综合分析[J].制冷与空调,2009,9(3):50-52,71.
- [16] 张朝晖,陈敬良,高钰,等.制冷空调行业制冷剂替代进程解析[J].制冷与空调,2015,15(1):1-8.
- [17] 赵力,张启,丁国良,等.一种非共沸混合工质的循环特性分析[J].工程热物理学报,2004,25(1):31-33.

- [18] 李大伟,晏刚,宋新洲,等.非共沸碳氢混合物作为冷柜替代制冷剂的理论研究[C].走中国创造之路-2011 中国制冷学会学术年会论文集,2011:1191-1198.
- [19] 刘悦超,朱阳春,黄玉杰.基于 R600/R290 混合制冷剂的立式冷冻箱的降温能力试验研究[J].制冷与空调,2022,22(1):43-46.
- [20] 薛文超,朱小兵,张奎,等.混合制冷剂对于冰箱节能和冷量优化的影响[J].家电科技,2022,(1):82-85.
- [21] 丁国良,张春路,赵力,等.制冷空调新工质热物理性质的计算方法与实用图表[M].上海:上海交通大学出版社,2003.
- [22] 张春路.制冷空调系统仿真原理与技术[M].北京:化学工业出版社,2013.
- [23] 余建祖,谢永奇,高红霞.换热器原理与设计(2 版)[M].北京:北京航空航天大学出版社,2019.
- [24] 盛伟,刘桂信,李飞,等.小型制冷系统中吸气管-毛细管回热器特性实验研究[J].制冷学报,2016,36(5):81-86.

(上接第 540 页)

参考文献:

- [1] 张立勇.供热管网的流体网络分析及水力平衡研究[D].天津:天津大学,2004.
- [2] 张光鹏.公路隧道双向换气式纵向通风研究[D].成都:西南交通大学,2008.
- [3] 王璐.公路隧道通风系统风机群节能控制方法[D].西安:长安大学,2020.
- [4] 黄惠斌.基于 PSO 优化的模糊控制在隧道通风中的应用[D].长沙:湖南大学,2009.
- [5] Dorigo M, Maniezzo V, Colomi A. Ant system: optimization by a colony of cooperating agents[J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part B: Cybernetics, 1996,26(1):29-41.
- [6] Dorigo M, Gambardella L M. Ant colony system: A cooperative learning approach to the traveling salesman problem[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 1997,1(1):53-66.
- [7] Zhou Y, Huang N. Airport AGV path optimization model based on ant colony algorithm to optimize Dijkstra algorithm in urban systems[J]. Sustainable Computing: Informatics and Systems, 2022,35:100716.
- [8] Afshar M H. Partially constrained ant colony optimization algorithm for the solution of constrained optimization problems: Application to storm water network design[J]. Advances in Water Resources, 2007, 30(4):954-965.
- [9] Toksari M D. Ant colony optimization for finding the global minimum[J]. Applied Mathematics and Computation, 2006,176(1):308-316.
- [10] 原思聪,刘道华,江祥奎,等.基于蚁群算法的多维有约束函数优化研究[J].计算机应用研究,2008,(6):1682-1684.