

- 80°C 低温冰柜的系统设计^①

卞荷洁 谷波

(上海交通大学 制冷与低温工程研究所 上海 200030)

摘 要 进行了 - 80 °C 的低温冷柜的设计计算, 该低温冰柜采用自然复叠制冷循环, 采用 R22/R14 混合工质。文中涉及了蒸发器、冷凝器、冷凝蒸发器、中间换热器、毛细管和压缩机的设计计算。这种自然复叠式低温冷柜结构简单, 在低温医学等方面有较好的应用。

主题词 自然复叠 低温冰柜 系统设计

1 引言

自然复叠制冷系统是一种采用多元混合工质的制冷系统, 通过单台压缩机, 自然分离, 多次复叠的方法, 在高低沸点组分间实现复叠, 实现要求的制取低温的目的。对自然复叠制冷的研究最早开始于 1959 年, 当时前苏联气体研究所的 A. P. Klimeemko 教授采用碳氢化合物作制冷剂, 用该系统液化天然气。接下来, 1959 年 Smith 和 Kennedy 也论述了此种系统, 他们采用 R12 和 R115 制冷剂的混合物, 并在传统复叠冷凝前加了制冷分馏冷凝器。1965 年, Fuderer 应用与 Podbielniak 类似的原理获得了美国专利。到了 20 世纪 80 年代, 由于国际社会对能源、环保的重视, 随着对混合工质研究的深入, 各国科学工作者展开了对自然复叠制冷系统的研究, 美国 REVCO 公司利用自然复叠循环的原理研制出 - 150 °C 的低温冰箱。由于自然复叠制冷系统具有比较大的工作温区, 无论是在普冷领域还是在低温电子、低温医学中的血液、器官保存、食品的冷冻干燥、气体液化等低温领域, 都具有比较大的实用价值。我国的一些科研单位、大学和医院陆续进口了这种低温冰箱。随着我国制冷工业的不断发展, 目前已有企业开始研发该种制冷系统, 因而现在对该系统的研究和应用意义较大。

2 系统的基本构成

自然复叠制冷是在传统制冷系统的基础上, 增加了气液分离器、中间换热器和冷凝蒸发器, 从而区别于传统制冷系统, 可以通过单台压缩机, 完成不同沸点组分的分离复叠。它的简单系统循环过程如下:

当制冷从压缩机 A 排出后, 经过干燥过滤器, 进入冷凝器 B, 通过换热器 G_1 。由于制冷剂的二元组分的沸点不同, 在冷凝器 B 和换热器 G_1 中制冷剂中的大部分高沸点组分被冷凝成液体, 而大部分低沸点组分仍然保持蒸气状态。制冷剂从换热器 G_1 出来后进入气液分离器 D, 在气液分离器中制冷剂分为主要成分为高沸点组分的液体和主要成分为低沸点组分的蒸气, 其中液体部分经储液器 C_1 和节流阀 J_1 后, 和蒸气部分在蒸发冷凝器 E 中进行了热

① 本文于 2003 年 1 月 6 日收到。卞荷洁, 女, 24 岁, 硕士生。

交换。主要成分为低沸点的组分的蒸气被冷凝为液体后，经储液器 C_2 、换热器 G_2 和节流阀 J_2 ，进入蒸发器 F 进行蒸发制冷。最后，从蒸发器出来的低沸点组分经过换热器 G_2 与从冷凝蒸发器出来的高沸点组分混合后进入压缩机，从而完成整个循环。

从该循环的工作原理可以看出，制冷的高沸点组分作为循环的高温制冷剂，制冷剂的低沸点组分作为循环的低温制冷剂，两者在气液分离器中分离，在循环中实现复叠。制冷剂的高沸点组分在冷凝器中冷凝液化，低沸点组分在冷凝蒸发器中冷凝，由高沸点组分的蒸发吸热为其提供冷量。最后进入蒸发器中蒸发制取低温的是低沸点组分，这就是自然复叠循环中的多级复叠，自然分离。一般二级自然复叠可以制取 $-80\text{ }^\circ\text{C}$ 的低温。要得到 $-180\text{ }^\circ\text{C}$ 的低温从理论上讲要四级自然复叠。显然，自然复叠制冷系统只有一个压缩机，其他均为非运动部件，简单可靠，彻底避免了多级复叠制冷系统必须用多个压缩机的缺点，使系统启动程序和运行控制大为简化，并提高了制冷效率。

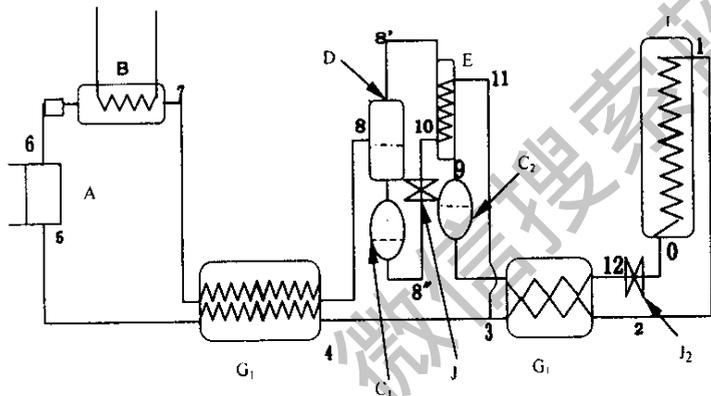


图1 制冷系统结构图

A—压缩机；B—冷凝器； C_1 、 C_2 —储液器；D—气液分离器；E—冷凝蒸发器；

F—蒸发器； G_1 、 G_2 —热交换器； J_1 、 J_2 —节流阀。

为达到要求的低温，该次设计使用的工质是 $R22$ 和 $R14$ ，冲注时混合工质的组分是： $R22$ 为 70% ， $R14$ 为 30% 。设定整个冰柜所需的制冷量为 80 W 。压缩机的高低工作压力分别是 $2\text{ }000\text{ kPa}$ ， 150 kPa 。冷凝温度在 $40\text{ }^\circ\text{C}$ ，设计要求冰柜内温度恒定在 $-80\text{ }^\circ\text{C}$ ，由于使用空气自然对流换热，所以基本上定蒸发温度为 $-86\text{ }^\circ\text{C}$ ，吸气温度为 $-5\text{ }^\circ\text{C}$ ，同时保证进行压缩机的是气态工质。

3 蒸发器和冷凝器的设计

3.1 蒸发器的设计

采用自然对流直接蒸发式表面空气冷却器，在 $-86\text{ }^\circ\text{C}$ 的蒸发温度下，冰柜内保持的温度为 $-80\text{ }^\circ\text{C}$ ，假设空气为理想气体。

表 1 系统的状态点

状态点	压力/kPa	温度/°C	焓/(kJ/kg)	熵/[kJ/(kg·K)]	干度
0	150	-90	295.1	1.747	0.818 9
1	150	-84	303.2	1.791	0.838 0
3	150	-50	375.8		1
4	150	-47.2	285.7	1.514	0.589 6
5	150	-5	407.2	2.036	1
6	2 000	118.69	460.9	2.036	1
7	2 000	32	389.7	1.754	0.866 2
8	2 000	0	268.6	1.341	0.263 4
8'	2 000	0	393.2	1.913	1
8''	2 000	0	201.9	1.009	0
9	2 000	-54.28	304.3		
10	150	-39.60	160.6	0.852	0.015 6
11	150	-32.92	223.5	1.123	0.281 2
12	2 000	-70	231.7	1.225	0

(1) 空气自然对流换热的计算

$Q_0 = 80 \text{ W}$ (只考虑显热换热量)

取空气侧传热温差 $\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

平均换热温度 $t_m = -82.5 \text{ }^\circ\text{C}$

冰柜的深度为 $l = 70 \text{ cm}$

空气侧的换热系数

$$\alpha = \frac{\lambda c (Gr Pr)^{1/4}}{l} = 6.24 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C)} \quad (1)$$

式中 Gr —葛拉晓夫数 $Gr = \frac{g\beta\Delta t l^3}{\nu^2}$; Pr —普朗特数。

(2) 制冷剂在水平光管内蒸发换热系数

选用紫铜管为 $\phi 8 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda}\right)} = 6.14 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C)} \quad (2)$$

管内制冷与管壁间的温差 $\Delta t_1 = 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$

(3) 换热面积 F_1 和蒸发管管长 l

$$F_1 = \frac{Q}{K \times \Delta t_1}$$

$$l = \frac{F_1}{\pi \times d_i} = 18.5 \text{ m}$$

所用蒸发管管长为 18.5 m。蒸发器的基本布

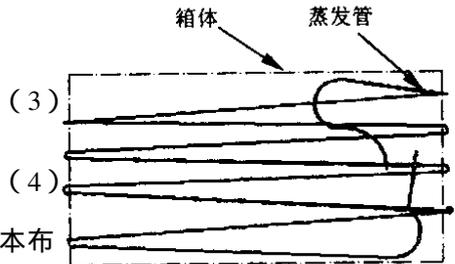


图 2 蒸发器的基本布局图

$$(1) \quad Q_K = G (h_6 - h_7) = 1.72 \text{ W} \quad (5)$$

(2) 风冷冷凝器以外表面为基准的传热系数 K_{oi} 采用强制对流套片管冷凝器，冷凝器选择叉排肋片管布置，见图 3。

管内冷凝热换系数计算如下：

$$\alpha_k = 0.683 \times r_s^{0.25} \times B_m \times (t_k - t_m)^{-0.25} \times d_i^{-0.25}$$

$$= 11\,639 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (6)$$

空气侧当量换热系数计算如下：

光管的换热系数：

$$\alpha = 15.5 w^{0.578} \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) = 49.49 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (7)$$

$$\text{式中 } w = s_f \times s_i / (s_f - \delta \times s_i - d_b) \times w_y = 5.708 \text{ m/s} \quad (8)$$

翅片管的当量放热系数：

$$\alpha_{\text{eq}} = \alpha \times \frac{\eta_f + f_f + f_b}{f_t} = 46.67 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (9)$$

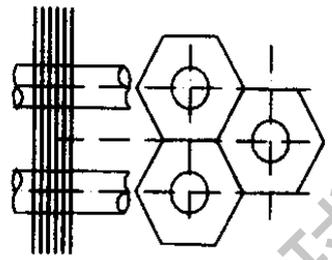


图3 冷凝器叉排肋片管布置图

则

$$K = \frac{1}{\left(\frac{\beta}{\alpha_k} + \frac{1}{\alpha_{\text{eq}}} + r_w\right)} = 35.14 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (10)$$

冷凝器平均传热温差 Δt_m ：

$$\Delta t_m = \frac{(t_k - t_1) - (t_k - t_2)}{\ln \frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}} = 7.2^\circ\text{C} \quad (11)$$

(3) 空气的体积流量：

$$V_a = \frac{Q_k \times v_1}{c_p \times (t_2 - t_1)} = 0.3 \text{ m}^3/\text{s} \quad (12)$$

(4) 传热面积 F_1 和肋片管的总长 L

传热面积：

$$F_1 = \frac{Q_k}{K_{\text{of}} \times \Delta t_m} = 6.798 \text{ m}^2 \quad (13)$$

肋片管总长：

$$L = \frac{F_1}{f_t} = 11.94 \text{ m} \quad (14)$$

(5) 空气流动阻力 Δp ：

$$\Delta p = 9.81 \times A \frac{L}{d_{\text{eq}}} \times (\rho \times w)^{1.7} = 46.28 \text{ Pa} \quad (15)$$

(6) 风机的选取：

根据上面冷凝器的设计计算所需要的风量和风压，选用 200FZL—04 型轴流风机 2 台，它的系统参数是：电压 220 V，频率 50 Hz，输入功率 50 W，转速 2 700 r/min，风量 540 m³/h，风压 ≥ 58.8 Pa，叶轮直径 200 mm。

4 冷凝蒸发器的设计计算

冷凝蒸发器采用套管式换热器，内外有机蒸气分别在冷凝和蒸发。

冷凝蒸发器中的换热量 Q_1 ：

$$Q_1 = G_2 \times (h_{11} - h_{10}) = 897.2 \text{ W}$$

换热面积为

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_1 \times \Delta t} = 0.07177 \text{ m}^2$$

式中 $K_1 = 3500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 传热温差 $\Delta t = 4.7 ^\circ\text{C}$ 。

套管式换热器的布置采用逆流形式。

内部为紫铜管采用 $\phi 10 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$ 。外部用 $\phi 28 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ 钢管套。

所用紫铜管的长度：

$$l' = \frac{F_1}{\pi \times d_i} = 2.54 \text{ m}$$

冷凝蒸发器结构如图 4。

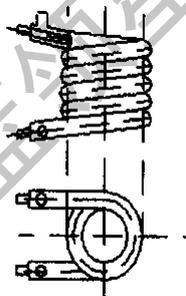


图 4 冷凝蒸发器盘管

5 中间换热器的计算

5.1 中间换热器 G_1

采用套管式换热器，逆流布置，内部紫铜管采用 $\phi 12 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$ ，

$d_i = 0.011 \text{ m}$ ，外部用 $\phi 32 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ 钢管套。传热温差为 $\Delta t = 5 ^\circ\text{C}$ 。

传热面积： $(K = 3000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}))$

$$F = \frac{Q_{G_1}}{K \times \Delta t} = 0.1953 \text{ m}^2$$

换热管长度：

$$l = \frac{F}{\pi \times d_i} = 5.65 \text{ m}$$

把套管式换热器盘成螺旋圆柱形。盘管弯头直径 $D = 30 \text{ cm}$ ，中间部分长度 $L = 50 \text{ cm}$ ，则一圈的周长为

$$s = \pi \times D + 2 \times L = 1.94 \text{ m} \quad (16)$$

圈数 $n = 3$ 圈

盘管的高度 $h = (n + 1) \times 32 = 0.128 \text{ m}$

布置图如图 5。

5.2 中间换热器 G_2

G_2 中的换热量 $Q_{G_2} = G(h_3 - h_1) = 716.6 \text{ W}$

同理采用套管式换热器，内外有蒸气分别在冷凝和蒸发。逆流布置，内部紫铜管采用 $\phi 10 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$ 。外部用 $\phi 28 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ 钢管套。传热温差为 $\Delta t = 5.0 ^\circ\text{C}$ ，换热系数 $K = 2500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

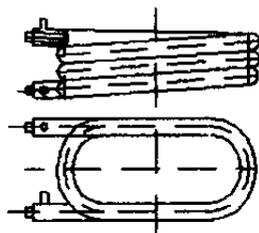


图 5 换热器 G_1 布置图

$$F = \frac{Q_{G_2}}{K \times \Delta t} = 0.057 \text{ m}^2$$

$$l = \frac{F}{\pi \times d_i} = 2.03 \text{ m}$$

所以，所用紫铜管的长度为 2.03 m 。

把套管式换热器盘成螺旋圆柱形，它的结构图与蒸发冷凝器的一致，只有高度的变化。

6 节流装置的估算和选配

按照蒸发冷凝器的设计特点，采用一根毛细管，不进行分路，取毛细管的管径为： $d_i =$

0.8 mm。根据 8" 点的状态知道，毛细管进口为过冷状态，则对于进口为过冷情况的绝热毛细管特性有：

$$m = 1.893 p_{in}^{1.369} (l_{cap}/D^{5.93})^{-0.484} (c_{pf} \Delta T_{sc})^{0.019} h_{fg}^{-0.824} v_g^{0.773} \times \left(\frac{\mu_f - \mu_g}{\mu_g} \right)^{0.265} v_f^{-0.532} \mu_f^{-0.128} \quad (17)$$

式中 h_{fg} , c_{pf} , ΔT_{sc} 分别表示汽化潜热，液体比热和进口过冷度。

由上式，可求得 $L_{cap1} = 12.06 \text{ m}$, $L_{cap2} = 8.37 \text{ m}$ 。

7 压缩机的计算

采用全封闭活塞式制冷压缩机，压比 = 13.33，总质量流量 $G = 0.024 \text{ 17 kg/s}$ 。

$$\text{理论上压缩机的体积流量 } V_h = G \times v_5 = 8.7 \text{ m}^3/\text{h} \quad (18)$$

$$\text{实际上压缩机的体积流量 } V_s = V_h / \eta = 9.7 \text{ m}^3/\text{h} \quad (19)$$

$$\text{理论功率 } N_0 = G \times (h_5 - h_6) = 1.29 \text{ kW} \quad (20)$$

$$\text{指示功率 } N_i = N_0 / \eta_i = 1.43 \text{ kW} \quad (21)$$

$$\text{摩擦功率 } N_m = V_h \times p_m = 0.090 \text{ 84 kW} \quad (22)$$

其中 p_m 平均摩擦压力，取 $p_m = 30 \text{ kPa}$

$$\text{压缩机的轴功 } N_e = N_i + N_m = 1.52 \text{ kW} \quad (23)$$

$$\text{配用电机的功率 } N_{mot} = N_e / \eta_e = 1.6 \quad (24)$$

选用全封闭压缩机 FH2480 型，它的名义马力为 2 匹，汽缸的转排量为 53.2 cm^3 。

8 结论

本文应用自然复叠制冷技术设计计算了一个低温冷柜系统，它的整体结构简单，获取的温度低 (-80°C)，可以应用于多种领域，如医学、生物学、材料科学等。在设计计算过程中，许多地方采用了理想化的算法，因此需要结合实际改进设计计算并使系统优化。

参 考 文 献

- 1 张祉祐，石秉三．制冷及低温技术．北京：机械工业出版社，1981：67~88
- 2 廖凯蒙，杜垵．自然复叠制冷系统初探．见：丁国良等编．制冷空调新技术进展，2000：94~97
- 3 Issimer Dale J. Refrigerant conversion of Auto-Refrigerating Cascad (ARC) systems. Int J Refrig, 1997, (20/3): 201~207
- 4 韩润虎．自然复叠系统与低温制冷．制冷学报，1999，(4)：59~61
- 5 公茂琼，罗二仓．用于复叠温区的多元混合工质节流制冷机优化分析实验研究．制冷学报，2000，(1)：20~25
- 6 陈光明，何一坚．一个改进自行复叠制冷循环的实验．低温工程，2001，(6)：27~31
- 7 杨世铭，陶文铨．传热学．第三版．北京：高等教育出版社，1998：162~178

A DESIGN FOR -80°C LOW TEMPERATURE REFRIGERATOR

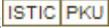
Bian Hejie Gu Bo

(Institute of Refrigeration & Cryogenics, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030)

ABSTRACT This paper mainly deals with the design of a -80°C freezer, which performs Auto-cascade refrigeration principle and use R22 and R14 as the zeotropic mixture refrigerant. The design calculations of evaporator, condenser, condensing-evaporator, medium heat transfer, capillary and compressor are described. This low-temperature freezer is characteristic for its compactness and it can be applied well in low temperature medicine and other regions.

KEYWORDS auto-cascade; low temperature refrigerator; system design

-80℃低温冰柜的系统设计

作者: 卜荷洁, 谷波
作者单位: 上海交通大学, 制冷与低温工程研究所, 上海, 200030
刊名: 低温工程 
英文刊名: CRYOGENICS
年, 卷(期): 2003, "" (2)
被引用次数: 7次

参考文献(7条)

1. 张祉祐, 石秉三 制冷及低温技术 1981
2. 廖凯蒙, 杜垵 自然复叠制冷系统初探 2000
3. Issimer Dale J Refrigerant conversion of Auto-Refrigerating Cascad(ARC) systems 1997 (20-3)
4. 韩润虎 自然复叠系统与低温制冷[期刊论文]-制冷学报 1999 (04)
5. 公茂琼, 罗二仓, 周远 用于复叠温区的多元混合工质节流制冷机优化分析及实验研究[期刊论文]-制冷学报 2000 (01)
6. 陈光明, 何一坚 一个改进自行复叠制冷循环的实验研究[期刊论文]-低温工程 2001 (06)
7. 杨世铭, 陶文铨 传热学 1998

引证文献(7条)

1. 胡春霞, 时阳 低温设备用-100℃全串联自动复叠制冷系统[期刊论文]-机械设计与制造 2009 (2)
2. 龙建佑, 朱冬生, 陈礼 自然复叠制冷系统的仿真与优化[期刊论文]-制冷与空调(四川) 2006 (2)
3. 毛雪东, 王铁军, 石国丽, 左承基 高低温冲击试验箱制冷系统设计[期刊论文]-机械工程师 2006 (2)
4. 孙志和, 石国丽, 汪韩送, 马学焕, 罗仁志 新型对开门高低温动态试验箱研制[期刊论文]-低温与超导 2006 (3)
5. 杜永海 R23/R134a自然复叠式制冷系统的数值模拟分析及其实验研究[学位论文]硕士 2006
6. 王雁 混合工质R134a/R23物性及其自然复叠循环特性的理论研究[学位论文]硕士 2005
7. 王生龙 精馏型自动复叠式低温箱的实验研究[学位论文]硕士 2005

本文链接: http://d.g.wanfangdata.com.cn/Periodical_dwgc200302010.aspx

下载时间: 2010年6月25日