

冰箱制冷系统设计说明书

1. 冰箱设计步骤

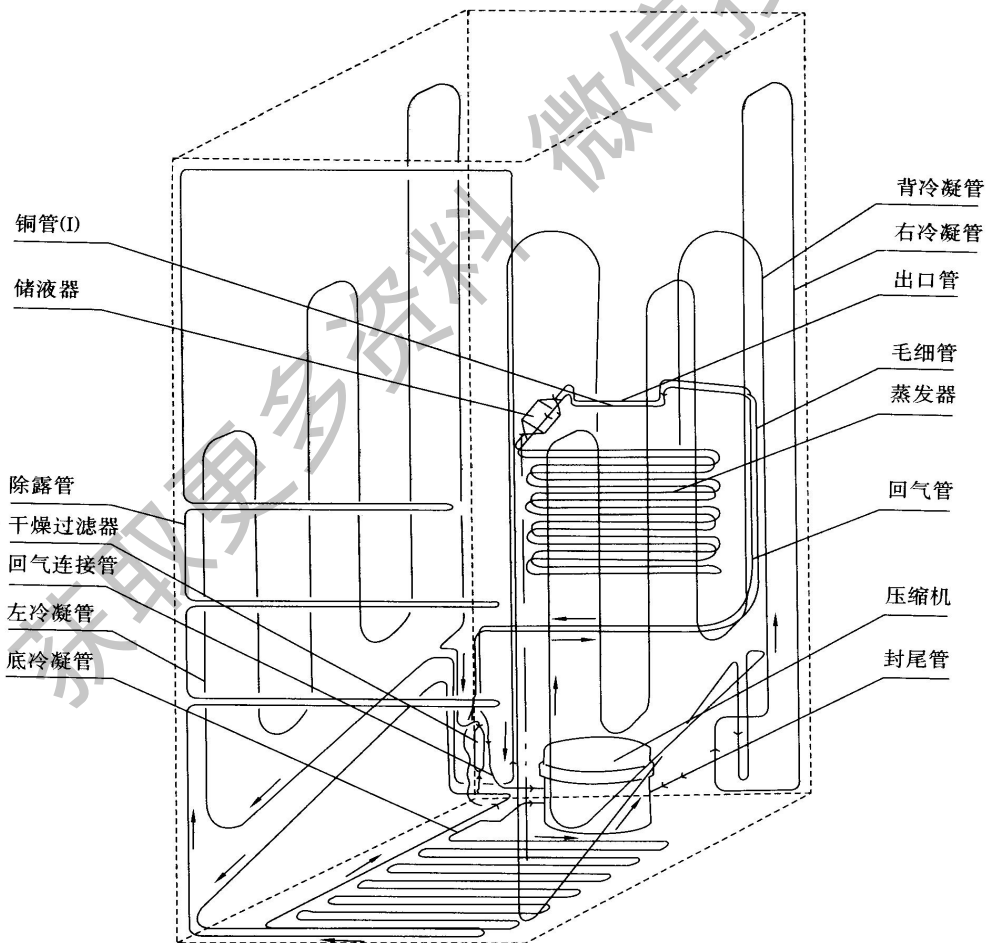
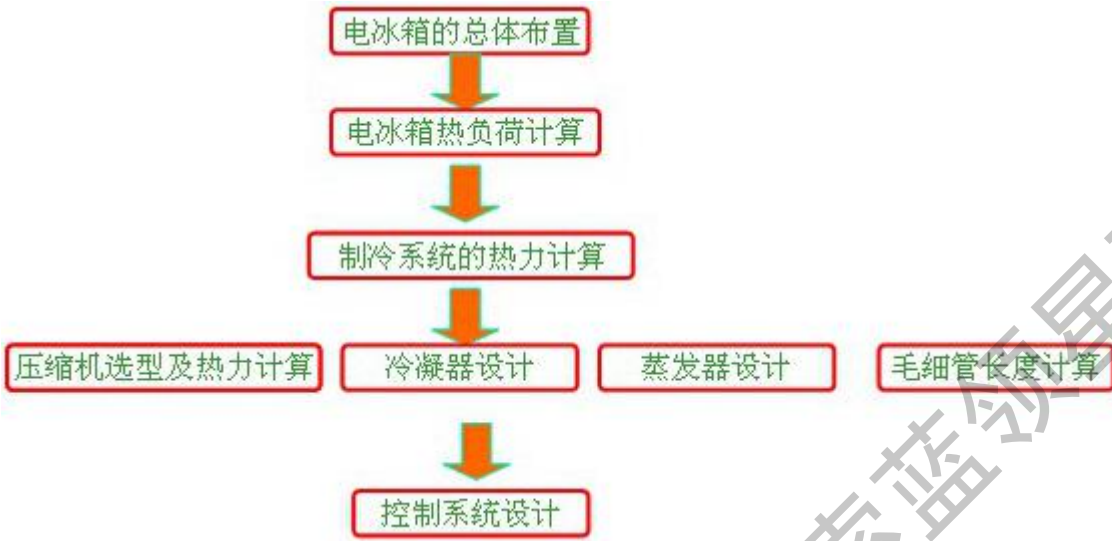


图 1 BCD-348W/H 电冰箱制冷系统图

2.冰箱的总体布置

2.1 箱体设计要求及形式

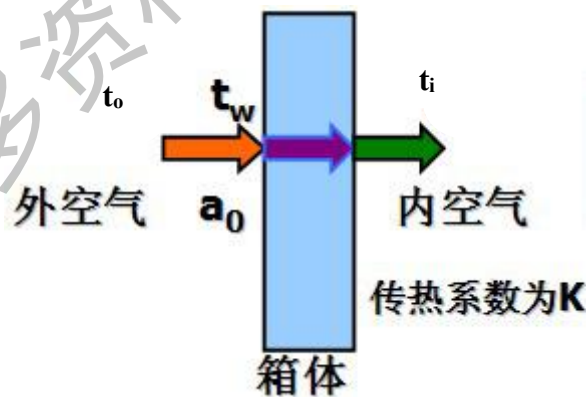
电冰箱箱体设计的优劣，直接影响使用性能、外观、耐久性制造成本和市场销售。在进行设计时，要求造型别致、美观大方。除色调要与家庭家具协调外，还必须考虑占地面积小内容积大，宽度、深度与高度的比例合理，有稳定感等。冰箱箱体尺寸见表1。

表1 箱体尺寸

内容积	外型尺寸		
	宽	深	高
50-100	450-480	470-530	480-1000
100-150	480-530	530-650	900-1200
150-200	530左右	650左右	1200-1500
200-300	530-610	640-720	1500-1700
300-400	700-850	600-720	1600-1700
400-600	750-1000	650-720	1700-1800

2.2 箱体外表面温度校核和绝热层厚度

设计箱体的绝热层时，可预先参照国内外冰箱的有关资料设定其厚度，并计算出箱体表面温度 t_w 。如果箱体外表面温度 t_w 低于露点温度 t_d ，则会在箱体表面发生凝露现象，因此箱体表面温度必须高于露点温度，一般 $t_w > t_d + 0.2$



$$t_w = t_o - \frac{K}{a_o}(t_o - t_i) \quad (1)$$

国家标准 GB8059.1 规定，电冰箱在进行凝露实验时

亚温带 SN、温带 N 气候条件下，露点温度为 $19 \pm 0.5^\circ\text{C}$

亚热带 ST、热带 T 气候条件下，露点温度为 $27 \pm 0.5^\circ\text{C}$

在 $t_w > t_d$ 的前提下，计算箱体的漏热量 Q_1 ，并用下面的公式校验绝热层的厚度

$$\delta = \frac{\lambda A(t_{w1} - t_{w2})}{Q_1} \quad (2)$$

t_{w1} ----冰箱外壁温度，℃

t_{w2} ----冰箱内壁温度，℃

λ -----绝热层导热系数，w/(m.k)

A -----传热面积，m²

校验计算的厚度在设定厚度基础上进行修正，反复计算，直到合理为止。

3.冰箱热负荷计算

$$\text{总热负荷 } Q=Q_1+Q_2+Q_3$$

Q_1 ---- 箱体的漏热量

Q_2 ---- 门封漏热量

Q_3 ---- 除露管漏热量

(1) 箱体的漏热量 Q_1

由于箱体外壳钢板很薄，而其导热系数很大，所以钢板热阻很小，可忽略不计。内胆多用塑料 ABS 成型，热阻较大，可将其厚度一起计入隔热层，箱体的传热可以看做单层平壁的传热。

$$Q_1 = KA(t_o - t_i) \quad (3)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_o} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_i}} \quad (4)$$

其中：K —— 传热系数，W/m²·℃；

A —— 传热面积，m²；

t_o —— 箱体外空气温度，℃；

t_i —— 箱体内空气温度，℃

a_o —— 箱外空气对箱体外表面的表面换热系数，W/m²·℃；

a_i —— 箱体内表面对箱内空气的表面换热系数，W/m²·℃；

λ —— 绝热层的导热系数,W/m²·℃；

δ —— 箱体各绝热层的厚度，m

注：1 当室内风速为 0.1-0.15m/s 时， a_o 可取 3.5-11.6 W/m²·℃

2 箱内空气为自然对流（直冷冰箱）时， a_i 可取 0.6-1.2 W/m²·℃

3 间冷冰箱，由于箱内风速大， a_i 可取 17-23 W/m²·℃

(2) 门封漏热量 Q_2

冷冻室和冷藏室的门封漏热系数均取 $0.0406\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$ 。

$$Q_2=0.0406\cdot L\cdot (t_o-t_i) \quad (6)$$

其中：L —— 门封有效长度；m

t_o —— 箱体外空气温度， $^\circ\text{C}$ ；

t_i —— 箱体内空气温度， $^\circ\text{C}$

(3) 除露管漏热量 Q_3

依据经验公式估算除露管带给箱体的热负荷：

$$Q_3=(L_D/1.79)\times 0.2294\times (t_D-0.84t_o-0.16t_F)\times P_r \quad (7)$$

其中： L_D —— 除露管有效长度；m

t_D —— 除露管温度； $^\circ\text{C}$

t_o —— 箱体外空气温度， $^\circ\text{C}$ ；

t_F —— 冷冻室温度； $^\circ\text{C}$

P_r —— 压缩机工作系数； $P_r = \frac{time_{\text{开机}}}{time_{\text{开机}} + time_{\text{停机}}}$

4. 制冷系统热力计算

电冰箱制冷系统热力计算的目的是算出循环系统的性能指标，制冷工质的循环量和压缩机实际吸入蒸气量。以此作为设计电冰箱冷凝器、蒸发器及压缩机选型的依据。

4.1 制冷循环的额定工况

制冷循环的额定工况参照国标 GB9098-88 中规定的工况，见表 2。

表 2. 我国国标 GB9098-88 中规定的工况

蒸发温度	吸气温度	冷凝温度	过冷温度	环境温度
$-23.3\pm 0.2^\circ\text{C}$	$32.2\pm 3^\circ\text{C}$	$54.4\pm 0.3^\circ\text{C}$	$32.2\pm 0.1^\circ\text{C}$	$32.2\pm 1^\circ\text{C}$

制冷系统中的需确定的参数为：冷凝温度 t_k ，蒸发温度 t_o ，回气温度 t_h ，过冷温度 t_g

(1) 冷凝温度 t_k

冷凝温度一般取决于冷却介质的温度以及冷凝器中冷质与制冷剂的传热温差，传热温差与冷凝器的冷却方式和结构形式有关。电冰箱大多采用空气自然对流冷却方式，制冷剂的冷凝温度等于外界空气温度加上冷凝传热温差。冷凝传热温差一般取 $10^\circ\text{C}-20^\circ\text{C}$ ，冷凝器的传热性能好，可适当取小

的数值，例如采用风速为 2-3m/s 的风冷却时，传热温差可取 8-10 °C

(2) 蒸发温度 t_0

蒸发温度一般取决于被冷却物体的温度以及蒸发器中制冷剂与被冷却物体的传热温差，电冰箱的蒸发温度等于箱内温度减去传热温差，一般传热温差取 5-10 °C，如采用风冷却式时传热温差可取 5 °C。箱内温度一般参照星级要求选取。

(3) 回气温度 t_h

回气温度取决于蒸气离开蒸发器时的状态和回气管的长度。电冰箱采用全封闭压缩机，一般进入壳体的状态为吸气状态，可根据压缩机标定的共况选取，该值越低对压缩机运行越有利。一般回气温度要小于或等于环境温度，但经实际测定，由于电机加热吸入气缸前过热蒸气温度达到 80 °C

(4) 过冷温度 t_g

过冷温度取决于液体制冷剂在回气管中进行热交换的程度。冷凝后的制冷剂在冷凝器末端已达到环境温度，再与回气管进行热交换得到冷却。一般过冷温度等于环境温度减去过冷度，过冷度可取 15-32 °C

4.2 制冷系统热力计算案例

要求设计一台采用自然对流冷却方式的 BCD-195 热带型电冰箱，冷冻食品贮藏室的温度要求为 -18 °C，制冷剂选用 R12。现对该冰箱的制冷系统进行热力计算。（环境温度：SN 型、N 型、ST 型取 25°C；T 型取 32°C）

对于热带型电冰箱，环境温度取 32°C。

计算步骤如下：

(1) 确定制冷系统的额定工况。

表 3 制冷系统额定工况

工况参数	冷凝温度 t_k	蒸发温度 t_0	回气温度 t_h	过冷温度 t_g
设计值	54.4	-25	32 (80)	17
参数来源	$t_k=32+22.4$ 环境温度加上传热温差	$t_0=-18-7$ 冷冻室温度减去传热温差	取为环境温度 括号值为实际吸入 气缸前的过热蒸汽	$t_g=32-15$ 环境温度减去过冷度

(2) 运用压焓图求各参数。

根据设计冰箱确定的工况和选用的制冷剂，运用压-焓图或热力性质表或计算公式求取有关压力、各点比焓值和过热蒸气比体积。计算时采用图 2 的压-焓图。图中将制冷剂在毛细管内的节流和进一步过冷过程分别用 3'-4 和 3-3' 表示。

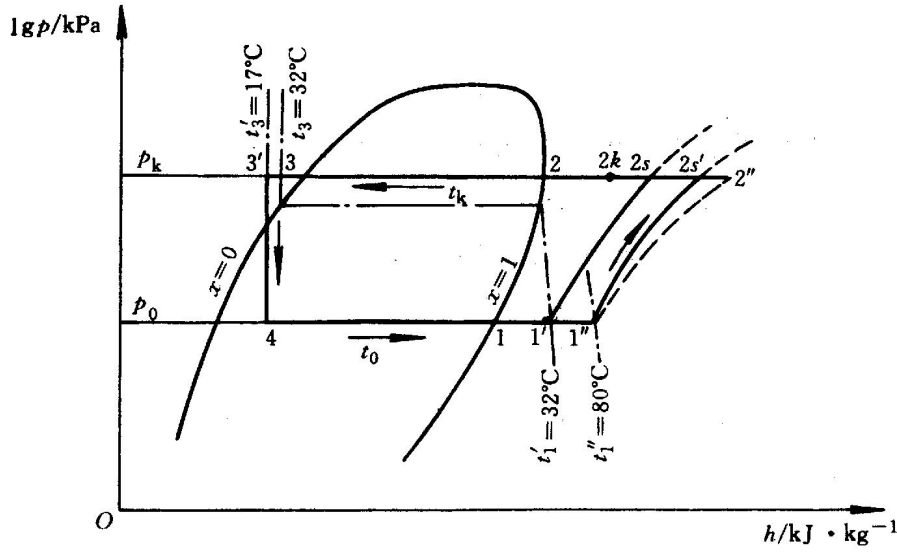


图 2. 冰箱制冷系统压-焓图

表 4 热力参数值 (R12)

参数名称	符号	单位	参数来源	设计值
冷凝压力	p_k	MPa	$t_k = 54.4^\circ\text{C}$ 查热力性质表	1.34776
蒸发压力	p_0	MPa	$t_0 = -25^\circ\text{C}$ 查热力性质表	0.12368
出蒸发器时饱和蒸气比焓	h_2	kJ/kg	$t_k = -25^\circ\text{C}$ 查热力性质表	340.424
进压缩机前过热蒸气比焓	h_1'	kJ/kg	$t_1' = 32^\circ\text{C}$ 查热力性质图	375
进压缩机前过热蒸气比体积	v_1'	m^3/kg	$t_1' = 32^\circ\text{C}$ 查热力性质图	0.166
进入气缸前过热蒸气比焓	h_1''	kJ/kg	$t_1'' = 80^\circ\text{C}$ 查热力性质图	406
进入气缸前过热蒸气比体积	v_1''	m^3/kg	$t_1'' = 80^\circ\text{C}$ 查热力性质图	0.1917
排出过热蒸气温度	t_{2s}	$^\circ\text{C}$	$T_2 = \left(\frac{p_k}{p_0}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} (t_1 + 273)$	134.46
冷凝温度下饱和蒸气比焓	h_2	kJ/kg	$t_k = 54.4^\circ\text{C}$ 查热力性质表	371.697
排出过热蒸气比焓	h_2'	kJ/kg	$h_2' = h_2 + \frac{h_{2s} - h_2}{\eta_1}$	495.93
制冷剂过冷至 32°C 时比焓	h_3	kJ/kg	$t_k = 54.4^\circ\text{C}$ 查热力性质图	231.4
毛细管节流前液体比焓 (17°C)	h_3'	kJ/kg	$t_k = 54.4^\circ\text{C}$ 查热力性质图	215.6
蒸发器入口制冷剂比焓	h_4	kJ/kg	$h_4 = h_3$	215.6
定熵压缩蒸气比焓 (32°C)	h_{2s}	kJ/kg	$t_k = 54.4^\circ\text{C}$ 查热力性质图	428.7
定熵压缩蒸气比焓 (80°C)	h_{2s}'	kJ/kg	$t_k = 54.4^\circ\text{C}$ 查热力性质图	468.5

(3) 计算循环的各性能指标。

3) 计算循环的各性能指标

①单位质量制冷量 q_0 可用图 6-17 中点 1 和点 4 两点的比焓差表示,即

$$q_0 = h_1 - h_4 = (340.424 - 215.6) \text{kJ/kg} = 124.824 \text{kJ/kg}$$

②单位容积制冷量 q_v 可以很方便地从 q_0 换算出来,即

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} = \frac{124.824}{0.166} \text{kJ/m}^3 = 751.95 \text{kJ/m}^3$$

③单位绝热功 w_0 可用点 2s 和点 1' 两点的焓差表示,即

$$w_0 = h_{2s} - h_1' = (468.5 - 406) \text{kJ/kg} = 62.5 \text{kJ/kg}$$

④制冷系数 ϵ 循环的制冷系数可用循环的单位制冷量与单位绝热功之比表示,即

$$\epsilon = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1'} = \frac{124.824}{62.5} = 2.00$$

⑤单位指示功 w_i 可通过指示效率计算出过热蒸气比焓后求出。

指示效率

$$\eta_i = \frac{T_0}{T_k} + bt_0 = \frac{273 - 25}{273 + 54.4} + 0.0025 \times (-25) = 0.695$$

排出过热蒸气比焓

$$h_2' = h_1' + \frac{h_{2s} - h_1'}{\eta_i} = \left(406 + \frac{468.5 - 406}{0.695} \right) \text{kJ/kg} = 495.93 \text{kJ/kg}$$

单位指示功

$$w_i = h_2' - h_1' = (495.93 - 406) \text{kJ/kg} = 89.93 \text{kJ/kg}$$

⑥单位冷凝热量 q_k

$$q_k = h_2' - h_3' = (451.83 - 215.6) \text{kJ/kg} = 236.23 \text{kJ/kg}$$

⑦制冷剂循环量 G_s 已知压缩机的制冷量 Q_0 可求出制冷剂每小时循环量 G_s 。(即压缩机每小时吸入制冷剂质量)

$$G_s = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{131.77 \times 3.6}{124.824} \text{kg/h} = 3.8 \text{kg/h}$$

上式中的 Q_0 可以查压缩机规格参数表获取,在进行设计时一般取总热负荷值,131.77W 是例 1 中总热负荷的计算值。

⑧冷凝器热负荷 Q_k 冷凝器中放出的总热量,即

$$Q_k = G_s q_k = G_s (h_2' - h_3') = 3.8 \times 236.23 \div 3.6 \text{W} = 249.35 \text{W}$$

⑨压缩机实际吸入过热蒸气量 V_s 压缩机实际吸入过热蒸气量就是实际输气量

$$V_s = G_s v_1' = 3.8 \times 0.166 \text{m}^3/\text{h} = 0.63 \text{m}^3/\text{h}$$

5. 压缩机选型及热力计算

电冰箱压缩机均采用全封闭式压缩机。对于冰箱厂,一般无制造冰箱压缩机的能力,只能在进行电冰箱设计时,直接根据设计任务书所提出的制冷量的大小从已有产品中选择压缩机。

压缩机选型时,主要的参考资料是各种压缩机的全性能曲线,全性能曲线见图 3。

图中 t_0 为蒸发温度, t_k 为冷凝温度。压缩机制造厂提供每种型号压缩机的全性能曲线。

用全性能曲线选择压缩机的方法如下:①通过制冷系统的热力计算,求出在计算工况 t_0, t_k 时的制冷量 Q_0 ;②参照各种压缩机的全性能曲线,选择压缩机。所选用的压缩机应满足计算工况下的制冷量,并应有高的制冷系数,同时要顾及产品的质量,价格和安装尺寸。压缩机型号及性能见附表 1。

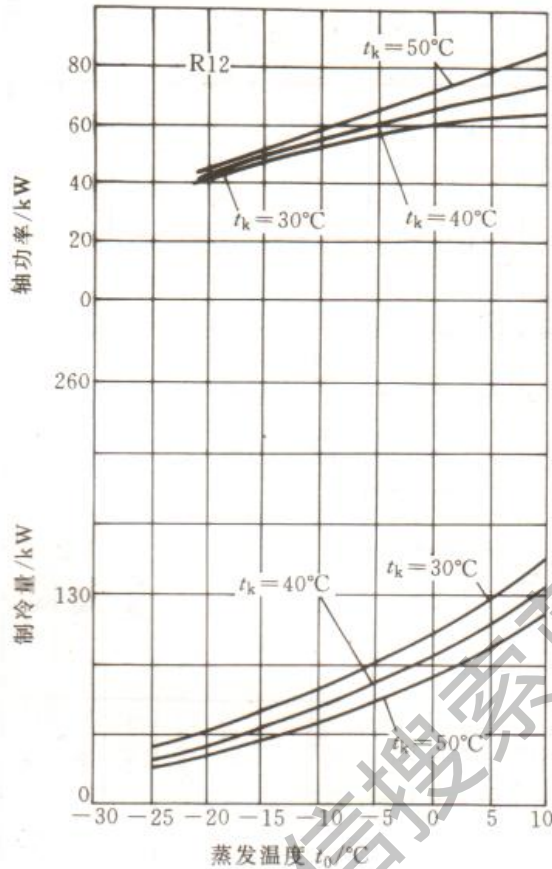


图 3.压缩机全性能曲线

6. 毛细管的设计计算

在电冰箱和空调器等小型制冷装置设计中，毛细管尺寸的正确选择和制冷剂充注量的确定都是很重要的，它们将直接影响到装置的有关性能。

关于毛细管的选择，国内外学者提出了多种方法，但由于毛细管中气、液两相流动过程比较复杂，在实际应用中，因管径偏差、管壁的粗糙度等都难以准确测量，所以计算结果都存在一定误差。在制冷系统设计中，一般先用实验或计算法初步预选毛细管，然后再通过整机的试验，确定其最终尺寸。下面介绍几种毛细管的选择方法。

(1) 实测法

实测法分为毛细管液体流量测定法和氮气(或者空气)流量测定法两种。

液体流量测定法是将几台经过实测和证实符合设计要求工况工作的制冷系统作为样机，拆除该机的毛细管作为标准品，测出它的液体流量值，作为生产所用毛细管的测定依据。

简易测定流量方法如图 4 所示。在钢瓶内盛的液体(酒精、水或四氯化碳)用空气压缩机加压，在气体流量控制阀的控制下，瓶内的压力保持在表压力 1MPa，每分钟通过毛细管的液体量，就是该毛细管的流量(mL)。

氮气(或空气)流量测定法一般用压缩机为排气动力，进行氮气(空气)流量测定。其测定方法：在压缩机吸、排气侧连接低压、高压阀门和压力表，低压阀门处于全开状态，把毛细管一端焊在干燥过滤器出口上(要保持干燥过滤器畅通)，另一端暂不焊入蒸发器。压缩机启动运行后，氮气或空气从低压阀吸入，直到低压吸入压力与大气压相等时，高压表指示压力应稳定在 1~1.2Mpa (此压力为冰箱设计值，对于空调器，压力应为 0.55—0.6Mpa) 的数值上。如高压超过上述值，说明流量过小，可截去一段毛细管，边截边试，直到压力值合适为止。如压力过低，说明流量过大，要更换长一些的毛细管或加大毛细管的

阻力，如增加毛细管盘卷圈数或盘卷直径等。这种方法在维修中应用较普遍。

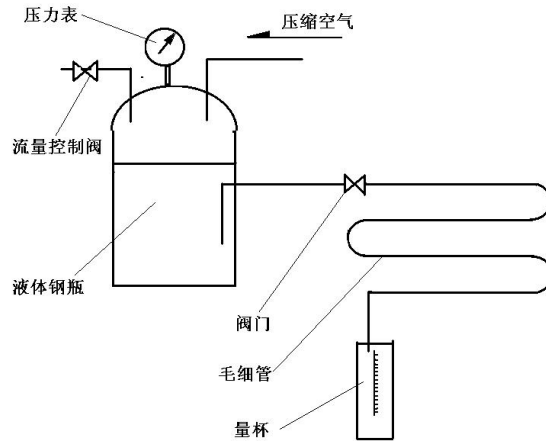


图4 毛细管流量测定示意图

(2) 图解法

图解法即在稳定工况下，对某种制冷剂按试验数据作出线图。实际应用时，根据已知的条件，通过线图选择适用的毛细管。图5a以管径 d_i 为1.625mm,长度 L 为2030mm，蒸发压力小于或等于临界压力时测得的制冷剂流量，并以冷凝温度为 54.4°C ，进口温度为 46.1°C 时为流量为相对流量1，而图5b则表明冷凝温度为 54.4°C ，进口温度为 46.1°C 时，各种毛细管管径及长度下的相对流量。

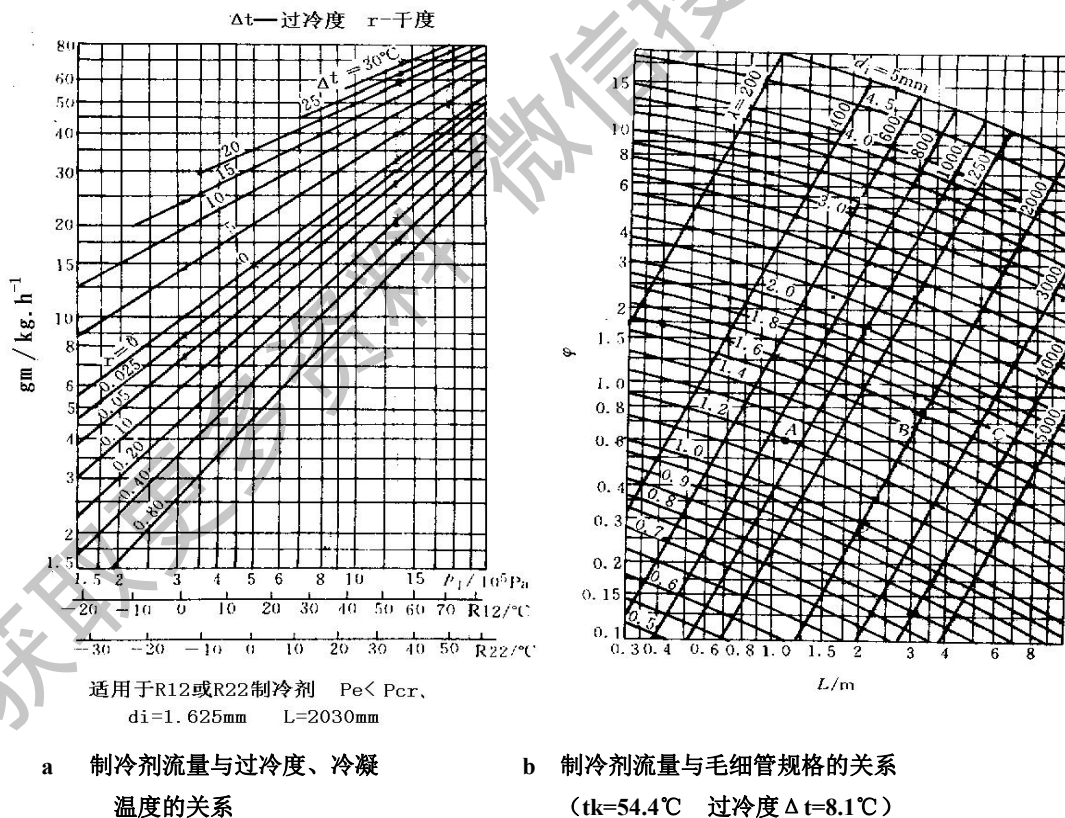


图5

(3) 计算法

毛细管的计算公式到目前为止都不是十分精确。现介绍一种从管道阻力计算中推导出来的经验公式。

$$L = \frac{\Delta p Re^{0.25} d}{0.1582 w^2 \rho} \quad (8)$$

式中 Δp ——压力差 ($p_k - p_0$), 单位为 Pa;

Re ——雷诺数;

L ——毛细管长度, 单位为 m;

w ——制冷剂流速, 单位为 m/s;

ρ ——制冷剂密度, 单位为 kg/m^3 ;

d ——毛细管内径, 单位为 m。

(4) 统计法

统计法是一种最简单的使用方法, 它是根据多数厂家长期的实践经验数据选用毛细管。表 5 是通过统计法得到的用于电冰箱、冷藏库毛细管的选配表。

表 5 毛细管的选配表

压缩机 功率/W	制冷剂	冷凝器型式 S (自然对流) F (强迫对流)	用途	蒸发温度/°C 长度、内径/mm					
				-23~-15		-15~-6.7		-6.7~2	
				内径	长度	内径	长度	内径	长度
61	R12	S	家用电冰箱	0.66	3.66	0.79	3.66		
92	R12	S	家用电冰箱	0.66	3.66	0.79	3.66		
123	R12	S	家用电冰箱	0.79	3.66	0.91	3.66		
123	R12	F	家用电冰箱	0.91	4.58	0.91	3.05		
123	R12	F	冷饮器、冷藏箱			0.91	3.66	0.91	2.41

压缩机 功率/W	制冷剂	冷凝器型式 S (自然对流) F (强迫对流)	用途	蒸发温度/°C 长度、内径/mm					
				-23~-15		-15~-6.7		-6.7~2	
				内径	长度	内径	长度	内径	长度
147	R12	S	家用电冰箱	0.91	4.58	0.91	3.05	1.07	3.66
177	R12	F	冷饮器					0.91	1.34
188	R12	S	家用电冰箱	0.91	3.66				
188	R12	F	冷饮器、冷藏箱			1.07	3.66	1.07	2.41
245	R12	F	冷藏箱			1.24	3.66	1.37	3.05
367	R12	F	商用电冰箱 (低温)	1.37	3.05	1.5	4.58		

7. 制冷剂充注量

制冷系统设计制造中，制冷剂加入量过多或过少，运行都是不利的。制冷剂量不足时，蒸发器未完全充满，蒸发压力降低，压缩机吸气过热度增加，因此蒸发器的传热系数和系统制冷量减小。另一方面制冷剂量过多时，将导致冷凝器参与换热的有效表面减少，结果引起冷凝温度和压力增加，系统制冷量下降，能耗也增加，而且充注量过多时，传热系数的下降速度比充注量不足时更快。

制冷剂注入量的精确计算，迄今还没有得到很好解决，目前归纳起来有以下几种方法。

(1) 观察法

这种方法是在压缩机运行的情况下边充制冷剂，边检查充注压力，（小型制冷系统一般从压缩机吸入口充注，大中型制冷系统从高压贮液器加液口充入，充入前应接干燥器，确保充入制冷剂中不含水分）边观察蒸发器的结霜情况、冷凝器的温度、低压吸气管的温度、压缩机的运转电流等。直到蒸发器全部结霜，压缩机的运转电流不超过额定电流时，就停止充制冷剂。

(2) 实验数据法

实验数据法是根据实验方法得出的计算式和计算图。这种方法是从长期实践中总结出来的，在实验条件下使用是较正确的。

下面介绍是按照蒸发器和冷凝器内部容积计算制冷剂充注量(单位为 g)的经验公式。

$$m = 0.41V_e + 0.62V_c - 38 \quad (9)$$

式中 m ——制冷剂充注量，单位为 g；
 V_e ——蒸发器的内部容积，单位为 cm^3 ；
 V_c ——冷凝器的内部容积，单位为 cm^3 。

(3) 额定工况计算法

额定工况计算法是根据制冷剂在制冷系统内的不同状态，查出它的密度和液体及蒸气所占容积的比例，然后按运行时各容器的制冷剂状态算出其质量。

计算步骤：

- 1) 分别计算冷凝器、蒸发器、干燥过滤器及管道内腔容积。
- 2) 按额定工况参数查出制冷剂在该状态(气态、液态)下的密度，根据额定工况参数作压焓图，并查出蒸发器进、出口干度 x_1, x_2 ，再求出蒸发器内蒸汽的平均干度 $x = (x_1 + x_2) / 2$
- 3) 用 1)、2)项数据，分别计算各部分所需质量并相加，即为该机制冷剂的注入量。

例 1：一台冰箱的蒸发器容积 $V_e = 0.118 \text{dm}^3$ ，冷凝器容积 $V_c = 0.1056 \text{dm}^3$ ，制冷工质为 R12，其工况 $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ， $t_k = 55^\circ\text{C}$ ， t_g (过冷温度) = 50°C ，求制冷剂的最佳充注量。

解：

- 1) 根据给定工况在 R12 制冷剂压-焓图和热力性质表中查所需参数。

$$t_0 = -15^\circ\text{C} \text{ 时，液体密度 } \rho' = 1.44 \text{ Kg/L；蒸气密度 } \rho'' = 0.01 \text{ Kg/L}$$

$$t_k = 55^\circ\text{C}，t_g = 50^\circ\text{C} \text{ 时 液体密度 } \rho' = 1.213 \text{ Kg/L；蒸气密度 } \rho'' = 0.068 \text{ Kg/L}$$

蒸发器入口干度 $x_1 = 0.4$ ，出口干度 $x_2 = 1.00$ ，平均干度 $x = 0.7$ 。因此蒸发器内饱和液体平均值占容积的 30%，干蒸汽占 70%。冷凝器内液体按经验取 15%，干蒸汽占 85%。

$$\text{蒸发器内液体量： } m_1 = 0.3\rho'V_e = 0.3 \times 1.44 \times 0.118 = 0.05 \text{ kg}$$

蒸发器内干蒸汽量： $m_2 = 0.7\rho''V_e = 0.7 \times 0.01 \times 0.118 = 0.0008 \text{ kg}$

冷凝器内液体量： $m_3 = 0.15\rho'V_c = 0.15 \times 1.213 \times 0.105 = 0.019 \text{ kg}$

冷凝器内干蒸汽量： $m_4 = 0.85\rho''V_c = 0.85 \times 0.068 \times 0.105 = 0.006 \text{ kg}$

总计 $m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = 0.05 + 0.0008 + 0.019 + 0.006 = 0.0758 \text{ kg} = 75.8 \text{ g}$

将以上各式合并，则

$$m = (0.3 \times 1.44 + 0.7 \times 0.01)V_e + (0.15 \times 1.213 + 0.85 \times 0.068)V_c$$

$$m = 0.439V_e + 0.239V_c \quad (1)$$

式(1)为 $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ， $t_k = 55^\circ\text{C}$ 下充注 R12 的充注量公式。

电冰箱制冷系统如用 R134a 替代 R12 时，其最佳充注量将减少。在不改变系统部件的情况下，制冷剂的充注量将减少 10% 左右。

电冰箱设计案例

设计一台直冷式 BCD-195 热带型电冰箱为例。阐述电冰箱的设计。

1. 电冰箱的总体布置

电冰箱的总体布置是电冰箱设计的一个重要环节。必须全面地考虑这个问题。本设计的总体布置是以国家标准 GB8059.1-3-87 为依据。现根据所提出的任务给出如下设计条件：

- 1) 使用环境条件：冰箱周围环境温度 $t_a = 32^\circ\text{C}$ ，相对湿度 $\varphi = 75 \pm 5\%$ 。
- 2) 箱内温度：冷冻室不高于 -18°C ，冷藏室平均温度 $t_m = 5^\circ\text{C}$ 。
- 3) 箱内有效容积：总容积为 195L，其中冷冻室为 45L，冷藏室为 150L。

4) 制冷系统为单级蒸气压缩式制冷系统，冷却方式采用直冷式，冷冻室蒸发器采用板管式，冷藏室蒸发器采用单脊翅片式，冷凝器采用丝管式冷凝器，采用毛细管作为节流元件。制冷系统图为图 6-2 的形式，不设置水蒸发加热器。

表 5.电冰箱各面的绝热层厚度

箱面	顶面	侧面	背面	门体	底面
冷冻室	52	62	72	62	65
冷藏室	65	42	52	62	42

5)箱体结构：外形尺寸为 545mm*545mm*1332mm(宽*深*高)。绝热层用聚氨酯发泡，其厚度根据理论计算和冰箱厂的实践经验选取。其值如表 5 所示，箱体结构图如图 6 所示。

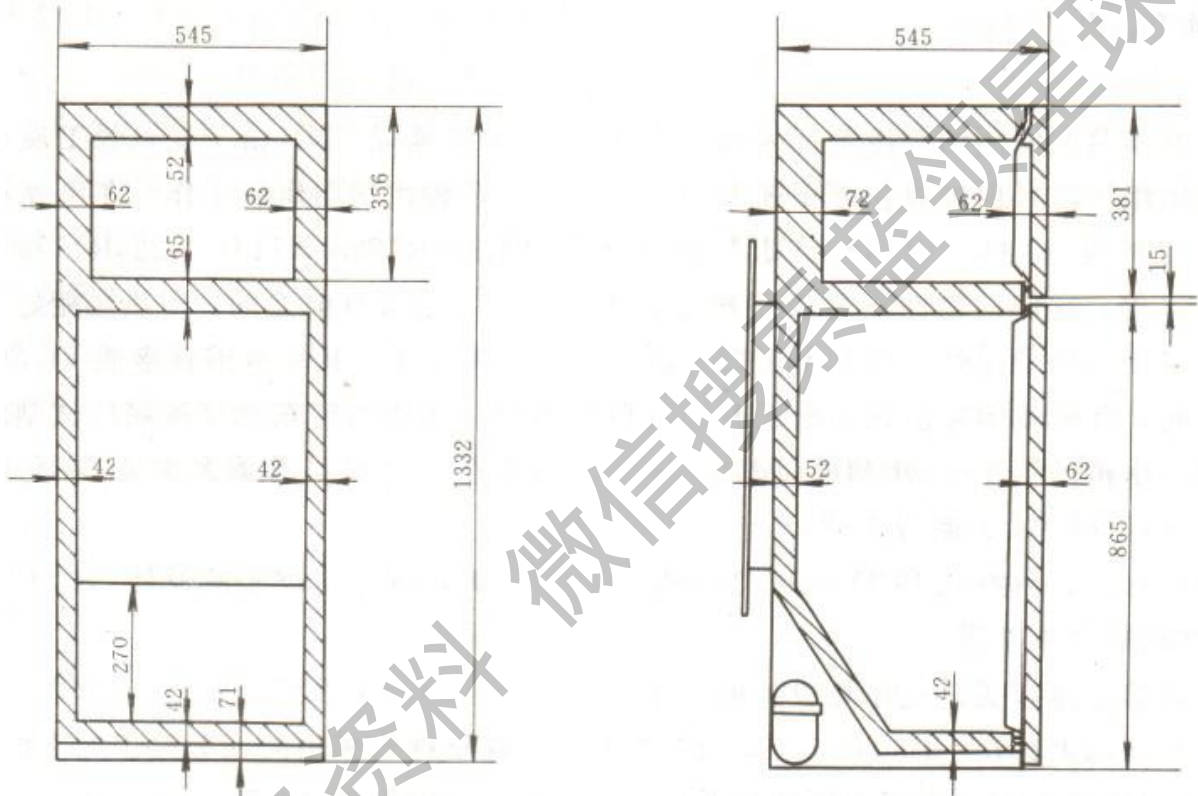


图 6 箱体结构图

2.电冰箱热负荷计算

2.1 冷冻室热负荷 Q_F

(1) 箱体的漏热量 Q_1

表 6 冷冻室箱体各表面的传热量

箱面	顶面	侧面	背面	门体	底面	箱面	顶面	侧面	背面	门体	底面
计算值						计算值					
面积 A/m^2	0.262	0.359	0.179	0.179	0.262	传热温差/ $^{\circ}C$	50	50	61.2	50	50
传热系数 $K/W/(m^2 \cdot K)$	0.376	0.333	0.299	0.333	0.322	传热量 Q/W	4.926	5.98	3.275	2.98	4.218

$$Q_1=4.296+5.98+3.275+2.98+4.218=21.379W$$

(2) 门封漏热量 Q_2

$$Q_2=0.0406 \cdot L \cdot (t_o-t_i)$$

$$=0.0406 \times 2(545+356) \times 10^{-3}[32-(18)]$$

$$=3.66\text{W}$$

(3) 除露管漏热量 Q_3

$$Q_3=(L_D/1.79) \times 0.2294 \times (t_D-0.84t_o-0.16t_F) \times P_F$$

$$=\{[2(545+356)+545] \times 10^{-3}/1.79\} \times 0.2294 \times (120-0.84 \times 32-0.16 \times (-18)) \times 35\%$$

$$=10.1\text{W}$$

冷冻室总热负荷 $Q_F=Q_1+Q_2+Q_3$

$$=21.379+3.66+10.1$$

$$=35.14\text{W}$$

2.2 冷藏室热负荷 Q_R

(1) 箱体的漏热量 Q_1

表 7 冷藏室箱体各表面的传热量

箱面 计算值	顶面	侧面	背面	门体	底面	箱面 计算值	顶面	侧面	背面	门体	底面
面积 A/m^2	0.262	0.865	0.433	0.433	0.262	传热温差/ $^{\circ}\text{C}$	-23	27	38.2	27	27
传热系数 $K/$ [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]	0.322	0.431	0.376	0.333	0.431	传热量 Q/W	-1.94	10.07	6.219	3.89	3.05

$$Q_1=-1.94+10.07+6.219+3.89+3.05=21.289\text{W}$$

(2) 门封漏热量 Q_2

$$Q_2=0.0406 \cdot L \cdot (t_o-t_i)$$

$$=0.0406 \times 2(865+545) \times 10^{-3}(32-5)$$

$$=3.1\text{W}$$

冷藏室总热负荷 $Q_R=Q_1+Q_2$

$$=21.289+3.1$$

$$=24.389\text{W}$$

电冰箱总热负荷为 $Q=1.2(Q_F+Q_R)=1.2(35.14+24.389)=71.43\text{W}$ (考虑一定的热负荷余量, 乘以一个放大系数 1.2。)

3. 箱体外表面凝露校核

箱体外表面凝露校核也分冷冻室和冷藏室进行。

3.1 冷冻室

冷冻室绝热层厚度最薄处在顶面, 按式(1)计算, 计算时取箱外空气对箱体表面的表面传热系数 a_0 为 $11.63\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$, 传热系数 K 值为 $0.376\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$, 环境温度 t_o 为 32°C , 箱内空气温度 t_i 为 -18°C , 则外表面温为:

$$t_w = t_o - \frac{K}{a_o}(t_o - t_i) = 32 - \frac{0.376}{11.63}(32 - (-18)) = 30.38^{\circ}\text{C}$$

在环境温度 32°C , 相对湿度 75% 下查空气的 $h-d$ 图, 其露点温度为 28.2°C , 由此可见冷冻室绝热层厚度最薄处的顶表面温度大于露点温度, 故不会凝露。

3.2 冷藏室

冷藏室两侧面和底面的绝热层厚度最薄，因此只要对它们进行露点校核即可。计算时取传热系数 K 为 $0.43\text{Lw}/(\text{m}^2\text{K})$ ，环境温度 t_o 为 32°C ，箱内空气温度 t_i 为 5°C ，其余参数与冷冻室校核计算相同，则外表面温度为：

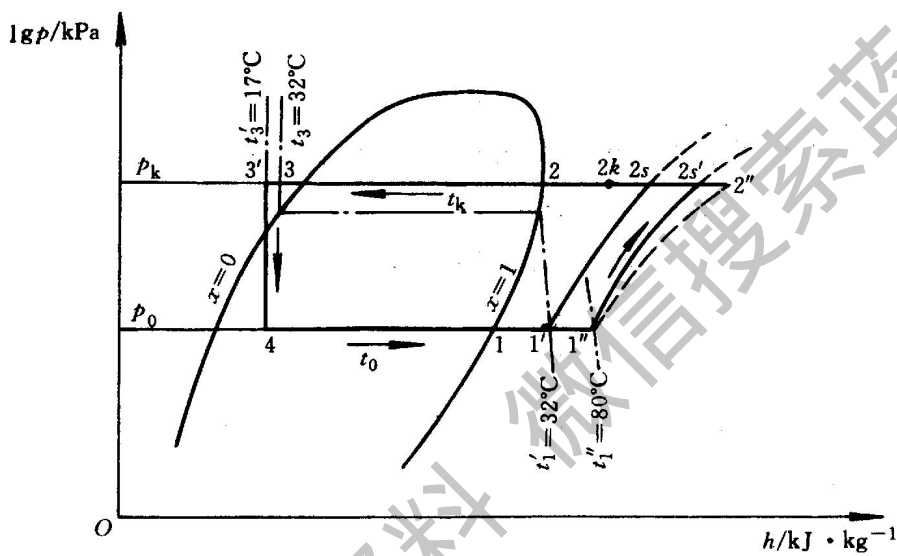
$$t_w = t_o - \frac{K}{a_o}(t_o - t_i) = 32 - \frac{0.431}{11.63}(32 - 5) = 31^\circ\text{C}$$

可见，冷藏室两侧和底部同样不会凝露。

根据以上计算可知，本例题所设计的冰箱采用上述绝热层厚度在外表面不会出现凝露现象。

4. 制冷系统热力计算

$$t_k=54.4^\circ\text{C} \quad t_o=-23.3^\circ\text{C} \quad t_h=32(80)^\circ\text{C} \quad t_g=17^\circ\text{C}$$



获取更多资料 微信搜索 索蓝领星球

参数名称	符号	单位	参数来源	设计值
冷凝压力	p_k	MPa	$t_k=54.4\text{C}$ 查热力性质表	1.4696
蒸发压力	p_0	MPa	$t_0=-23.3\text{C}$ 查热力性质表	0.115
出蒸发器时饱和蒸气比焓	h_1	kJ/kg	$t_0=-23.3\text{C}$ 查热力性质表	383.27
进压缩机前过热蒸气比焓	h_1'	kJ/kg	32C 查热力性质图	430.0
进入压缩机前过热蒸气比体积	v_1'	m^3/kg	32C 查热力性质图	0.213
进入气缸前过热蒸气比焓	h_1''	kJ/kg	80C 查热力性质图	475.0
进入气缸前过热蒸气比体积	v_1''	m^3/kg	80C 查热力性质图	0.250
排出过热蒸气温度	t_{2s}	C	$T_2 = \left(\frac{p_k}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot (t_1 + 273)$	119.85
冷凝温度下饱和蒸气比焓	h_2	kJ/kg	$t_k=54.4\text{C}$ 查热力性质表	424.1
排出过热蒸气比焓值	h_2''	kJ/kg	$h_2'' = h_2 + \frac{h_{2s} - h_2}{\eta_1}$	585.5
制冷剂过冷至32C时比焓	h_3	kJ/kg	$t_k=54.4\text{C}$ 查热力性质图	244.37
毛细管节流前液体比焓 (17C)	h_3'	kJ/kg	$t_k=54.4\text{C}$ 查热力性质图	223.06
蒸发器入口制冷剂比焓	h_4	kJ/kg	$h_4 = h_3'$	223.06
定熵压缩蒸气比焓值 (32C)	h_{2s}	kJ/kg	$t_k=54.4\text{C}$ 查热力性质图	499.0
定熵压缩蒸气比焓值 (80C)	h_{2s}'	kJ/kg	$t_k=54.4\text{C}$ 查热力性质图	552.8

循环各性能指标计算值如下:

(1) 单位制冷量

$$q_0 = h_1 - h_4 = 383.27 - 223.06 \text{kJ/kg} = 160.21 \text{kJ/kg}$$

(2) 单位体积制冷量

$$q_v = \frac{q_0}{v_1'} = \frac{h_1 - h_4}{v_1'} = \frac{160.21}{0.213} \text{kJ/m}^3 = 752.16 \text{kJ/m}^3$$

(3) 单位等熵压缩功

$$w_1 = h_{2s} - h_1' = (499.0 - 430.0) \text{kJ/kg} = 69.0 \text{kJ/kg}$$

(4) 制冷系数

$$\epsilon = \frac{q_0}{w_1} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1'} = \frac{160.21}{69.0} = 2.3$$

(5) 单位冷凝热量

$$q_k = h_2'' - h_3 = (585.5 - 244.37) \text{kJ/kg} = 341.13 \text{kJ/kg}$$

(6) 制冷剂循环量

$$G_s = \frac{Q}{q_0} = \frac{128.67 \times 3.6}{160.21} \text{kg/h} = 2.89 \text{kg/h}$$

式中 Q ——电冰箱的总热负荷值。

(7) 冷凝器热负荷

$$Q_k = G_s q_k = G_s (h_2 - h_3) = \frac{2.89 \times 283.63 \times 10^3}{3600} \text{W} = 227.8 \text{W}$$

(8) 压缩机实际吸入过热蒸气量

$$V_s = G_s v_1 = 2.89 \times 0.213 \text{m}^3/\text{h} = 0.616 \text{m}^3/\text{h}$$

5. 压缩机选型及热力计算

压缩机选型除采用查阅全性能曲线的方法外，也可以用热力计算方法，首先求出设计工况下的输气系数，并计算出压缩机的理论输气量、压缩机的制冷量、压缩机的输入功率，再查有关电冰箱压缩机的规格参数表，最后选用压缩机。所选用压缩机的制冷量须等于或略大于设计值，其理论输气量和输入功率也要同时满足设计的要求。

设计工况参数如表 6-10 所示。其输气系数 λ 等于容积系数 λ_v 、压力系数 λ_p 、温度系数 λ_t 和泄漏系数 λ_l 的乘积。

(1) 容积系数 λ_v

$$\lambda_v = 1 - c \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_k}{p_0} \right)^m - 1 \right]$$

其中相对余隙容积 C 取 0.025，膨胀系数 m 取 1，冷凝压力 p_k 取 1469.6kPa，蒸发压力 p_0 取 115.15kPa，排气压力损失 Δp_k 为 $0.1 p_k$ ，则容积系数

$$\lambda_v = 1 - 0.025 \left[\left(\frac{1469.6 + 0.1 \times 1469.6}{115.15} \right) - 1 \right] = 0.68$$

(2) 压力系数 λ_p

$$\lambda_p = 1 - \frac{1 + C \Delta p_0}{\lambda_v p_0}$$

其中进气阀的压力损失 $\Delta p = 0.05 p_0$ ，其余取值同容积系数，则压力系数

$$\lambda_p = 1 - \frac{1 + 0.025 \cdot 0.05 \times 115.15}{0.68 \cdot 115.15} = 0.925$$

(3) 温度系数 λ_t

$$\lambda_t = \frac{T_1}{a T_k + b \theta}$$

系数 a 取 1.15, b 取 0.25, 回气热力学温度 T_1' 取 353K, 冷凝热力学温度 T_K 取 327.4K, 蒸发温度 t_0 取 -23.3°C 压缩机吸入前过热度 $\theta = T_1' - (t_0 + 273) = 353 - (-23.3 + 273)\text{K} = 103.3\text{K}$ 。

$$\lambda_t = \frac{353}{1.15 \times 327.4 + 0.25 \times 103.3} = 0.88$$

(4) 泄漏系数 λ_l 泄漏系数 λ_l 取 0.99。

输气系数为

$$\lambda = \lambda_v \lambda_p \lambda_t \lambda_l = 0.68 \times 0.925 \times 0.88 \times 0.99 = 0.55$$

理论输气量 V_h

$$V_h = \frac{V_s}{\lambda}$$

实际输气量 V_s 为 $0.616\text{m}^3/\text{h}$, 则

$$V_h = \frac{0.616}{0.55} \text{m}^3/\text{h} = 1.12\text{m}^3/\text{h}$$

压缩机的制冷量 Q_0

$$Q_0 = q_v V_h \lambda = 752.16 \times 1.12 \times 0.55 \text{kJ/h} = 463.3 \text{kJ/h} = 0.128 \text{kW}$$

压缩机的功率

(1) 理论绝热功率 P_0

$$P_0 = \frac{G_a w_i}{3600} = \frac{2.89 \times 69}{3600} \text{kW} = 55.4 \text{W}$$

(2) 指示功率 P_i

$$P_i = \frac{P_0}{\eta_i} = \frac{G_a w_i}{\eta_i}$$

式中 η_i ——指示效率, 可以用下面公式计算:

$$\eta_i = \frac{T_0}{T_K} + b t_0 = \frac{249.7}{327.4} + 0.0025 \times (-23.3) = 0.704$$

上式中的 t_0 为采用摄氏温度为单位的蒸发温度，系数 b 凭经验选取。则指示功率

$$P_i = \frac{P_0}{\eta_i} = \frac{55.4}{0.704} \text{W} = 78.69 \text{W}$$

(3) 摩擦功率 P_m 摩擦功率按下式计算：

$$P_m = \frac{P_m V_h}{36.72}$$

其中 P_m 为平均摩擦压力，取 0.65MPa ， V_h 为 $1.12 \text{m}^3/\text{h}$ ，则摩擦功率

$$P_m = \frac{0.65 \times 1.12}{36.72} = 0.0198 \text{kW} = 20.0 \text{W}$$

(4) 压缩机的轴功率 P_e

$$P_e = P_i + P_m = 78.69 + 20.0 \text{W} = 98.69 \text{W}$$

(5) 电功率 P_{el} 和电机效率 η_{mo}

$$P_{el} = P_e / \eta_{mo}$$

取 $\eta_{mo} = 0.82$ ，则

$$P_{el} = 98.69 / 0.82 \text{W} = 120.4 \text{W}$$

根据以上求取的压缩机理论输气量、压缩机制冷量、电功率等参数，参照按 R134a 制冷剂设计的压缩机有关规格参数表，现选择意大利 (aspera) 生产的低回压 R134a 冰箱压缩机，型号为 BK1114Z，额定制冷量 182W ，输入功率 135W ，电源电压 $220/240 \text{V}$ 、 50Hz 。

6. 毛细管长度计算

电冰箱制冷剂采用 R134a 时,其毛细管长度可先按 R12 计算,然后再加以修正。本设计用式(6-14)计算。制冷剂 R12 的压力差 $\Delta p = p_k - p_0 = (1348.06 - 132.496)\text{kPa} = 1215.564\text{kPa}$;查制冷剂 R12 饱和状态下的热力性质表,发现温度对液体比体积的影响不大,本设计所取温度为冷凝温度和蒸发温度的平均值,即 $t = 15^\circ\text{C}$,查得液体比体积 $v' = 0.7426 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$,蒸气比体积 $v'' = 0.0354\text{m}^3/\text{kg}$,凭经验取干度 $x = 0.1$,则平均比体积 $v = (0.7426 \times 10^{-3} \times (1 - 0.1) + 0.0354 \times 0.1)\text{m}^3/\text{kg} = 4.21 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$,其密度 $\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{4.21 \times 10^{-3}}\text{kg}/\text{m}^3 = 237.53\text{kg}/\text{m}^3$, 15°C 下液体粘度 $\mu' = 0.235 \times 10^{-3}\text{Pa} \cdot \text{s}$,而气体粘度 $\mu'' = 12.43 \times 10^{-6}\text{Pa} \cdot \text{s}$,则平均粘度 $\mu = 0.217 \times 10^{-3}\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。已知制冷工质循环量 $G_s = 2.96\text{kg}/\text{h}$,选用内径 0.66mm 的毛细管,则制冷剂的流速可按式计算。

$$W = \frac{G_s v}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2.96 \times 4.21 \times 10^{-3}}{\frac{3.14}{4} \times (0.00066)^2 \times 3600} \text{m/s} = 10.12 \text{m/s}$$

雷诺数值为

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{10.12 \times 0.00066 \times 237.53}{0.217 \times 10^{-3}} = 7455.70$$

则毛细管长度

$$L = \frac{\Delta P Re^{0.25} d}{0.1582 w^2 \rho} = \frac{1.216 \times 10^6 \times (7455.7)^{0.25} \times 0.00066}{0.1582 \times (10.12)^2 \times 237.55} \text{m} = 1.94 \text{m}$$

国内有关厂家试验表明,制冷工质采用 R134a 后其流量约减小 $10\% \sim 20\%$,也就是说毛细管长度需要增加,现选取毛细管长度增加 20% ,则毛细管的长度为:

$$L = 1.94 \times 1.2 \text{m} = 2.33 \text{m}$$

获取更多资料