

§ 7 冷库制冷工艺

§ 7-1 冷藏库建筑的特点和组成

食品生产—加工—运输—贮藏—销售—用户等一系列环节中的冷冻、冷藏工艺和手段组成了食品冷藏链。

一、冷藏库建筑的特点

1. 特点:

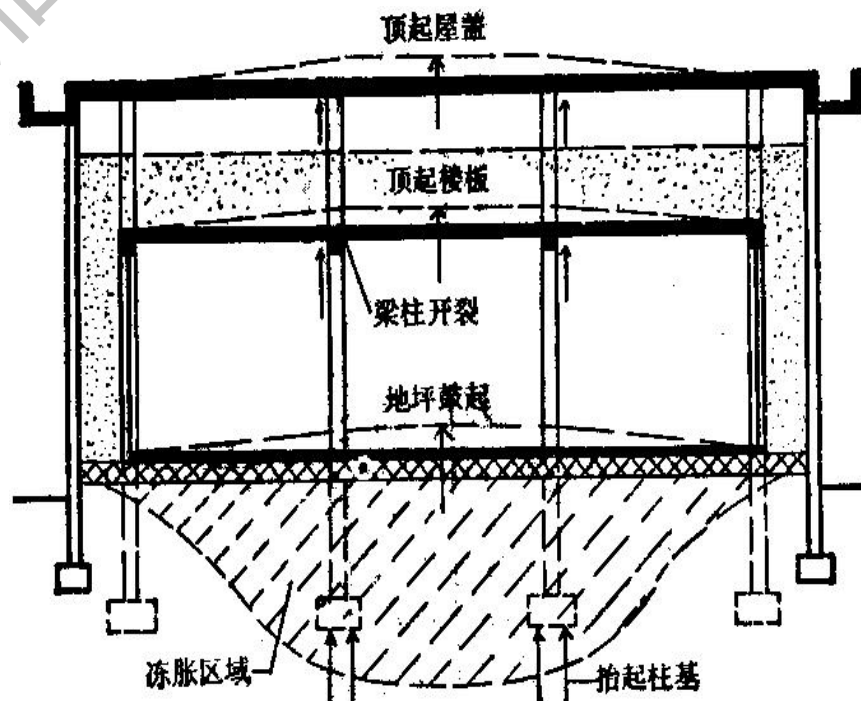
- ①“冷”，一年四季库内温度都稳定在一个低的温度下；
- ②冷藏库“内冷外热”，库内外经常有严重的热湿交换；
- ③冷库地坪下的土壤要有足够的热量补充。

2. 冷藏库建筑设计的特殊问题

(1). 保冷

绝热层设计要求:

- ①绝热层导热系数和吸湿性小，完整连续；
- ②设置好隔汽防潮层。



(2). 防止热湿交换引起的各种破坏作用。

①要隔绝或尽量减少冷藏库门处库内外空气的热湿交换；

冻融循环—进入冷库结构体的水分冻结、膨胀，遇开门的热气后融化，关门降温，水再次冻结、膨胀，不断循环。

防止措施：用防水性好的建材；设风幕、空冷器、常温穿堂等。

②要防止“冷桥”。

有导热系数大的物体贯穿冷藏库的围护结构，这种情况称之为“冷桥”。

防止措施：按标准大样图设计、施工。

(3). 防止地下土壤冻结引起的破坏作用。

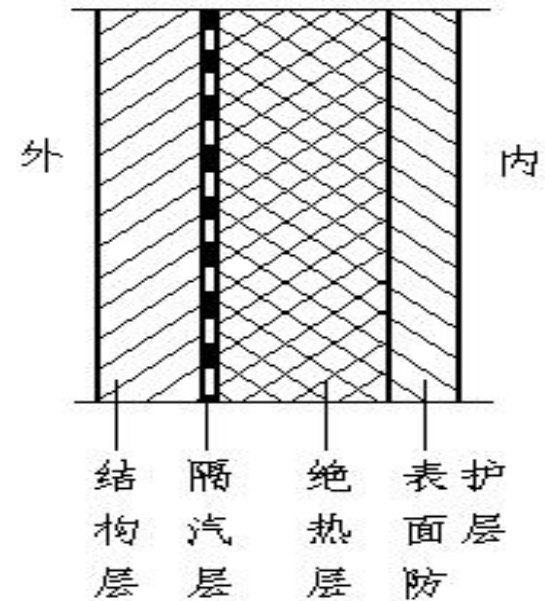
防止措施：加热防冻。

(4). 防止存在降温后难以补救的隐患。

防止关键：隔汽层和绝热层设计、施工，必须严格遵守设计规范和施工操作规程。

二、冷藏库建筑的组成

由冷加工及冷藏部分、冷加工辅助部分、交通运输部分、管理及生活部分和机房制冰间组成。



1.冷加工及冷藏部分

冷加工及冷藏部分用房统称“冷间”。分为：

冷却间— $0\sim 4^{\circ}\text{C}$ ，作为冻结间前预冷用，排除食品过多水汽；

冻结间（急结间）— $-23\sim -30^{\circ}\text{C}$ ，无生命食品快速冻结；

冻结物冷藏间— $-12\sim -25^{\circ}\text{C}$ ，贮存冻结食品（低温库）；

冷却物冷藏间— 0°C 左右，贮存有生命的食品（高温库）；

贮冰间— $-4\sim -10^{\circ}\text{C}$ ，贮存人造水冰。

2.冷加工辅助用房部分

3.交通运输设施部分

4.管理及生活用房部分

5.机房、制冰间部分

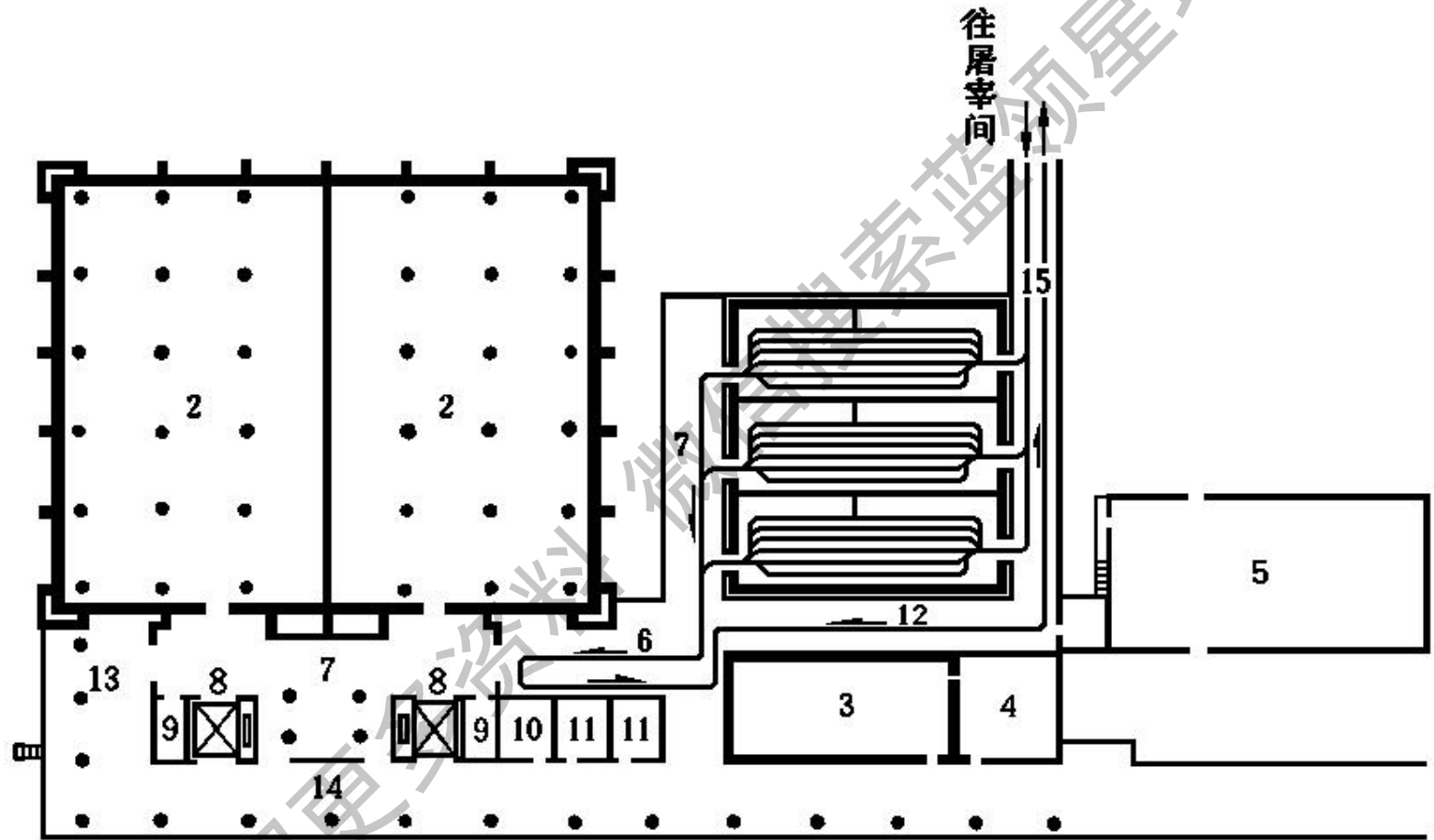
冷藏库按使用性质可分为：

生产性冷库—建在食品产地，食品加工冷藏后外调其他地区。

一般制冷量较大，冻结能力较大，冷加工车间较多；

分配性冷库—建在大中城市。冻结能力较小，冷藏能力较大。

肉类生产性冷藏库平面图



1-冻结间；2-冻结物冷藏间；3-贮冰间；4-制冰间；5-机房；6-常温脱盘、脱钩间；7-常温穿堂；8-电梯；9-贮藏室；10-值班室；11-工人休息室；12-回钩廊；13-公路站台；14-铁路站台；15-联系廊。

§ 7-2 冷库围护结构的隔热与防潮

冷库围护结构耗冷量可达总耗冷量的30~35%。隔热材料受潮其绝热性能大大下降，甚至失效，危及冷库使用寿命。

一、围护结构的热工计算

1. 围护结构传热量Q

冷库围护结构的热工计算是按稳定传热来考虑。

$$Q = \frac{F(t_w - t_n)}{\frac{1}{\alpha_w} + \left(\frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{d_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{d_m}{\lambda_m}\right) + \frac{1}{\alpha_n}} = \frac{F(t_w - t_n)}{R_w + R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_m + R_n}$$

$$= F\Delta t / R_0 = KF\Delta t \quad (\text{w}) \quad (7-2-1)$$

通过冷库围护结构的热流量为：

$$q = \frac{\Delta t}{R_0} \quad (\text{w/m}^2) \quad (7-2-2)$$

上面两式中：

Q—围护结构传热量 (w)；

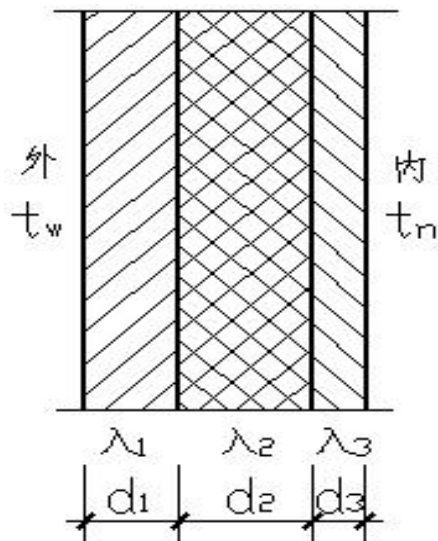
q—围护结构热流量 (w/m²)；

F—围护结构传热面积 (m²)；

t_w—围护结构外侧的计算温度 (°C)；

t_n—围护结构内侧的计算温度 (°C)；

α_w—围护结构外侧的放热系数 (w/m²·°C)；



α_n —围护结构内侧放热系数 ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{C}$);

R_w —围护结构外侧放热热阻 ($\text{m}^2\cdot\text{C}/\text{W}$);

R_n —围护结构内侧放热热阻 ($\text{m}^2\cdot\text{C}/\text{W}$);

R_0 —围护结构的总热阻 ($\text{m}^2\cdot\text{C}/\text{W}$);

$R_0=R_w+R_1+R_2+R_3+\dots+R_m+R_n$

$d_1, d_2, d_3 \dots d_m$ —围护结构各层材料厚度 (m)

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \dots \lambda_m$ —各层材料导热系数 ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{C}$)

$R_1, R_2, R_3 \dots R_m$ —各层材料热阻 ($\text{m}^2\cdot\text{C}/\text{W}$)

K —围护结构的传热系数 ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{C}$)

$K=1/R_0$

以上很多数据可《冷库设计规范》(GB50072-2001)(以下简称“规范”)中查取,如: t_w —按“规范”3.0.6条,采用夏季空气调节日平均温度;

t_n —按“规范”附录A选取,也可查《冷库制冷设计手册》(商业部设计院编);

α_w, α_n (或 R_w, R_n)—按“规范”4.4.6条中的表4.4.6查取;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \dots \lambda_m$ —按“规范条文说明”中的表11,表12查取。

2. 围护结构各层材料的表面温度

围护结构任何一层材料的表面温度可按下式计算:

$$t_x = t_w - \frac{t_w - t_n}{R_0} (R_w + \sum_{i=1}^{x-1} R_i) \quad (\text{C}) \quad (7-2-3)$$

式中:

t_x —x层材料高温侧的表面温度, (C)。

R_i —第i层材料的热阻, ($\text{m}^2\cdot\text{C}/\text{W}$);

围护结构内部的温度也可以用图解法来确定。

3. 围护结构热惰性指标D

材料的体积热容量表示储热能力，它等于材料的比热和密度的乘积，即：

$$a = \frac{\lambda}{c\rho} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (7-2-4)$$

式中：

a — 导温系数， (m^2/s) ； c — 比热， $(\text{J}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ ；
 λ — 导热系数， $(\text{W}/\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ； ρ — 密度， (kg/m^3) 。

围护结构表层温度波动的剧烈程度以及温度波在围护结构内部的衰减程度，与构造材料的蓄热系数**S**有关。当采用24小时为一波动周期时，材料的蓄热系数为：

$$S_{24} = 0.51\sqrt{\lambda \cdot c \cdot \rho} = 0.51 \frac{\lambda}{\sqrt{a}} \quad (\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (7-2-5)$$

式中： S_{24} —24小时波动周期的蓄热系数 $(\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ，可查“规范条文说明”中的表11。

围护结构的热惰性是指对外界温度波动作用的抵抗能力。围护结构的热惰性是材料的热阻**R**与蓄热系数**S**的乘积，用**D**来表示，它是一个无因次量。

单层材料： $D=RS \quad (7-2-6)$ ；

多层材料构成的围护结构：

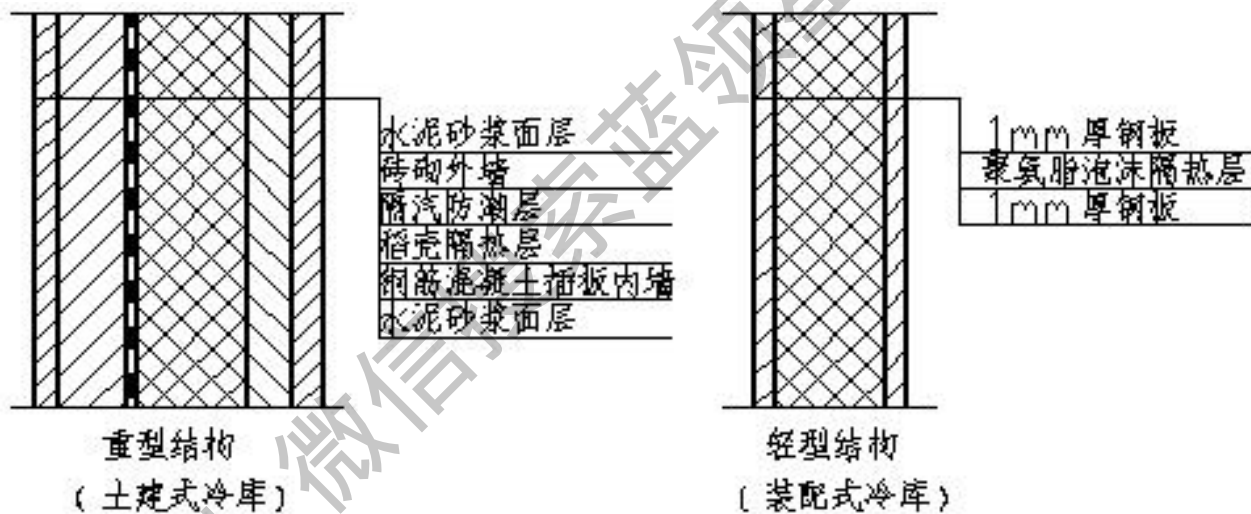
$$D=R_1S_1+R_2S_2+R_3S_3+\dots=\sum R_iS_i \quad (7-2-7)$$

式中：i—层次。

$D \geq 6$ —重型结构；

$6 > D \geq 4$ —中型结构；

$D < 4$ —轻型结构。



4. 冷库围护结构最小总热阻 R_{\min}

冷库围护结构表面不结露的必要条件：

围护结构高温侧表面温度必须大于高温侧空气的露点温度。

$$R_{\min} = \frac{t_g - t_d}{t_g - t_l} bR_w \quad (\text{m}^2 \cdot \text{°C}/\text{w}) \quad (7-2-8)$$

式中： t_g —围护结构高温侧的计算温度 (°C)； t_d —围护结构低温侧的计算温度 (°C)
 t_l —围护结构高温侧空气露点温度 (°C)； t_l 由当地夏季空气调节日平均温度 t_w 和当地最热月月平均相对湿度 φ_w 查i-d图得出。

b —热阻的修正系数，围护结构热惰性指标 $D \leq 4$ 时， $b=1.2$ ；其他围护结构， $b=1.0$ ；
 R_w —围护结构高温侧的表面放热热阻（ $\text{m}^2 \cdot \text{C}/\text{w}$ ）。

5. 冷库围护结构隔热设计步骤

- ①确定库内计算温度 t_n （或 t_d ）和库外（或高温侧）计算温度 t_w （或 t_g ），以及（或）；
- ②计算冷库围护结构最小总热阻，按式（7-2-8）；
- ③根据围护结构部位，围护结构两侧设计温差，以及围护结构允许的经济热流量，按“规范”附录B的规定确定围护结构总热阻 R_0 ，

并应是 $R_0 > R_{\min}$ ；

- ④选择隔热材料，并根据建筑提供的围护结构作法，按下式计算

$$d = \lambda R_0 - \lambda \left(\frac{d_1}{\alpha_w} + \frac{d_2}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{d_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_n} \right) \quad (\text{m}) \quad (7-2-9)$$

6. 冷库围护结构隔热设计中需要注意的问题

(1)隔热材料的选择应符合下列要求：

- ①热导率小，吸水率低；
- ②不散发有毒或异味等对食品有污染的物质；
- ③难燃或不燃性，且不易变质

④块状材料应温度变形系数小，易于在施工现场分割加工，且易于与基层粘贴；

⑤地面、楼面采用的隔热材料，其抗压强度不应小于0.25Mpa。

南京美国欧文斯—科灵公司生产的“挤塑聚苯乙烯泡沫保温板”。

(2)冷库隔热材料设计采用的热导率值 λ 应按下列式计算确定：

$$\lambda' = \lambda \cdot b \quad (\text{w/m}\cdot\text{°C}) \quad (7-2-10)$$

式中： b —正常条件下测定的热导率 ($\text{w/m}\cdot\text{°C}$)；

—热导率修正系数，按“规范”表4.4.4规定采用。

部分隔热材料设计采用的热导率值，也可从《规范条文说明》中的表11直接查得。

(3)相邻同温冻结物冷藏间的隔墙可不设隔热层；上下相邻两层均为同温冻结物冷藏间时，其两层间的楼板也可不设隔热层。

(4)冷库底层冷间设计温度低于 0°C 时，地面应采取防止冻胀措施。如地面下为岩石层或砂砾层，且地下水位较低时可不作处理。

(5)冷库底层冷间设计温度 $t\geq 0\text{°C}$ 时，地面虽可不采取防止冻胀的措施，但应设置隔热层。此时在空气冷却器基座下部及周围1m范围的地面总热阻 (R_0) 应采用 $3.18\text{m}^2\cdot\text{°C}/\text{w}$ 。

(6)土建式冷库冷间围护结构热惰性指标不大于4时，其隔热层外侧宜设通风层。

(7)库房屋面及外墙外侧宜涂白色或浅色。

二、冷库围护结构的隔汽防潮

1.隔汽防潮的意义

隔汽防潮层设计与施工不良，将产生如下后果：

- (1)降低隔热层的隔热性能；
- (2)引起隔热材料的霉烂或破坏；
- (3)引起建筑材料的锈蚀和腐烂；
- (4)使冷间内和蒸发器表面结霜增多，增加蒸发器融霜次数，影响库温稳定和贮藏商品的质量；
- (5)使冷间温度上升，增加电耗和制冷成本。

2.隔汽防潮层的计算

在稳定条件下，通过冷库围护结构的水蒸汽渗透量 G 与冷库内外的水蒸汽分压力差成正比，与渗透过程中受到的阻力成反比，即：

$$G = \frac{1}{H} (P_{sw} - P_{sn}) \quad (\text{g}/\text{m}^2 \cdot \text{h}) \quad (7-2-11)$$

式中： G —水蒸汽渗透量 ($\text{g}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$)； H —围护结构的总蒸汽渗透阻 ($\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}/\text{g}$)； P_{sw} 、 P_{sn} —围护结构高、低温侧空气水蒸汽分压力 (Pa)

由m层材料组成的围护结构，其总蒸汽渗透阻H可按下式确定：

$$H = \sum_{i=1}^m H_i = \frac{d_1}{\mu_1} + \frac{d_2}{\mu_2} + \frac{d_3}{\mu_3} + \cdots + \frac{d_m}{\mu_m} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa/g}) \quad (7-2-12)$$

式中： $H_1, H_2, H_3 \dots H_m$ —围护结构各层材料的蒸汽渗透阻， $(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa/g})$ ；

$d_1, d_2, d_3 \dots d_m$ —围护结构各层材料的厚度， (m) ；

$\mu_1, \mu_2, \mu_3 \dots \mu_m$ —围护结构各层材料的蒸汽渗透系数， $(\text{g/m} \cdot \text{h} \cdot \text{Pa})$ 。

冷库常用隔汽防潮材料的热物理系数见《规范条文说明》表12，冷库常用建筑材料的蒸汽渗透系数可查《规范条文说明》的表11。

冷库围护结构隔热层高温侧各层材料（隔热层以外）的蒸汽渗透阻之和 H_0 应不小于最低蒸汽渗透阻 H_{\min} ，即：

$$H_0 \geq H_{\min} \quad (7-2-13)$$

$$H_{\min} = 1.6 (P_{\text{sw}} - P_{\text{sn}}) \quad (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa/g}) \quad (7-2-14)$$

4. 冷库围护结构隔汽防潮设计中需要注意的问题

- (1) 合理布置围护结构的各层材料。
- (2) 围护结构两侧设计温差大于或等于 5°C 时，应在温度较高的一侧设置隔汽层。
- (3) 隔汽防潮材料选用：

- ①用于冷库的隔汽油毡应采用不低于**350**号的石油沥青油毡。在地下及围护结构隔汽层和铺设板状保温层的屋面隔汽层等重点部位，宜尽量采用玻璃布油毡、沥青矿棉纸油毡等耐腐蚀卷材。
- ②新型的对基层伸缩或开裂适应性较强的各种弹塑性或高弹性高分子防水卷材、涂料等，选用时必须注意低温建筑的特性及对材质的特殊要求。用于食品冷藏库的，还应满足无毒、无异味、不得污染食品的要求。主要新型防水卷材的品种、特点及用途可参考《冷藏库建筑工程施工及验收规范》（**SBJ-2000,J40-2000**）的附录A。

(4)合理布置隔汽防潮层

- ①南方地区的冷库应在外墙隔热层的高温一侧布置隔汽防潮层；
- ②围护结构冷热面可能发生变化时，外墙隔热层的两侧均设隔汽防潮层；
- ③低温侧比较潮湿的地方，外墙和内隔墙隔热层的两侧均宜设隔汽防潮层；
- ④冷库地坪隔热层的上下、四周均应设隔汽防潮层，并且外墙的隔汽层应与地坪隔热层上下的隔汽层或防潮层搭接；
- ⑤内隔墙隔热层底部应设防潮层。

§ 7-3 库房耗冷量计算

库房耗冷量由以下五部分组成：

①围护结构热流量(w)；②货物热流量(w)；③通风换气热流量(w)；④电动机运转热流(w)；⑤操作热流量(w)。下面分别介绍。

一、冷藏库制冷工艺基础资料和各库房生产能力、库容量计算

1. 冷藏库制冷工艺基础资料

《冷库制冷设计手册》商业部设计院编著（以下简称《手册》）。

2. 冷却间、冻结间生产能力

(1) 设有吊轨的冷却间和冻结间

$$m_d = \frac{lm'_d}{1000} \cdot \frac{24}{t} \quad (\text{t}) \quad (7-3-1)$$

式中：

m_d —设有吊轨的冷却间、冻结间每日冷加工能力，(t)；

l —吊轨有效总长度，(m)；吊轨轨距及轨面高度可按《规范》表6.2.3选用。

m'_d —吊轨单位长度净载货质量，(kg/m)；肉类：猪胴体，人工推动200~265 kg/m，电动175~250 kg/m；牛胴体，人工推动1/2吊挂195~400 kg/m，人工推动1/4吊挂30~265 kg/m；羊胴体，人工推动170~240 kg/m。

鱼类：用冻鱼车盘装，20kg盘，486 kg/m；15kg盘，405 kg/m。

虾类：用冻鱼车盘装，2kg盘，216 kg/m。

t —货物冷加工时间，(h)，参考教材表7-3-1。

(2)设有搁架式冻结设备的冻结间

$$m_g = \frac{N m'_g}{1000} \cdot \frac{24}{t} \quad (\text{t}) \quad (7-3-2)$$

式中:

m_g —搁架式冻结间每日冷加工能力 (t);
 N —搁架式冻结设备设计摆放冻结食品容器的件数;
 m'_g —每件食品的净重量 (kg);
 t —货物冷加工时间 (h)。

3.成套设备的冷加工能力

如食品冻结隧道等, 可根据制造厂提供的数据确定。

4.制冰间生产能力

$$m_b = \frac{24 m'_b n_b}{1000 t_1} \quad (\text{t}) \quad (7-3-3)$$

式中:

m_b —制冰池的每日制冰生产能力, (t);
 m'_b —冰块质量(kg), 按国标《人造冰》(GB4600)和《制冰桶》(GB4601)确定;
 n_b —冰桶数量;
 t_1 —结冰时间, (h), 可按下式确定:

$$t_1 = 0.01 \times \frac{c l_b^2}{-\theta_b} \quad (\text{h}) \quad (7-3-4)$$

式中:

c —系数, 一般可取0.53~0.6, 制不透明冰时宜取小值;
 l_b —冰块顶端横断面短边的长度, (mm);
 θ_b —制冰池内盐水的平均温度, 一般可取 -10°C 。

5.冷库设计规模及计算吨位

(1)冷库设计规模

按照《规范》，冷库设计规模应以冷藏间或冰库的公称体积为计算标准。公称体积应按冷藏间或冰库的净面积（不扣除柱、门斗和制冷设备所占的面积）乘以房间的净高确定，即：

$$V_1 = S \cdot h \quad (\text{m}^3) \quad (7-3-5)$$

式中：

V_1 —冷藏间或冰库的公称体积 (m^3)； h —冷藏间或冰库的净高 (m)。

S —冷藏间或冰库的净面积 (m^2)；

(2)冷库计算吨位

$$G = \frac{\sum V_1 \rho_s \eta}{1000} \quad (\text{t}) \quad (7-3-6)$$

式中：

G —冷库计算吨位 (t)； V_1 —冷藏间或冰库的公称体积 (m^3)；

η —冷藏间或冰库的体积利用系数，可查《规范》表3.0.3和表3.0.4，按公称体积或冰库的净高查取，但要注意表3.0.3中的注。

ρ_s —食品的计算密度，(kg/m^3)。冰激淋：平均 $\rho_s = 368 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

二、冷库耗冷量计算

1. 围护结构热流量 ϕ_1

$$\phi_1 = K_w A_w \alpha (\theta_w - \theta_n) \quad (\text{w}) \quad (7-3-7)$$

式中:

K_w —围护结构的传热系数, ($\text{w}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$); θ_n —围护结构内侧的计算温度 (即 t_n)。

θ_w —围护结构外侧的计算温度 (即 t_w), 按《规范》取夏季空气调节日平均温度;

α —围护结构两侧温差修正系数, 按围护结构部位及热惰性指标D查《规范》附录B的表B.0.1-1确定;

A_w —围护结构的传热面积 (m^2), 按《规范》6.1.7规定计算。

2. 货物热流量 ϕ_2

$$\phi_2 = \phi_{2a} + \phi_{2b} + \phi_{2c} + \phi_{2d}$$

$$= \frac{1}{3.6} \times \left[\frac{m(h_1 - h_2)}{t} + mB_b \frac{C_b(\theta_1 - \theta_2)}{t} \right] + \frac{m(\phi' + \phi'')}{2} + (m_z - m)\phi'' \quad (\text{w}) \quad (7-3-8)$$

式中:

ϕ_2 —货物热流量, (w); ϕ_{2a} —食品热流量, (w);

ϕ_{2b} —包装材料和运载工具热流量, (w);

ϕ_{2c} —货物冷却时的呼吸热流量, (w), 有生命的货物才有此项;

ϕ_{2d} —货物冷藏时的呼吸热流量, (w), 有生命的货物才有此项, 但鲜蛋除外;

m —冷间的每日进货质量, (kg), 按《规范》6.1.10规定取值;

h_1 —货物进入冷间初始温度时的比焓 (kj/kg), 可按进货温度、货物品种查《手册》的有关表格。货物进入冷间时的温度应按《规范》6.1.13规定确定;

h_2 —货物在冷间内终止降温时的比焓, (kj/kg), 可查《手册》。对于冷却物冷藏间的货物:

$$h_1 - h_2 = c(\theta'_1 - \theta'_2) \quad (\text{kJ/kg})$$

式中:

c —货物比热容 (kj/kg·°C); θ'_1 —货物进入冷间时的温度 (°C);

θ'_2 —货物在冷间内终止降温时的温度(°C);

t —货物冷加工时间 (h), 冷藏间取24 h, 冷却间、冻结间取设计冷加工时间;

B_b —货物包装材料或运载工具质量系数, 应按《规范》表6.1.11, 以食品类别查取;

C_b —包装材料或运载工具的比热容 (kj/kg·°C), 可查《手册》中有关表格;

θ_1 —包装材料或运载工具进入冷间时的温度 (°C), 按《规范》6.1.12规定取值;

θ_2 —包装材料或运载工具在冷间内降温终止的温度 (°C), 宜为该冷间的设计温度;

ϕ' —货物冷却初始温度时单位质量的呼吸热流量 (w/kg), 可根据货物品种查《手册》有关表格;

ϕ'' —货物冷却终止温度时单位质量的呼吸热流量(w/kg), 可查《手册》;

m_z —冷却物冷藏间的冷藏质量(kg);

$\frac{1}{3.6}$ —1(kj/h)换算成 $\frac{1}{3.6}$ (w)的数值。

3.通风换气热流量 ϕ_3

$$\begin{aligned} \phi_3 &= \phi_{3a} + \phi_{3b} \\ &= \frac{1}{3.6} \times \left[\frac{(h_w - h_n)nV_n\rho_n}{24} + 30n_r\rho_n(h_w - h_n) \right] \quad (\text{w}) \quad (7-3-9) \end{aligned}$$

式中: ϕ_{3a} —冷间换气热流量, (w);

ϕ_{3b} —库房操作人员需要的新鲜空气热流量, (w);

h_w —冷间外空气的比焓 (kj/kg), 可按当地夏季通风室外计算温度和夏季通风室外计算相对湿度, 查当地夏季大气压力下的h-d图求得。近似可按教材上的表7-3-16直接查取;

h_n —冷间内空气的比焓, (kj/kg), 可查教材上的表7-3-16;

n —每日换气次数, 可取2~3次;

V_n —冷间内净体积, (m^3);

ρ_n —冷间内空气密度, (kg/m^3), 可查《手册》有关表格;

24—1天换算成24h;

30—每个操作人员每小时需要的新鲜空气量, (m^3/h);

n_r —操作人员数量。

4. 电动机运转热流量 ϕ_4

$$\phi_4 = 1000 \sum P_d \xi b \quad (w) \quad (7-3-10)$$

式中:

P_d —电动机额定功率, (kw);

ξ —热转化系数, 电动机在冷间内时应取1, 电动机在冷间外时应取0.75;

b —电动机运转时间系数, 对空气冷却器配用的电动机取1, 对冷间其他设备配用的电动机可按实际情况取值, 如按每昼夜操作8h计, 则 $b = 8/24$ 。

5. 操作热流量

$$\begin{aligned} \phi_5 &= \phi_{5a} + \phi_{5b} + \phi_{5c} \\ &= \phi_d A_d + \frac{1}{3.6} \times \frac{n'_k n_k V_n (h_w - h_n) M \rho_n}{24} + \frac{3}{24} n_r \phi_r \quad (w) \quad (7-3-11) \end{aligned}$$

式中：

ϕ_{5a} —照明热流量，（w）；

ϕ_{5b} —库门的开门热流量，（w）；

ϕ_{5c} —操作人员热流量，（w）；

ϕ_d —每平方米地板面积照明热流量，冷却间、冻结间、冷藏间、冰库和冷间内穿堂可取**2.3w/m²**；操作人员长时间停留的加工间、包装间等可取**4.7w/m²**；

A_d —冷间地板面积，（m²）；

n'_k —门樘数；

n_k —每日开门换气次数，可按《规范》图6.1.16，根据冷间内净体积查取。对需经常开门的冷间，每日开门换气次数可按实际情况采用；

V_n —冷间内净体积，（m³），同前；

h_w —冷间外空气的比焓，（kj/kg），同前；

h_n —冷间内空气的比焓，（kj/kg），同前；

M —空气幕效率修正系数，可取**0.5**，如不设空气幕时，应取**1**；

ρ_n —冷间内空气密度，（kg/m³），同前；

$\frac{3}{24}$ —每日操作时间系数，按每日操作**3h**计；

n_r —操作人员数量，同前；

ϕ_r —每个操作人员产生的热流量，（w），冷间设计温度高于或等于**-5℃**时，宜取**279w**，冷间设计温度低于**-5℃**时，宜取**395w**。

三、冷库耗冷量估算法

参考教材表7-3-24、表7-3-25、表7-3-26。

§ 7-4 制冷系统形式的选择

在冷库制冷系统中，习惯上把蒸发器称之为库房冷分配设备，把向蒸发器的供液方式称之为制冷系统形式。

一、直流供液系统

1. 系统流程

2. 系统特点

①制冷剂节流后直供，呈气液两相流，蒸发器传热效率低；分液困难；每一通路的压力降应控制在制冷剂饱和温度降低 1°C 的范围内。

②宜用于负荷比较稳定的简易小冷库或氟利昂冷库。

③在回气管路上设置气液分离器是必要的。气液分离器内流速 $\leq 0.5\text{m/s}$ 为宜。

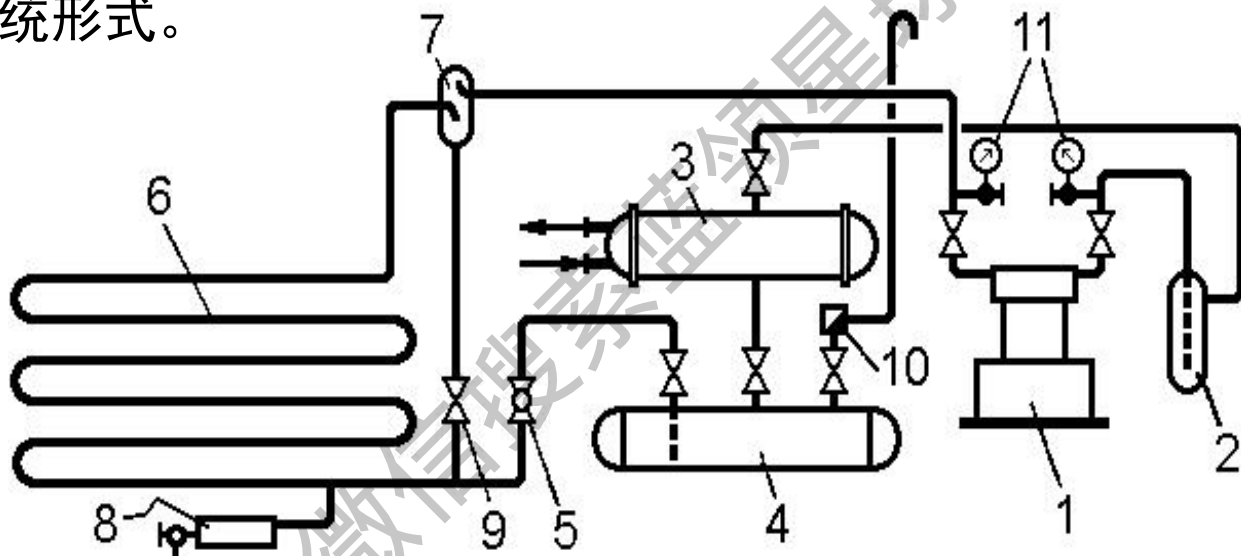
④小冷库用直流供液系统一般以采用压缩冷凝机组或压缩冷凝贮液机组为宜。

二、重力供液系统

1. 系统流程

2. 系统特点

①在重力供液系统，进入冷间蒸发盘管的是100%的蒸发压力下的饱和液体，因此，提高了蒸发盘管的传热能力，并为多组并联盘管的均匀分液消除了一大障碍。



②发生压缩机“液击”事故的可能性比直流供液系统大大减少。

③气液分离器必须设置在靠近能藏间的上方。多层冷库必须分层设置气液分离器，不便于集中管理。

④当气液分离器的液位控制装置出现故障时，难以随时根据系统负荷变化而稳定气液分离器的正常液位。

⑤系统的融霜、排液、放油等操作比较麻烦。

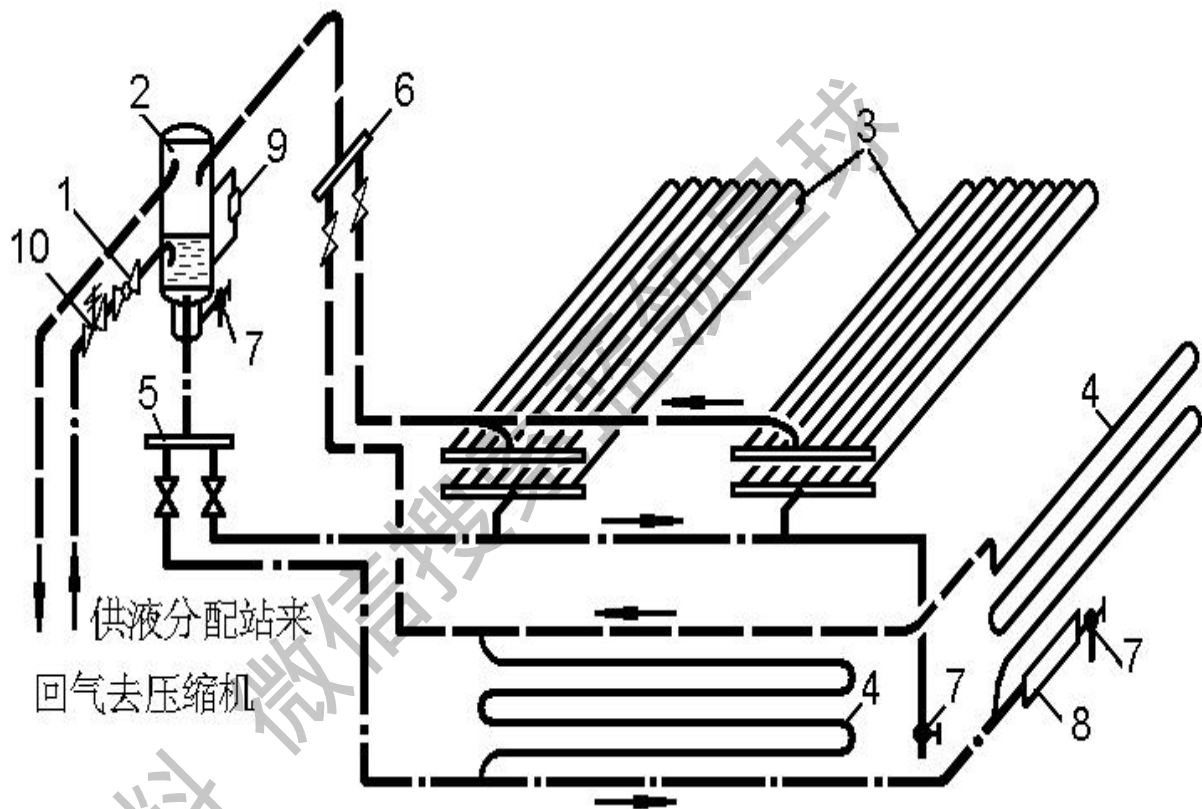
三、氨泵供液强制循环系统

1.系统流程

2.系统特点

①低压循环贮液桶有气液分离作用，但安装位置不需要高出冷间的冷分配设备。

②进入冷分配设备的氨液循环量是蒸发量的三到六倍，冷分配设备的传热效率高。



§ 7-5 冷分配设备的选择

一、冷间冷分配设备负荷（冷却设备负荷） ϕ_s

冷间冷分配设备负荷和冷库制冷压缩机的机械负荷是用来选配冷间冷分配设备和冷库机器设备的。

按《规范》给出的计算式计算冷间冷分配设备负荷 ϕ_s

$$\phi_s = \phi_1 + P\phi_2 + \phi_3 + \phi_4 + \phi_5 \quad (\text{w}) \quad (7-5-1)$$

式中：

ϕ_1 、 ϕ_2 、 ϕ_3 、 ϕ_4 、 ϕ_5 —分别为围护结构热流量(w)；货物热流量(w)；通风换气热流量(w)；电动机运转热流量(w)；操作热流量(w)。计算方法同前。

P —货物热流量系数，冷却间、冻结间和货物不经冷却而进入冷却物冷藏间的货物热流量 $P=1.3$ ；其他冷间 $P=1$ 。

注意：各冷间冷分配设备的配置是以各自的冷负荷为依据，所以应逐间分别计算。

二、冷分配设备（冷却设备）传热面积

冷分配设备的制冷能力应与冷间计算所得的负荷相匹配，即：

$$\phi_s = K_s A_s \Delta \theta_s \quad (\text{w}) \quad (7-5-2)$$

式中：

ϕ_s —冷间冷分配设备负荷(w)；
 K_s —冷却设备的传热系数(w/m²·°C)；
 A_s —冷却设备传热面积(m²)；
 $\Delta \theta_s$ —冷间温度与冷却设备蒸发温度的计算温度差，(°C)。由(7-5-2)式可得：

$$A_s = \frac{\phi_s}{K_s \Delta \theta_s} \quad (\text{m}^2) \quad (7-5-3)$$

三、冷却设备的传热系数 K_s

1. 光滑顶排管和光滑墙排管

按《规范》计算光滑顶排管和光滑墙排管的传热系数 K

$$K = K' C_1 C_2 C_3 \quad (\text{w/m}^2 \cdot \text{°C}) \quad (7-5-4)$$

式中：

K' —光滑管在特定条件下的传热系数($\text{w/m}^2 \cdot \text{°C}$)，可根据设计采用的排管型式，按《规范》附录 C 的表 C.0.1~C.0.3 的规定采用；

C_1 —构造换算系数，和管子间距 S 和管子外径 d_w 之比有关，可按《规范》附录 C 的表 C.0.4 的规定采用；

C_2 —管径换算系数，按《规范》附录 C 的表 C.0.4 的规定采用；

C_3 —供液方式换算系数，按《规范》附录 C 的表 C.0.4 的规定采用。

2. 氨搁架式冻结设备

氨搁架式冻结设备的传热系数按《规范》表 6.2.10 采用。

空气流动状态	自然对流	风速1.5m/s	风速2.0m/s
传热系数 ($\text{w/m}^2 \cdot \text{°C}$)	17.4	20.9	23.3

3. 冷风机（空气冷却器）

冷风机属于工厂产品，其传热系数已由有关标准规定。如无资料可查时，也可参考教材的表7-5-8、表7-5-9来确定光滑管或翅片管冷风机的传热系数。

注意：采用氨泵供液时，传热系数应按表中值增大10%。

四、冷间温度与冷却设备蒸发温度的计算温度差

确定冷间温度与冷却设备蒸发温度的计算温度差应考虑以下因素的影响：

1. 食品在冷加工过程中的干耗；
2. 增大 $\Delta\theta_s$ 对冷却设备的传热有利，冷却设备费用得以降低；
3. 冷间温度由食品冷加工工艺要求所决定，是一个定值，所以要增大 $\Delta\theta_s$ 就得降低蒸发温度，引起压缩机制冷量减少，功耗增加，制冷系数变小。

所以在冷库中，一般按制冷剂蒸发温度不同划分2~3个蒸发系统，如 -33°C 、 -28°C 、 -15°C 系统等。

在冷库制冷工艺设计中，冷间温度与冷却设备蒸发温度的计算温度差应通过技术经济比较后确定，一般可根据《规范》的规定采用：

1. 顶排管、墙排管和搁架式冻结设备的计算温度差，宜按算术平均温度差用，并不宜大于 10°C ；
2. 冷风机(空气冷却器)的计算温度差，应按对数平均温度差取 $7\sim 10^{\circ}\text{C}$ 确定。相对湿度要求 $\geq 80\%$ 的冷却物冷藏间宜采用 $4.5\sim 6.5^{\circ}\text{C}$ 的温度差。

五、冷分配设备的选型

1. 落地式冷风机

KLD—冻结物冷藏间用；KLL—冷却物冷藏间用；KLJ—冻结间用。三种型式冷风机的规格和性能可参考教材的表7-5-11。

2. 吊顶式冷风机

DDKLD—冻结物冷藏间用；DDKLL—冷却物冷藏间用；DDKLJ—冻结间用。

3.冷却排管

设计时，一般根据排管的特性、冷间的性质及建筑尺寸、冷间所在位置等因素，通过标准图集或手册来选用冷却排管的型式及组数。在选用时应考虑如下因素：

- ①减少冷间温度波动。
- ②便于操作。
- ③④液柱静压对蒸发温度的影响。
- ⑤提高传热系数。
- ⑥均匀供液。



六、冷分配设备选型原则

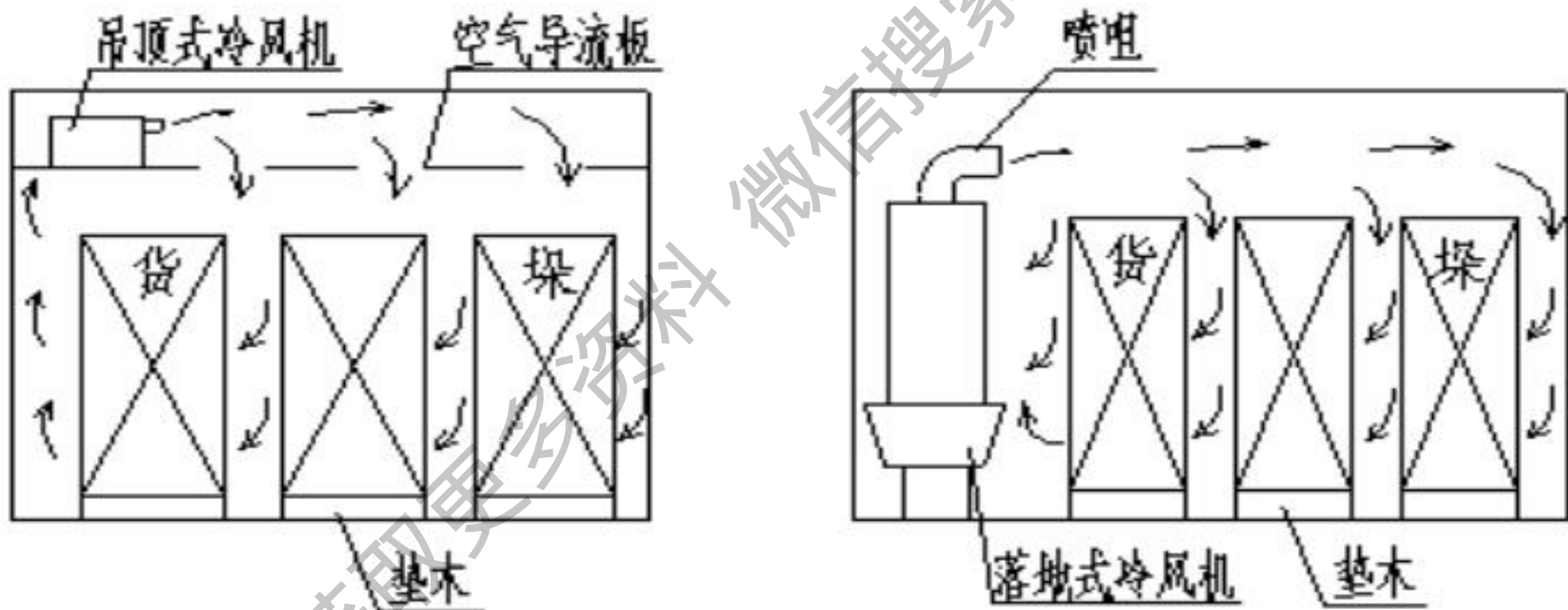
- 1.所选用的冷却设备的使用条件和技术条件应符合现行的氨制冷装置用冷却设备标准的要求。
- 2.冷却间、冻结间和冷却物冷藏间的冷却设备应采用空气冷却器。
- 3.冻结物冷藏间的冷却设备宜选用空气冷却器。当食品无良好的包装时，也可采用顶排管、墙排管。
- 4.包装间的冷却设备，当室温低于 -5°C 时，应选用排管；当室温高于 -5°C 时，宜采用空气冷却器。
- 5.包装间、分割肉间等人员较多的冷间，当采用氨直接蒸发式冷却设备时，必须确保人身安全。
- 6.可根据不同食品的冻结工艺要求，选用合适的冻结设备，例如冻结隧道、

平板冻结设备、螺旋式冻结设备、流态式冻结设备等。

7.冷却设备的布置应有利于提高库房体积利用系数，以及便于安装、检修、操作和除霜。排管与墙面的净距离不应小于150mm，与平顶或梁底的净距离一般不宜大于250mm。落地式空气冷却器水盘底应与地面保持一定的架空距离。

8.根据冷间的用途、尺寸、空气冷却器性能、贮存货物的种类和规定的温湿度条件，空气冷却系统可采用无风道的或有风道的空气分配系统。

无风道空气分配系统，在货垛上部应有0.6~1m的气流扩展空间。



风道空气分配系统，应设置送风的均匀风道，可利用货物之间的空间作回风风道。参见教材图7-6-15。

§ 7-6 库房和机房设备布置

一、库房设备布置

1. 冷却间

①冷却间的室内参数

冷却间的温度一般采用 $\pm 0^{\circ}\text{C}$ ，肉食品冷却间可采用 -2°C ，相对湿度为90%。

②冷却间的建筑规模及加工工艺

冷却白条肉冷却间一般宽6m，长12~18m，高4.5~5m，面积72~108m²。

每米吊轨的平均载荷为200~250kg肉食品。

屠宰后的肉胴体温度能在20小时内从 35°C 冷却至 4°C 。

③冷却间设备布置及气流组织

冷风机通常布置在纵向一端，四侧离墙面或柱边的间距不应小于400mm。冷风机的设置高度应尽量利用冷间的净高，喷口上缘稍低于楼板底或梁底，以便冷空气形成贴附射流。

冷却间的空气循环次数约为50~60次/h，肉片间平均风速应为0.5~1.0m/s。冷却间的冷风机可按1kcal/h耗冷量配0.6~0.7m³/h风量。

冷风机的喷口以圆形为宜。喷口的出风流速一般为20~25m/s。喷口直径一般为200~300mm。喷口长度与喷口直径之比取决于冷间的长度，当冷间长度 $\leq 12\text{m}$ 时，取3:2；当冷间长度为12~15m时，取4:3；长度为15~20m时，取1:1。喷口渐缩角度不大于 30° 。喷射射程以不超过20m为宜。喷口阻力系数为0.93~0.97。

2.冻结间

屠宰后的肉胴体，其温度均为 $30\sim 35^{\circ}\text{C}$ ，经过冻结间20小时的冻结加工，肉胴体中心温度需达到 -15°C 。根据冻结间的工艺要求，其冷分配设备的选用和布置应遵循以下原则：

- ①冷分配设备在冻结间内所占的面积要小，在确保检修安装方便的前提下应尽量靠墙；
- ②冷分配设备应能保证冻结间所要求的 $-23\sim -30^{\circ}\text{C}$ 温度和空气流速在 $2\sim 4\text{m/s}$ 左右，且配风合理，冷间内气流均匀；
- ③正确的选择冷却系统的蒸发温度，尽可能减少制冷剂的流动阻力，以降低耗电量；
- ④由于刚进货时，冻结间内热负荷会突然增加，因此，在进行设备选用计算时，可按总热流量乘以1.3的系数；
- ⑤要求融霜速度快，排除融霜水应避免堵塞下水道和结冰。

常用的冻结间型式：

(1)搁架式冻结间

①搁架式冻结间的冷却设备

适用于每昼夜冻结量小于5吨的冷库。家禽、水产品以及猪副产品，一般是装在金属盘内直接放在搁架式排管上冻结。

搁架式排管是用外径为 $\Phi 38$ 或 $\Phi 57$ 的无缝钢管制作而成，也可以用 $40\times 3\text{mm}$ 的矩形无缝钢管制作。

冻盘规格为 $600 \times 400 \times 120\text{mm}$ ，以每盘装货 20kg 计，每平方米排管面积可冻结食品 $60 \sim 80\text{kg}$ 。

② 搁架式冻结间的气流组织及库温

搁架式冻结间增设通风机吹风，其风量可按每冻结1吨食品配风 $10000\text{m}^3/\text{h}$ 计算。应设导流装置，保证盘间平均风速为 $1 \sim 3\text{m/s}$ ，并尽可能防止出现死角，短路。搁架式冻结间的温度为 $-18 \sim -23^\circ\text{C}$ ，冻结时间一般为 $16 \sim 48$ 小时。

③ 搁架式冻结间的优缺点

优点：设备容易制作，结构和操作比较简单，不必经常维修。扫霜比较容易；用电省；货物装载量大。

缺点：液柱作用较大，不能连续进行生产，进出货搬运劳动强度很大。气流组织不好，冻结速度很慢，冻品的质量也差。

(2) 强制空气循环冻结间

① 横向吹风冻结间

a. 冻结间设备布置

在冻结间的长度方向的一侧布置多台落地式冷风机。冻结间的宽度一般为 6m ，长度不限。一般布置5条吊轨。大多用于冻结量较大的生产性冷藏库。

b. 冻结间气流组织及库温

冷风机吹出的冷风沿冻结间上部吹至对墙而下，再由下部均匀地经过各排肉片回到冷风机，肉片间的平均风速应为 $1.5 \sim 2.0\text{m/s}$ 。

冻结间的温度为 $-23 \sim -30^\circ\text{C}$ ，冻结白条肉的时间约20小时左右。

c. 优缺点

优点：空气流通距离短，库温均匀，冻结速度较快。

缺点：冷风机台数较多，耗电量较大。

② 吊顶式冷风机冻结间

a. 冻结设备布置

吊顶式冷风机吊在冻结间平顶下，冻结间的宽度一般为3m或6m，长度不受限制，可以构成隧道式的冻结装置。

b. 气流组织及库温

冷空气通过导向风管向下吹出，然后均匀地横向吹过下部吊轨上的肉片或货架、吊笼上的盘装食品，肉片间的平均风速仍应为 $1.2\sim 2\text{m/s}$ ，盘装食品间的平均风速也应在 $1\sim 3\text{m/s}$ 。冷空气吸热吸湿后沿吸风侧的墙面向上返回冷风机。这种气流组织的特点是风压小，气流分布均匀。

冻结间的温度仍为 $-23\sim -30^{\circ}\text{C}$ ，冻结时间一般为10~20小时。

c. 优缺点

优点：冷风机不占建筑面积，库温均匀。

缺点：使用冷风机的台数较多，维修不便，且要特别注意融霜水外溢。

3. 冷藏间

(1) 冷却物冷藏间

① 冷藏间温、湿度要求

温、湿度要求应根据所贮存的大宗食品要求来确定，如冷库建设单位未提出明确的要求，一般可按 0°C ，相对湿度=90%设计。

②设备布置

冷却物冷藏间一般可利用冷库的地下室，或布置在其首层。冷藏间内各区域的温度差应小于 0.5°C ，湿度差小于4%。

冷却物冷藏间一般用冷风机做冷分配设备，同时配置均匀送风管。冷风机宜布置在冷间近门的一侧。当冷间宽度 $>12\text{m}$ 时，送风道设置在冷间的主要通道上方，当房间宽度 $<12\text{m}$ 时，可设在冷间一侧的上方。均匀送风道布置在主要通道上方的好处是：

- a. 风道两侧送风射流的射程基本相等，喷嘴设计可因之简化；
- b. 即使风道表面凝结滴水，也不致滴到货物上；
- c. 不需专设回风道，

③气流组织

均匀送风道的截面是矩形的，该风道长度方向高度不变，只改变宽度尺寸，风道首部和尾部的宽度比为2:1；首段风速可采用 $6\sim 8\text{m/s}$ ，末端风速采用 $1\sim 2\text{m/s}$ 。

风道上两侧的空气分布器采用圆锥形喷嘴，均匀地布置，喷嘴中心间距为 1m 左右，但应避开冷间的柱帽。喷嘴角度有两种：一种是喷嘴轴心线与楼板成 17° 或 19° 仰角；另一种是喷嘴水平安装，气流方向与主梁平行。

冷空气射流贴着楼板，沿冷间货堆上部空间吹至墙面，然后流过货堆，从主要通道回至冷风机回风口。回流区的流速大约在 $0.3\sim 0.5\text{m/s}$ 。

喷嘴处的空气阻力可按式计算：

$$h_c = \frac{w^2 \rho}{2 \xi} \quad (\text{pa}) \quad (7-6-1)$$

式中：

h_c —喷嘴阻力， (pa)

w —经过喷嘴处的空气流速， (m/s)。

ρ —喷嘴出风口温度下的空气密度， (kg/m³)。

ξ —圆形喷嘴有效系数，一般为0.93~0.95。

④堆货要求

⑤通风换气要求

通风换气应符合下列要求：

- 冷却物冷藏间宜按所贮货物的品种设置通风换气装置，换气次数每日不宜少于2次；
- 面积大于150m²或虽小于150 m²但不经常开门，以及地下室、半地下室的冷却物冷藏间，宜采用机械通风换气装置。进入冷间的新鲜空气应先经冷却，北方寒冷地区，还需对新鲜空气进行加热处理；
- 新鲜空气的进风口，应设置便于操作的保温启闭装置；
- 冷间内废气应直接排至库外，出风口应设置便于操作的保温启闭装置；
- 新鲜空气入口和废气排出口不宜在同侧开设。若在同侧开设时，排出口应在新鲜空气入口的下侧，两者垂直距离不宜小于2m，水平距离不宜小于4m。
- 冷间内的通风换气管道、通风管道穿越维护结构处及其外侧1.5~2m长的管

段，常温穿堂内排气管均需保温；

g. 排气管道应坡向库外，进气管道冷间内的管段应坡向冷风机；风管最低点应有放水措施。

(2)冻结物冷藏间

①冻结物冷藏间温、湿度要求

温度为 -18°C ，相对湿度最好维持在95%以上，冷间温度允许波动为 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ；

②采用冷却排管的冻结物冷藏间

冷间内是借助冷空气的密度变化而实现自然对流换热。

冷却盘管具体布置要求是：

a. 顶排管上层管中心线离平顶的间距为：光滑管不小于250mm，翅片管不小于300mm；单层冷库及位于多层冷库顶层，可将顶排管单层铺开布置；多层冷库的其他各层宜将顶排管布置在冷间通道的上方。

b. 墙排管应设置在外墙一侧，安装位置宜高些，最好在冷间2/3高度以上，以强化冷空气的自然对流；墙排管中心线与墙壁的间距为：光滑管不小于150mm，翅片管不小于200mm。

c. 多组顶排管的供液和回汽管的连接，应采取“先进后出”即同程的布置方式。对于多组下进上出的墙排管，应在各组墙排管下方设供液集管。

d. 当库房面积 $<200\text{m}^2$ 时，顶排管和墙排管的供液管、回汽管可以合用；库房面积为 $200\sim 450\text{m}^2$ 时，顶排管和墙排管的供液管应分别设置，回汽管可以合用；库房面积 $>500\text{m}^2$ 时，顶排管和墙排管的供液管、回汽管均需分别设置。

e. 冷却排管的安装固定，依靠预埋在平顶及墙面的预埋件加以联结。

③采用冷风机的冻结物冷藏间

优点：节省钢材，安装方便，库温比较均匀，操作管理易于实现自控。

缺点：虽然降温速度快，但停机以后，冷间温度回升速度也比较快。

4.冰库

(1)冰库的温度

贮放盐水制冰时，库温为 -4°C ，贮放快速制冰时，库温为 -10°C 。

(2)冰库的设备布置

①冰库建筑净高在6m以下的可不设墙排管，但顶排管必须分散满铺，顶排管上层的管中心线距平顶或梁底的间距不小于250mm。

②冰库的建筑静高在6m或高于6m时，应设墙排管和顶排管。墙排管的安装高度宜在堆冰高度以上。

③顶排管或墙排管不得采用翅片管。

④冰库内应尽量设置提冰和堆垛设备。

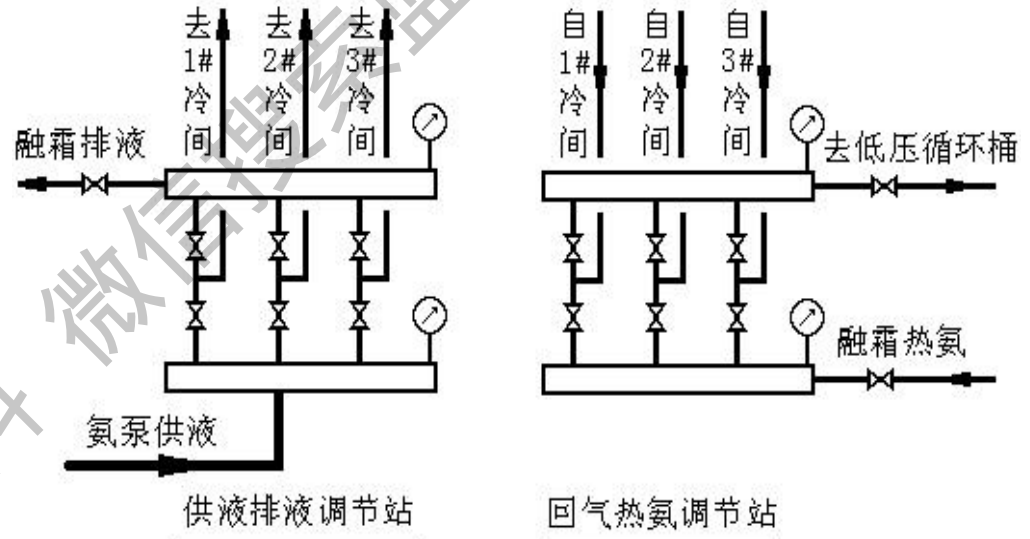
5.机器间的布置

冷库的机房一般分为机器间和设备间两大部分，也有分为机器间、设备间和水泵房三部分的。

(1)机器间布置要求

a. 机器间内压缩机、设备的布置必须符合制冷原理，系统流畅，管道连接要短而直，在保证安全操作和安装检修方便的同时，适当注意美观。另外也要尽可能布置紧凑。

- b. 布置大中型制冷压缩机时，应考虑设置检修用起吊设备，
- c. 制冷压缩机的进排气阀门的手轮应面向便于观察和操作的主要通道，它的安装高度宜在1.2-1.5m之间。
- d. 制冷压缩机的所有压力表、温度计及其他仪表，均应设于能清楚观察到的地方，一般应面向主要操作通道。
- e. 总调节站可以布置在机器间，也可以布置在设备间。
- f. 中间冷却器一般靠墙布置，并尽量靠近压缩机。
- g. 主要操作通道的宽度应为1.5-2.5m，压缩机突出部分到其他设备或调节站之间的距离不小于1.5m。两台压缩机突出部位之间的距离不应小于1m，并能有抽出曲轴的可能。非主要通道的宽度不小于0.8m。
- h. 制冷装置的自控柜、自控仪表、操纵台等可设在机器间一侧相邻的值班控制室内。值班控制室还应有观察机器间动态的不能开启的大幅玻璃窗。
- i. 机器间内噪声不应超过85dB (A)，
- j. 北方寒地区的冷库，机器间和设备间的采暖温度宜采取16℃，采用氨为工质时，严禁明火采暖。



k. 采用氨为制冷剂时，机器间和设备间应设事故排风装置，换气次数不应小于8次/h。一般是在外墙上方安装防爆型轴流风机。

l. 机器间的外门应向外开，内门应向内开。

m. 机器间不得设置水泵和油处理设备。

n. 需要留有适当的临时检修面积。

o. 机器间内应有给排水设施和洗手盆。

(2) 布置形式

① 单列式 ② 双列式 ③ 对列式

(3) 有关设备布置要求

① 总调节站

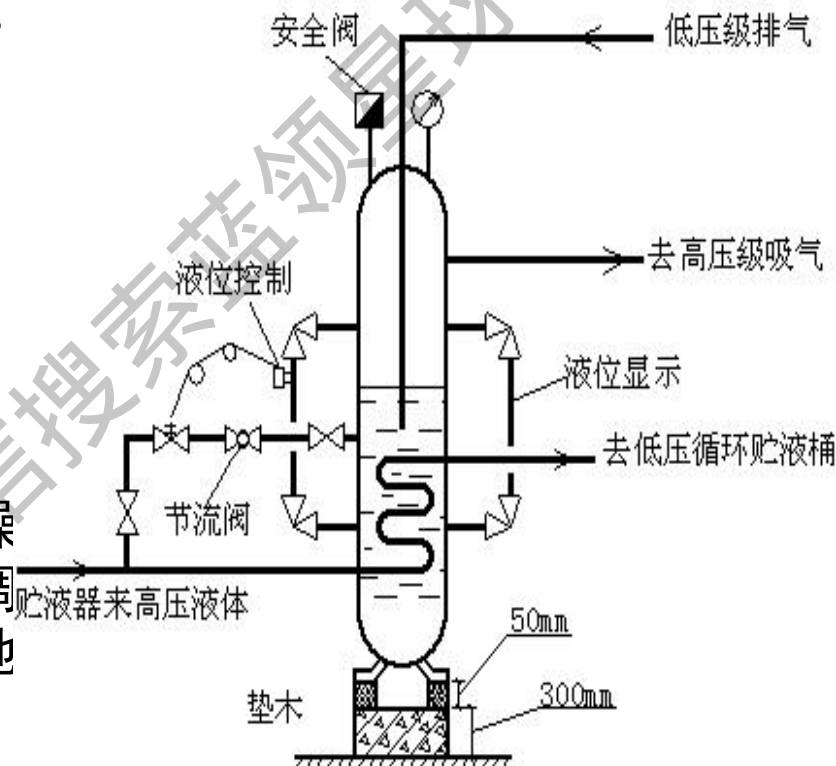
总调节站在机器间的位置，应能使各操作地点都能看到它上面的信号装置；总调节站前是主要通道，应留有足够的操作地方；阀门中心离地标高以1.2-1.5m为宜。

② 中间冷却器

中间冷却器应外包绝热层，可在其底下垫上经过防腐处理的50mm厚木块；基础露出地面的高度不宜小于300mm。中间冷却器必须装设液面显示和控制器，

③ 油分离器

融霜热氨用的油分离器应采用能耐130℃的绝热材料覆盖。



中间冷却器安装示意图

6.设备间

(1)一般布置要求

- ①设备间内的主要通道的宽度不应小于1.5m。
- ②设备间内的非主要通道的宽度不应小于0.8m。
- ③不经常操作或不通行的通道不应小于0.3m。
- ④各容器壁与墙柱的边缘距离不小于0.2m，设备隔热层的外壁与墙面、柱边的距离应不小于0.4m。
- ⑤在设备间内布置容器时，均应考虑窗户的开启方便和自然采光的条件。

(2)设备间布置形式：一般分单层和分层布置。

(3)有关设备布置要点

①油分离器。宜布置在室外，且尽可能离压缩机远一些，分油效果较好；洗涤

式油分离器应尽量靠近冷凝器。

②冷凝器

- a. 立式冷凝器。立式冷凝器安装在室外，位于离机房出入口较近的地方。
- b. 淋水式冷凝器。淋水式冷凝器多布置在室外较宽广，通风良好的地方或机房的屋顶上，它的方位应使其冷凝管垂直于该地区夏季的主导风向。
- c. 蒸发式冷凝器。多布置在机房屋顶上，周围通风良好；它的位置至少要高于贮氨器1.2—1.5m。
- d. 卧式冷凝器。一般布置在设备间内，并且要考虑在它的一端留有清洗和更换管子的距离。

③贮液（氨）器。一般布置在设备间内，若布置在室外，应有遮阳设施。两个或两个以上贮液器时，应在其底部设液体均压管相连，并在均压管上设截止阀，同时在其顶部也需设气体均压管相连。

④排液桶。设于机房靠近库房的侧墙，保温并接上进液管、抽气管、加压管。

⑤低压循环贮液桶和氨泵

按不同蒸发温度分别设置，为了保证氨泵的正常工 作，要求氨泵吸入口应保持一定的液柱静压，即所谓“净正吸入压头”。（缩写：NPSH）

$$H \gamma - (lR + Z) = 1.3NPSH \quad (\text{kg/m}^2) \quad (7-6-2)$$

式中：

H—低压循环贮液桶设计液面至氨泵中心的高度差，m；

γ —蒸发压力下饱和氨液容重， kg/m^3 ；

l—吸入管段的长度，m；

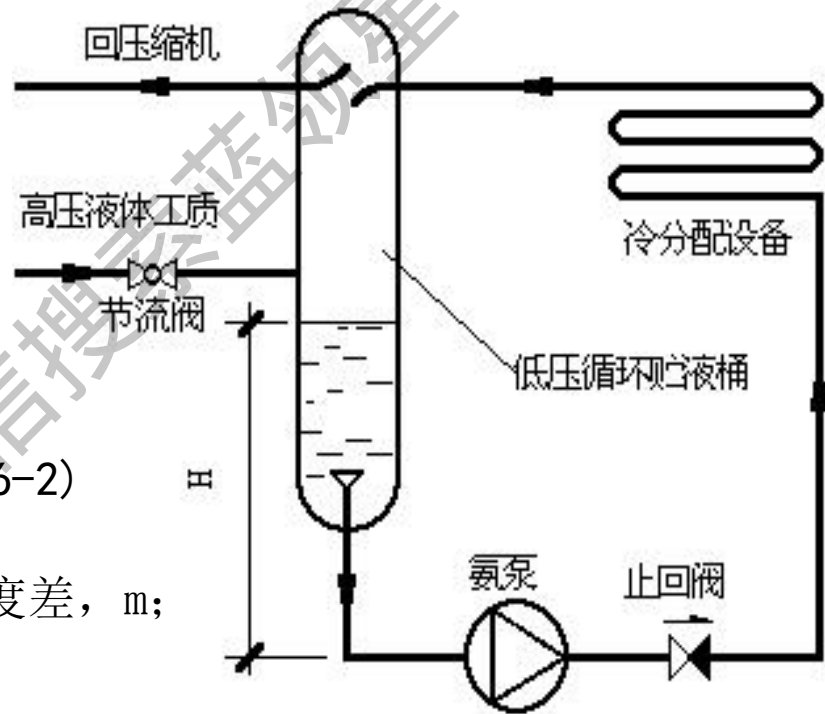
R—每米管长的摩擦压力降， $\text{kg/m}^2/\text{m}$ ；

Z—局部阻力损失总和， kg/m^2 ；

1.3—安全系数；

《手册》推荐：齿轮氨泵： $H=1 \sim 1.5\text{m}$ ；离心氨泵： $t_0=-15^\circ\text{C}$ ， $H=1.5 \sim 2.0\text{m}$ ； $t_0=-28^\circ\text{C}$ ， $H=2.0 \sim 2.5\text{m}$ ； $t_0=-33^\circ\text{C}$ ， $H=2.5 \sim 3.0\text{m}$

以上数据是建立在氨泵吸入管段内氨液的流速为 $0.4 \sim 0.5\text{m/s}$ ，以及尽量减少阀门、弯头等局部阻力损失的基础上的。



氨泵一般都是紧靠低压循环贮液桶布置在设备间内，位置在低压循环贮液桶下方。

低压循环贮液桶宜设计固定的检修操作平台，平台高度应在地面2m以上。

⑥集油器和空气分离器

集油器设于系统最低处，集油管坡向集油器。集油器基座四周应设排水明沟。空气分离器设于机房内墙，距地1.2m高处。

获取更多资料

微信搜索蓝鸟星

§ 7—7制冷管道设计

一、对管子、阀件及连接件的一般要求

(一)管子

氨制冷系统的管子应采用无缝钢管，管道的壁厚可参考书上的表7-7-1，在氟里昂冷库中，小管道可采用紫钢管，大管道采用无缝钢管。

(二)阀类

氨系统应采用氨专用阀门和配件；

氟系统的阀门为铜质阀门，并带有阀帽。

(三)连接件

1.氨系统管道一律采用焊接。

2.弯头一律采用煨弯。

3.连接法兰用A3镇静钢制作，应带凸凹口。

4.小口径阀门用丝扣连接时，连接管车削螺纹后的剩余壁厚应 $\geq 2.5 \sim 3.0$ mm，应采用纯甘油与黄粉（氧化铝）调合的填料。

5.两根管子做T形连接时，应作顺流向的弯头。若两根管子的管径相同，应在结合部加一段较大的管子；

6.支管与集管相连，支管管头应开弧形叉口与集管平接。

(四)严密性试验

1.气密性试验，高压侧：1.8MPa(表压)；中、低压侧：1.2MPa(表压)；应采用干燥空气或氮气进行。

2.抽真空试验：当系统内剩余压力小于5.333kPa(40mmHg)时，保持24h，系统内压力无变化为合格。

3.充氨试验。试验压力为0.2 MPa(表压)，系统无泄露。

二、管道布置要点

- 1.管道布置应力求经济合理，适当照顾美观。
- 2.管道平面交叉，或过建筑物的梁、板时应平直，不能绕过。
- 3.各种管道的挠度不应大于1/400。
- 4.低压管道直线段超过100m，高压管道直线段超过50m时，应采用补偿装置。
- 5.管道穿过建筑物的沉降缝、伸缩缝、墙及楼板时，应采取相应的措施。
- 6.冷间内部的管道应吊在梁板上，吊点应在土建施工时预埋。
- 7.连接氨压缩机的管道不应与建筑物结构刚性连接。
- 8.各种管道在支架、吊架上的排列，应供液管在下，回气管在上，热氨管道在最上或外侧。
- 9.排液桶、集油器和不凝性气体分离器等而降压管应接在气液分离装置的回气入口以前。
- 10.融霜用热氨管应连接在除油装置以后。
- 11.氨压缩机的吸气管、排气管应从上面与总管连接。
- 12.连接氨压缩机和设备的管道应有足够补偿变形的弯头。
- 13.各种管道的安装坡度及坡向可按书上的表7-7-2采用。各种管道吊点最大间距按表7-7-3采用。

三、管径选择

允许压力降和允许流速宜按书上的表7-7-4和表7-7-5采用。

氨液或氨气在管道中流动所产生的单位长度摩擦压力降 R_m 可从书中的图7-7-4和7-7-5查得。

书上的表7-7-6列出了各种阀门及管子连接件的当量长度 L_e/d_n 比值 n 。

$$L_e = n \cdot d_n \quad (\text{m}) \quad (7-7-1)$$

式中：

L_e —当量长度 (m)； n —当量长度比值 L_e/d_n ； d_n —管子内径 (m)；

水力计算步骤：

1. 在建筑平剖面图上布置设备及其管路。
2. 按书上的表7-7-5所推荐的允许流速和管段制冷剂流量，初选管径；
3. 按不同类别管路确定最不利环路，并计算出直管段的长度 L 。
4. 确定最不利环路上的局部阻力类型和个数，并按表7-7-6的当量长度比值和管内径计算出局部阻力当量长度 L_e 。
5. 计算出最不利环路总当量长度 $\Sigma L = L + L_e$ 。
6. 按图7-7-4或图7-7-5查取每米当量管长摩擦压力降 R_m 。
7. 计算最不利环路总阻力 $R = \Sigma L \cdot R_m$ 。
8. 按管路类别查表7-7-4得该管路的允许压力降 R' 。
9. 比较 R 和 R' 。若 $R \leq R'$ 则初选管径合适；若 $R > R'$ ，按上面步骤重新选择管径。

需要说明一点：如果最不利环路由多段不同流量的管段组成，则需分别求出各管段的阻力。管路的总阻力是各管段阻力之和。

在工程设计中，也可采用书上的图7-7-6，7-7-7和7-7-8来选用管径。

四、阀类设计布置要点

1. 截止阀

(1) 作用：

(2) 布置要点：

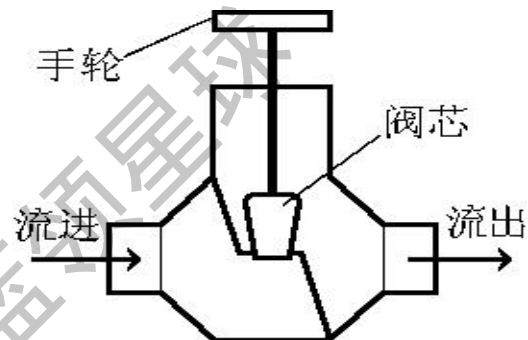
① 压缩机的吸气、排气管上均应另加截止阀。

② 辅助设备的每一个接管口一般都应装截止阀。

③ 重力供液系统和氨泵供液下进上出系统中，只要配管恰当，没有必要在每组蒸发器的进液管上装调节流量的截止阀。

④ 阀门安装应使流体自阀芯下部进入。手轮或手柄宜水平向上。

⑤ 系统管路中的截止阀，可装可不装的以不装为好。



2. 膨胀阀

(1) 作用

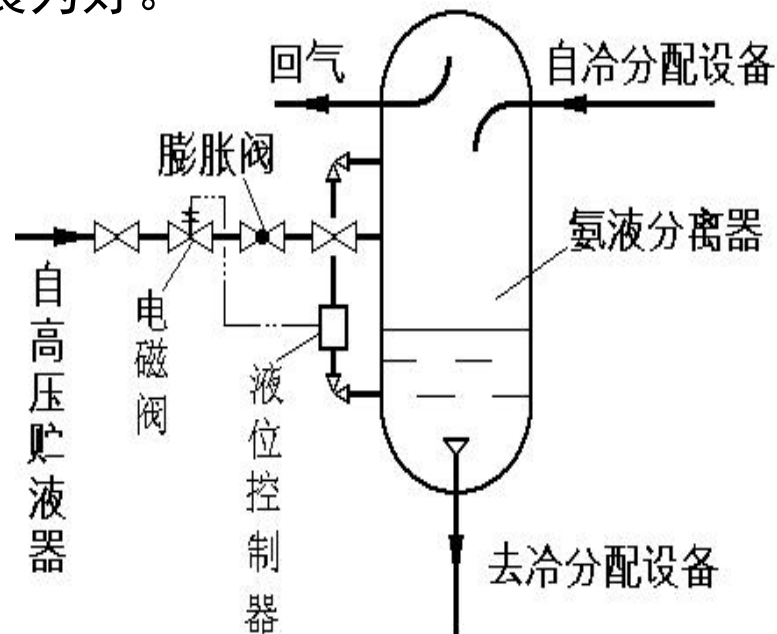
(2) 布置要点

① 用于高压液氨节流

在重力供液系统中，将膨胀阀装在氨液分离器的进液管上；在氨泵系统中，是将膨胀阀装在低压循环贮液桶的进液管上。

② 用于热氨节流

膨胀阀可装在热氨总调节站的进气总管上。



安全阀安全阀的开启压力一般比气密性试验压力大0.5bar。

五、阀类的选择

1. 阀类型号

2. 截止阀选用

(1) 截止阀的公称口径DN按配管内径选用。

(2) 截止阀的公称压力可选用 $P_g=2.5\text{MPa}$ 。

(3) 结构形式一般按安装位置确定，

(4) 阀杆上有外螺纹的氨直通阀只能用于高压侧

3. 手动膨胀阀选用：一般是根据供液管的公称口径选用，也可参考某些设备生产厂家提供的参考数据。

4. 浮球膨胀阀选用

浮球膨胀阀应根据设备制冷能力选用。

5. 安全阀选用

(1) 自动开启压力调定值：高压侧—1.85 MPa；低压侧—1.25 MPa。

(2) 公称口径选用：公称口径按容器内存氨量选用。

6. 氨用压力表选用

(1) 压力表布置点

(2) 压力表规格及安装

六、管道和设备的保冷、保温

1. 在制冷系统中，凡是管道和设备导致冷损失的部位、将产生凝结水滴的部位和形成冷桥的部位均应进行保冷。

- 2.管道和设备保冷的设计、选材、结构及安全等应按现行国家标准《设备及管道保冷技术通则》(GB11790)及《设备及管道保冷设计导则》GB/T15586执行。
- 3.穿过墙体或楼板等处的保冷管道应采取相应的措施,不使保冷结构中断。
- 4.保冷材料可选用难燃烧型PVC/NBR橡塑发泡保温材料、聚氨脂泡沫塑料、阻燃型聚乙烯保冷材料、聚乙苯乙烯泡沫塑料、离心玻璃棉等。能渗透空气的保冷材料外面应作防潮层,防潮层可以是铝箔或玻璃丝布外刷油漆。
- 5.融霜用热氨管应保温,保温材料为50~75mm厚,并应耐80~120℃温度。
- 6.管道和设备的保冷厚度可按下式计算:

$$\frac{t_a - t_f}{t_a - t_s} = 1 + \frac{\alpha_a}{\lambda} \left(\frac{d_0}{2} + \delta \right) \ln \left(\frac{d_0 + 2\delta}{d_0} \right) \quad (7-7-2)$$

式中:

- t_a —空气干球温度,以最热月室外空气平均温度计算℃;
- t_f —管道或设备内制冷剂温度,℃;
- t_s —保温层的表面温度,比最热月室外空气的平均露点温度高2℃左右,℃;
- α_a —外表面放热系数,一般取5.8w/m².℃;
- λ —保冷材料的导热系数,w/m.℃
- δ —保温层厚度,m;
- d_0 —管道或设备外径,m

工程设计中,也可用查图、查表法来确定保冷材料厚度。

- 7.保冷和保温应在制冷系统试压、抽真空合格后方可施工。

§ 7-8 冷分配设备融霜(冲霜)

除霜分为人工扫霜、热氨融霜、水融霜、热氨—水融霜等四种。

一、热氨融霜

1.热氨融霜原理及操作

2.热氨气

融霜的热氨量不能大于压缩机排气量的1/3。融霜热氨压力不小于0.6MPa,不大于0.9 MPa。

一般设计中都为融霜热氨单独设一个油分离器。

二、水融霜

1.水融霜原理

2.融霜用水

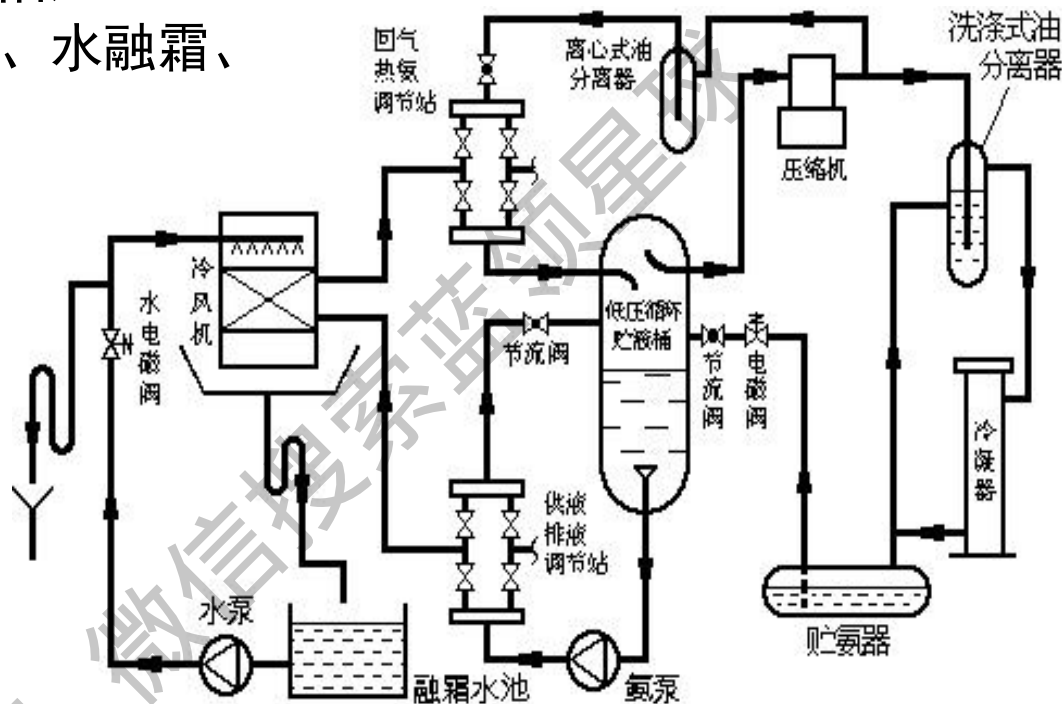
融霜用水的温度以25℃左右为合适,融霜用水的温度也不应低于10℃,融霜配水装置前的自由水头不应小于5mH₂O。

3.融霜给水系统

冷风机冲霜水量按产品样本规定。冲霜淋水延续时间按每次15~20min计算。

4.排水管

排水管管径一般不小于DN100,排水坡度不小于5%。另外还要注意以下几点:



- (1)排水管出口应设水封井。
- (2)当排水管通过冷藏间时，应包绝热层和防潮层。
- (3)排水管的进水口宜加网罩。
- (4)排水管与冷风机承水盘的接口必须保证严密不漏。
- (5)吊顶式冷风机的承水盘比较浅，容易产生排水不畅而漫水。

三、热氨—水融霜

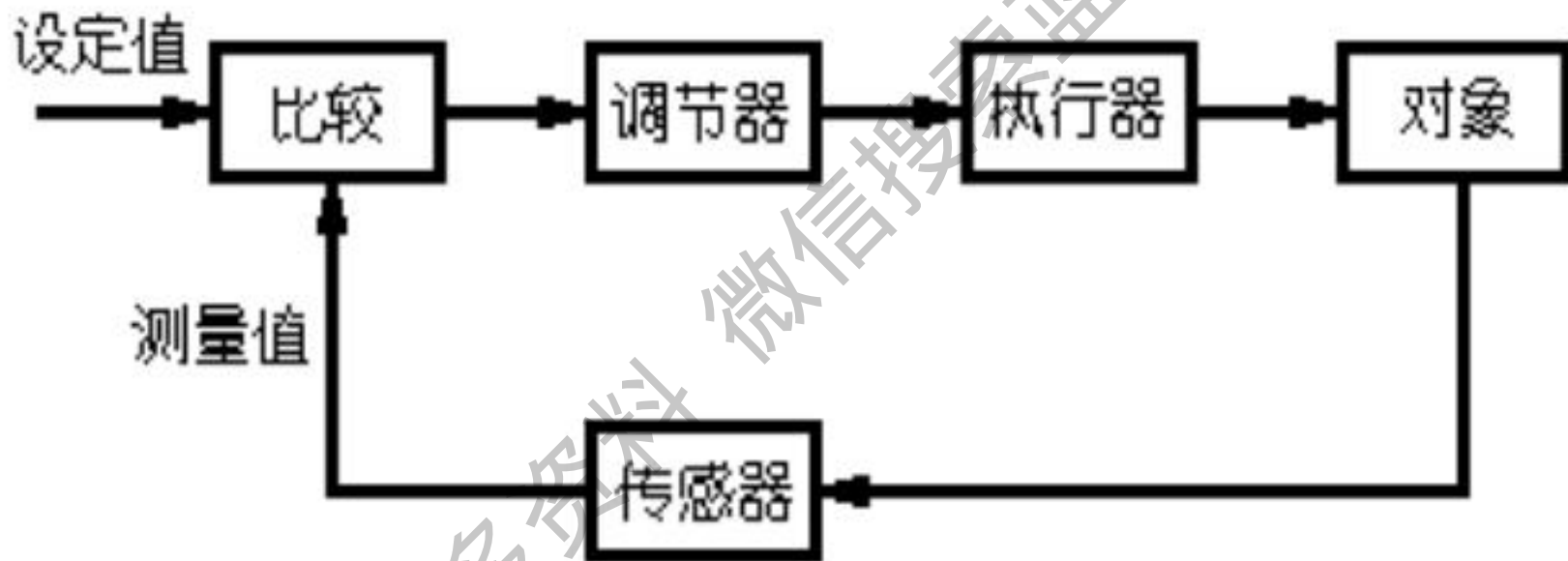
将上述两种融霜方法结合使用，先用热氨使冰霜融离换热器，再用水将冰渣冲掉，停水后，热氨还能烘干换热器表面的残留水份，避免余水在换热器表面结冰，影响传热。

获取更多资料 微信搜 技点星球

§ 7-9 制冷系统的自控装置

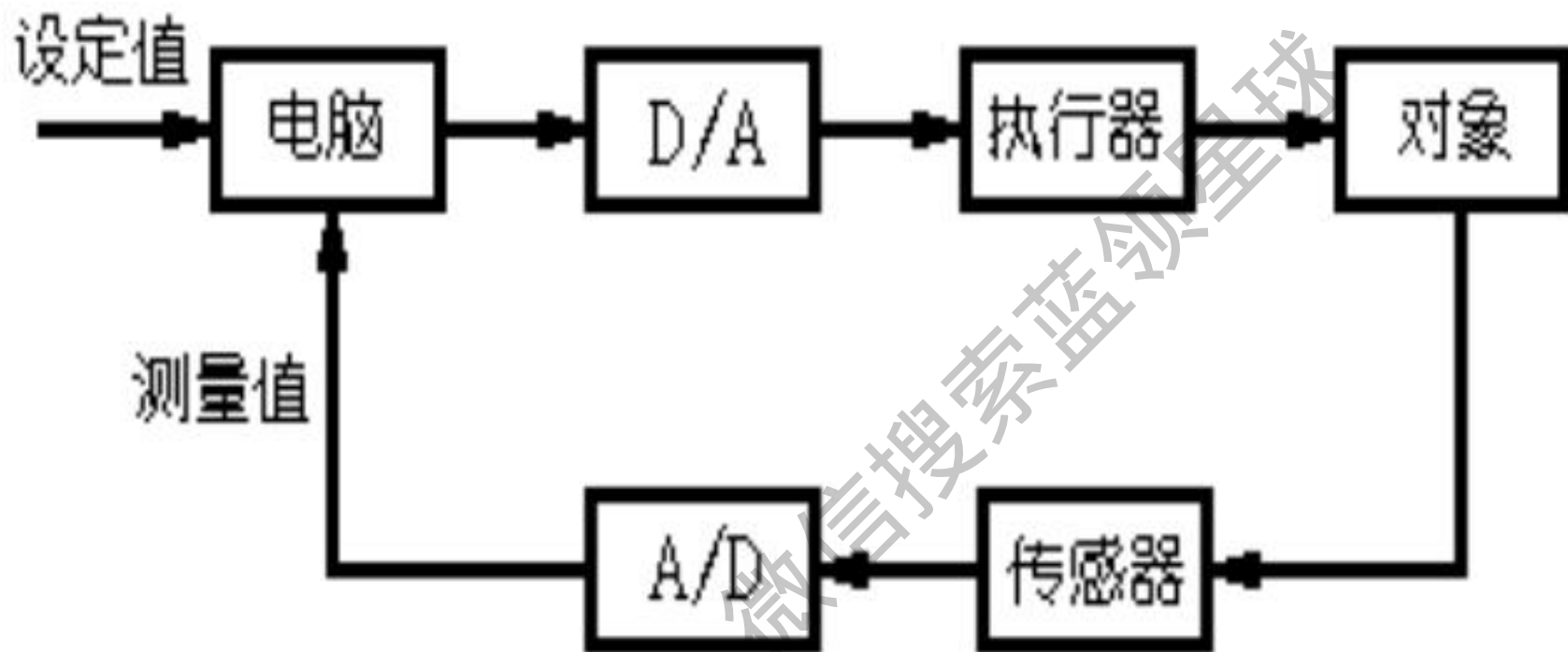
1. 自动控制的组成和原理

所有自动控制装置都由传感器（或变送器）、调节器（或控制器）、执行机构组成。其流程如下：



2. 电脑自动控制的组成和原理

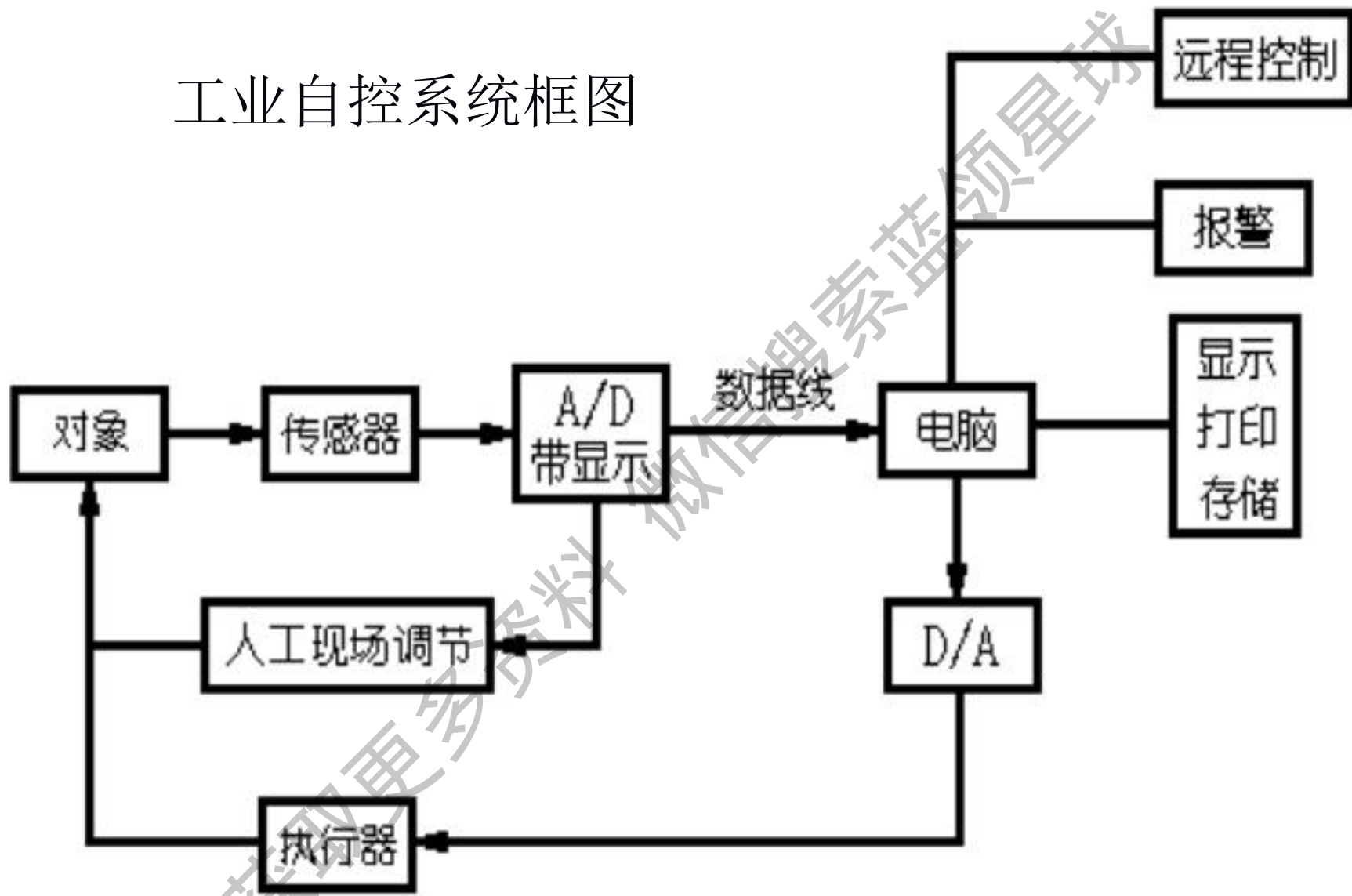
电脑在自动控制装置中的作用相当于上述的“比较→调节器”的作用。电脑能显示、贮存数据，但自控装置要增设“数/模转换器”。其自动控制流程如下：



数 / 模转换器，又称变送器，或A/D、D/A变送器。其作用是：把模拟量转变为电脑认识的数字信号，并传输给电脑；把电脑发出的控制指令（数字信号）转变为模拟量，并传输给执行机构。

工业控制要求可靠，同时还要求在中央和现场都能控制，因此工业控制系统一般如下：

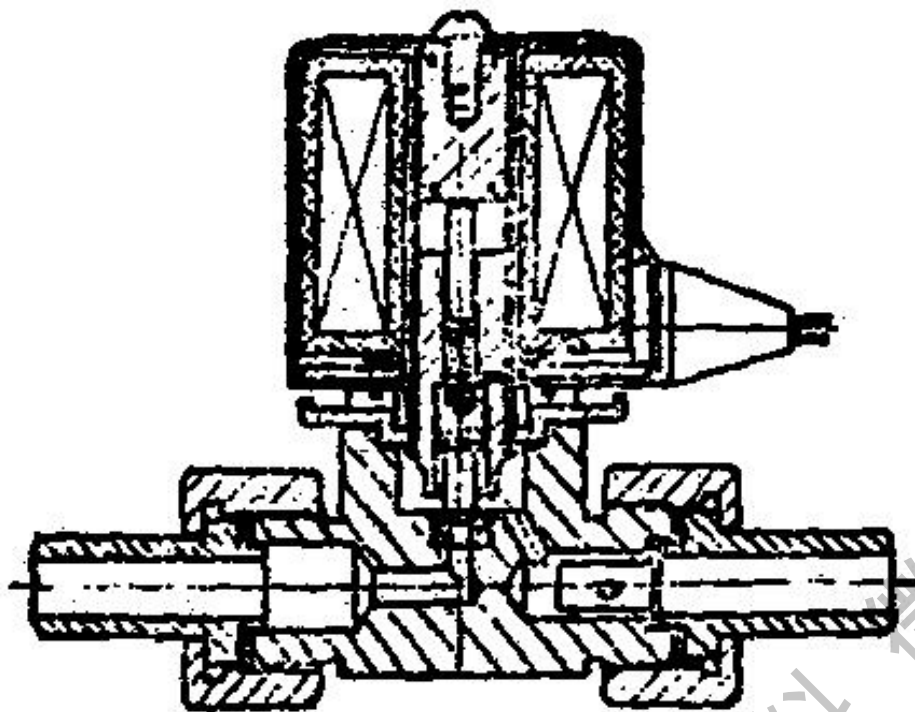
工业自控系统框图



3. 自控元件的功能

冷库用的自控元件可分为六类：

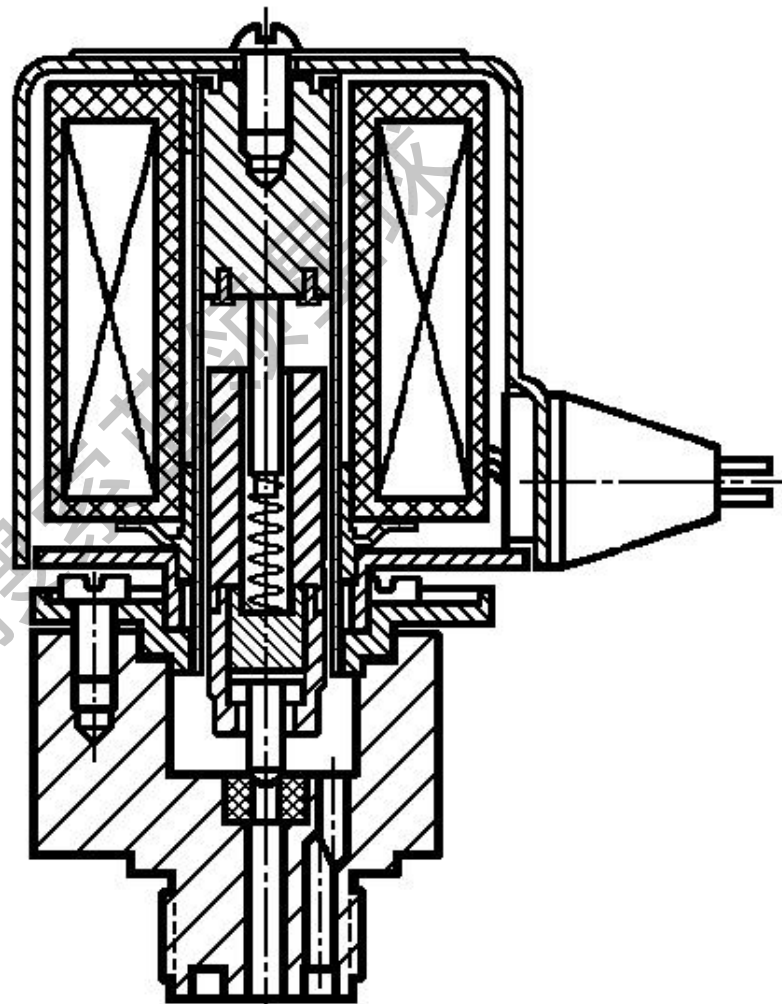
类别	控制元件名称及型号	主要功能
流通控制类	电磁阀、恒压阀、主阀、组合式主阀、水电磁阀、止回阀、自动旁通阀、氨热力膨胀阀等。	通过控制管道中制冷剂的通断，控制压力，调节流量。
压力控制类	YWK型压力控制器、CWK型压差控制器、YSG-01电感压力变送器等。	压力保护，压力调节，压力变送。
温度控制类	压力式温度控制器（WTQK、WTZK型）、TDW-12型温度调节器等。	现场控制库温。
液位控制类	UQK-40、UQK-41~43型浮球液位控制器等。	控制容器中制冷剂的液位。
时间控制类	TDS-04、TDS-05型融霜时间程序控制器	自动融霜控制。
能量调节类	TDF-01、TDF-02型分级步进调节器。	按冷库负荷变化，对压缩机的产冷量进行定点延时分级调节。



(a)

图 7-9-1 ZCL-3 直动式电磁阀

(a) 单体式;



(b)

图 7-9-1 ZCL-3 直动式电磁阀

(b) 导阀式

电磁阀

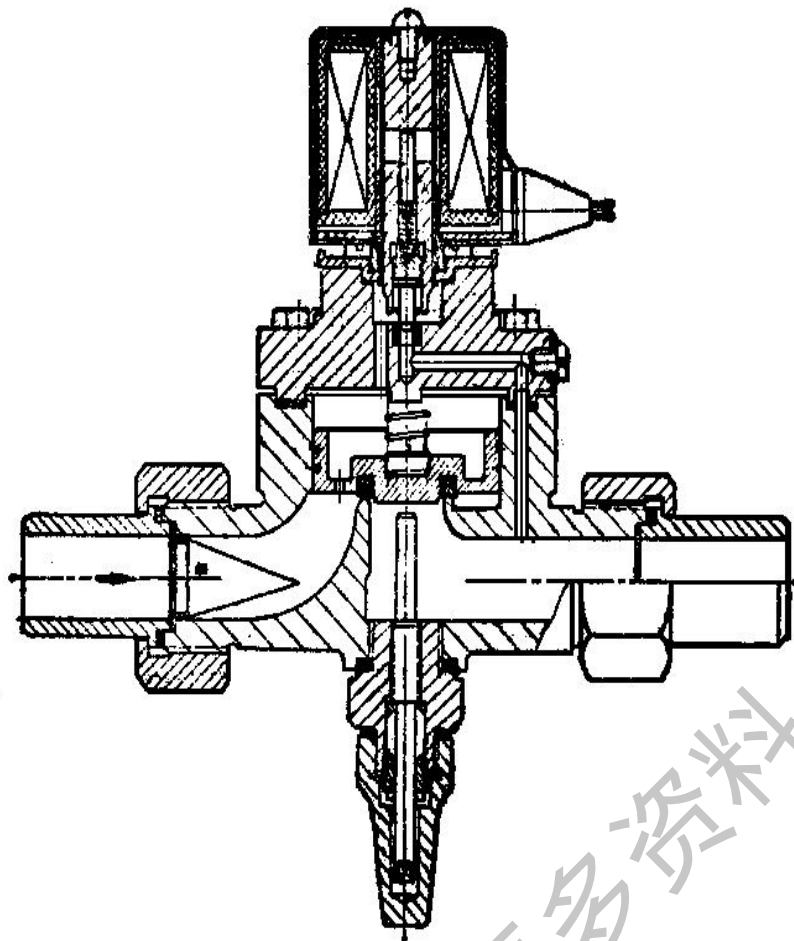


图 13-1-2 ZCL-15
ZCL-20 继动式电磁阀

继动电磁阀

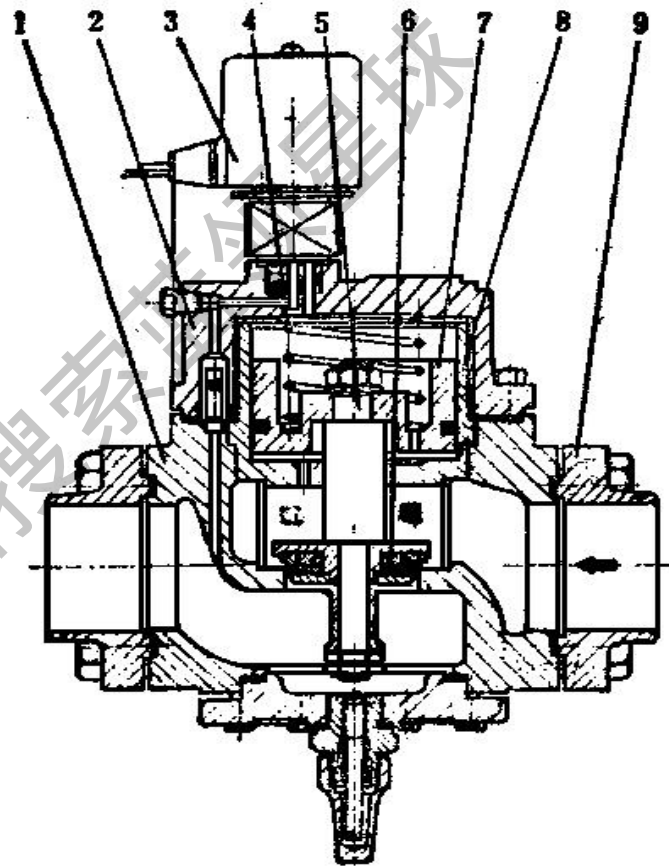


图 13-1-3 液用常闭型电磁主阀
ZCL-32YB

1—阀体；2—阀盖；3—电磁导阀；4—弹
簧；5—活塞杆；6—阀芯；7—活塞；
8—活塞套；9—法兰

液用常闭型电磁主阀

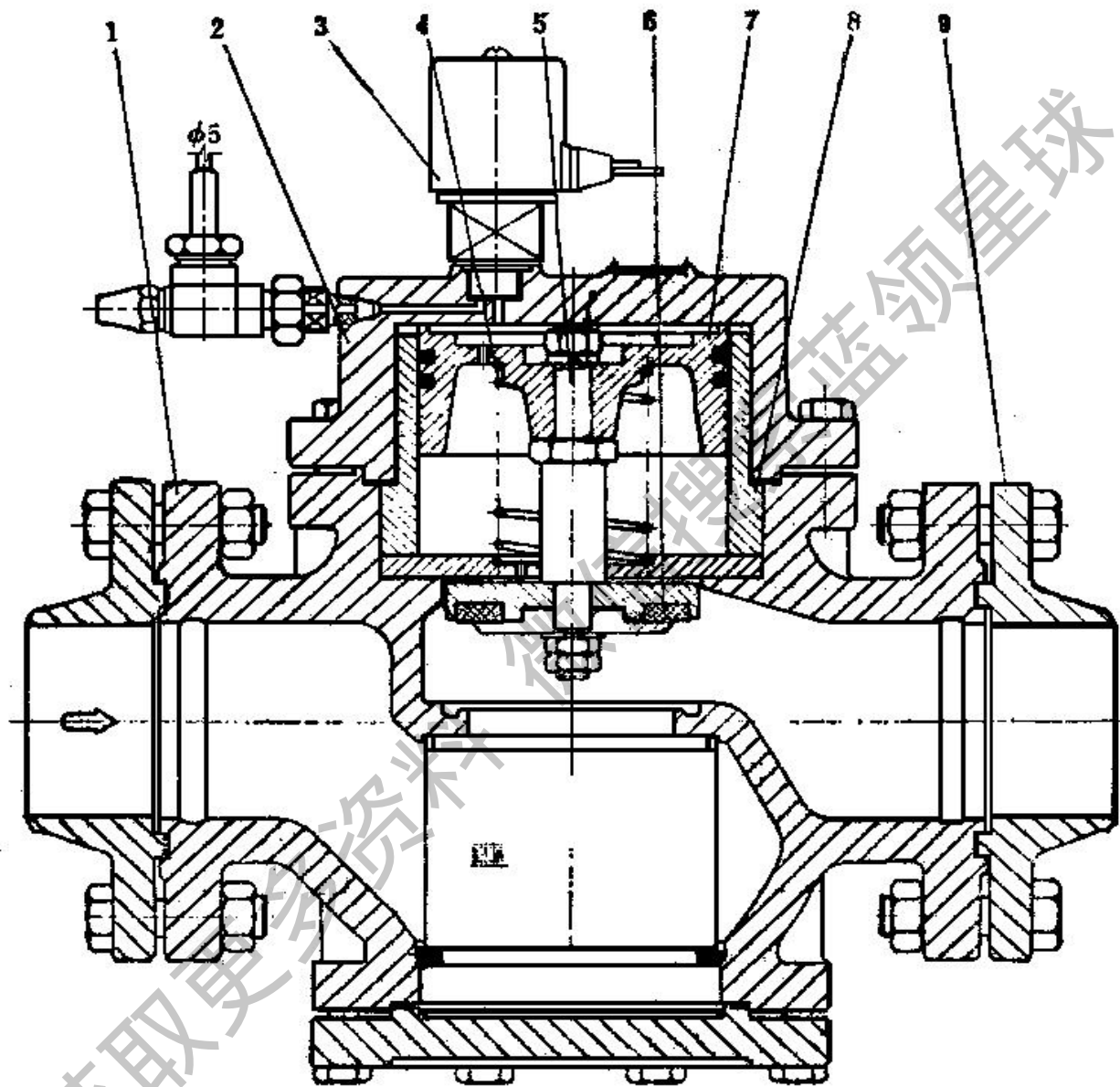


图 13-1-4 气用常开型电磁主阀

1—阀体；2—阀盖；3—电磁导阀；4—弹簧；5—活塞杆；
6—阀芯；7—活塞；8—活塞套；9—法兰

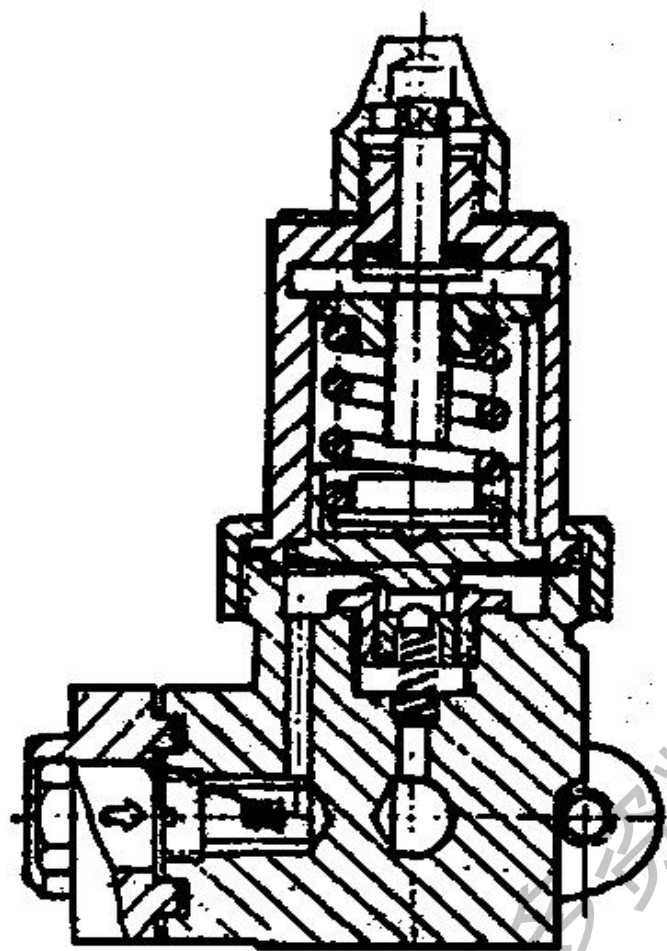


图 7-9-5 ZZHA-3 恒压阀(正恒 I 型)

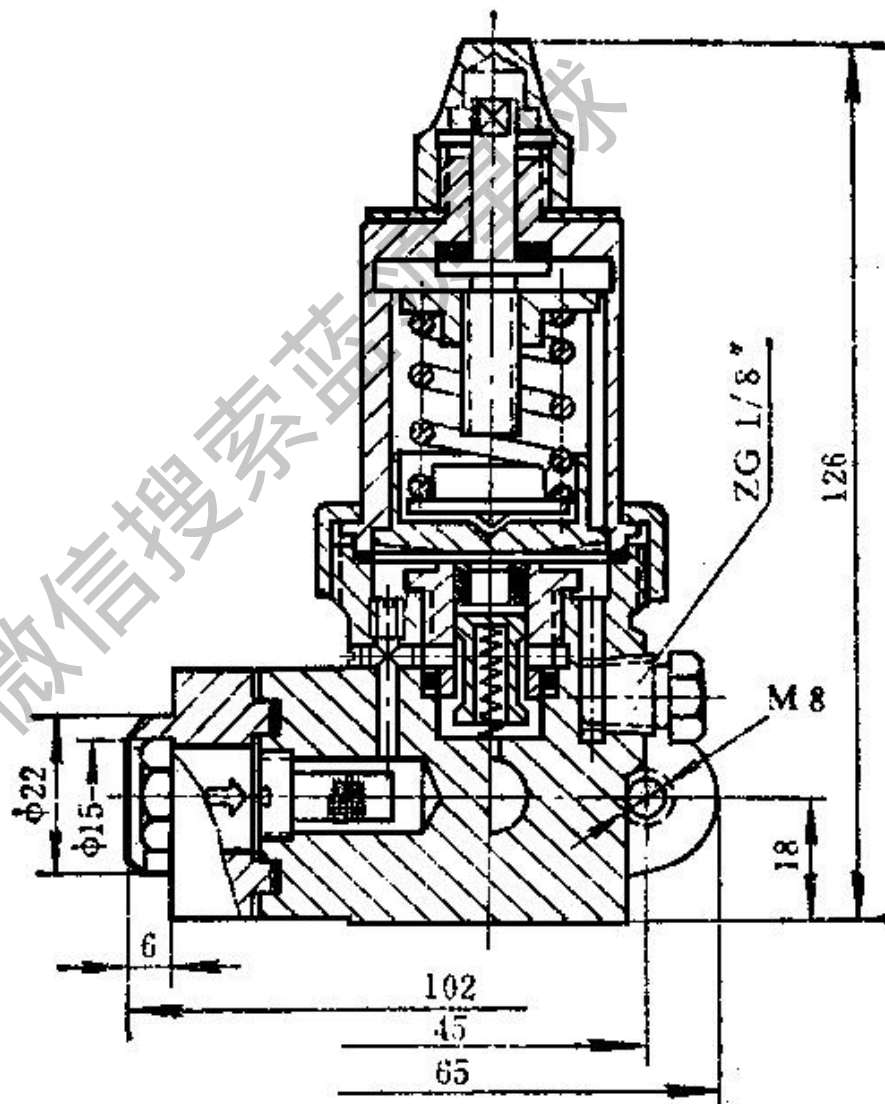


图 6-4-9 ZZHC-8 型反恒压阀结构图

恒压阀

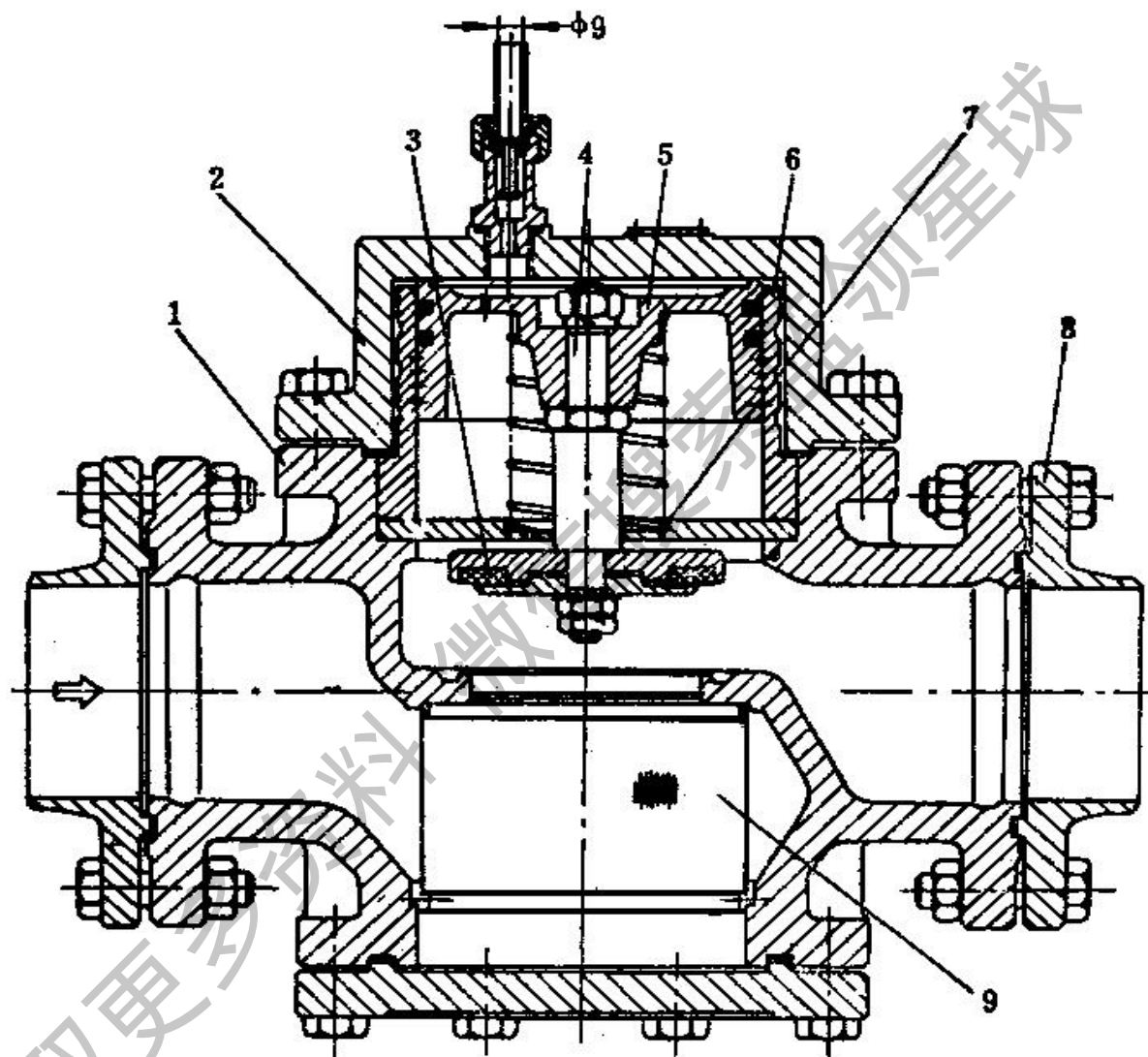
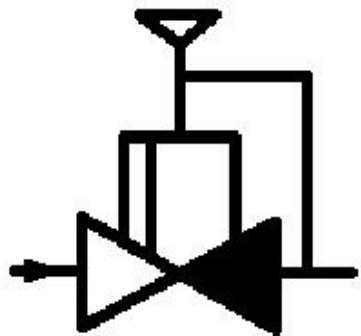


图6-4-6 ZFS-100QK型汽用常开主阀结构图

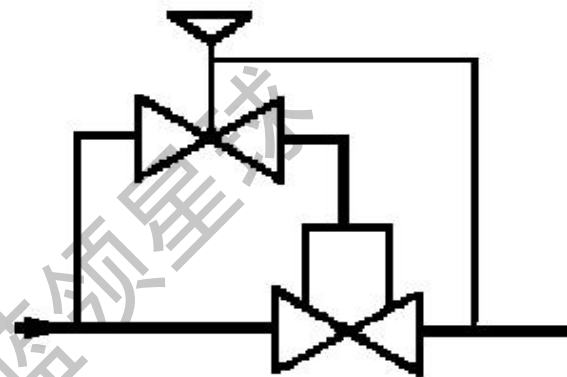
1—阀体；2—阀盖；3—阀芯；4—活塞杆；5—活塞；6—活塞套；7—弹簧；8—法兰；9—滤网。

主阀

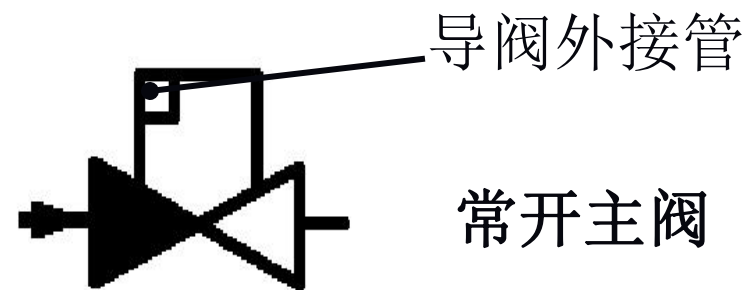
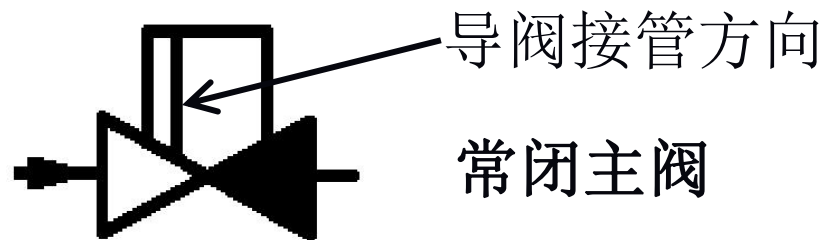
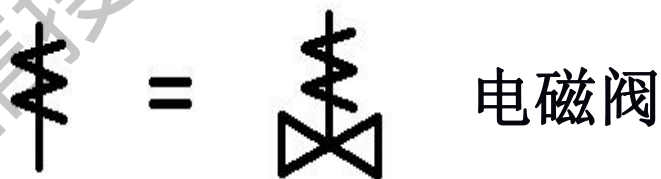
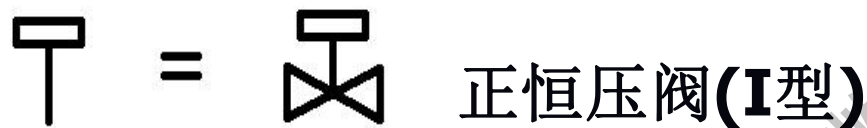
阀门符号



等效线路：
反恒II导阀
+常闭主阀



其中：



4. 应用方案

4.1 设计规范的规定 (GB50072-2001)

设计规范的强制规定是必须遵守的，因为这关系到生命和财产的安全问题，具有法律的效力和责任。这里只简略介绍冷库自控设计规范的强制规定，其它的规定请同学们自己去查看。

- **6.4.1条**：氨压缩机的安全保护装置应由氨压缩机制造厂成套配置，且应符合下列规定：共有7条，从略。
- **6.4.3条**：氨泵应设下安全保护装置：共4条，规定氨泵应设断液自动停泵装置；排液管上应设止逆阀、压力表；排液总管上应设旁通泄压阀。
- **6.4.4条**：所有设备、容器、加氨站集管及有管道与冷却设备相连的(液体的、气体的、融霜的)氨分配站集管上和不凝气体分离器的回气管上均应设压力表或真空压力表。
- **6.4.5条**：氨压力表和真空压力表应采用氨专用的，其精度要求高压侧不应低于1.5级，低压侧不应低于2.5级，并宜带饱和温度刻度，其量程在1.5倍工作压力到3倍工作压力之间。距地2m时，其表径不宜小于100mm，距地2-3m时，其表径不宜小于160mm。

压力表的安装高度距观察地面不应超过3m。

- **6.4.6条：** 低压循环贮液器、氨液分离器和中间冷却器应设超高液位报警装置及正常液位自控装置。低压贮液器应设超高液位报警装置。
- **6.4.7条：** 各种压力容器(设备)应按产品标准要求设安全阀。
- **7.2.4条：** 每台氨压缩机应在机组控制台装设紧急停车按钮。
- **7.2.5条：** 氨压缩机房的事故排风机应采用防爆型电机，当发生意外事故而被切断供电电源时，应能保证事故排风机的可靠供电。事故排风机的过载保护宜作用于信号报警系统而不直接停止排风机。事故排风机的控制按钮应在氨压缩机房门外侧的墙内暗装。
- **7.3.10条：** 穿过库房隔热层的电气线路，宜集中敷设，且必须采取可靠的防火及防止产生冷桥的措施。
- **7.3.12条：** 库房阁楼层内不得装置电气设备及敷设电气线路。

4.2 冷库自控应用

冷库自动控制可以分为库房回路、氨泵回路及机房回路三部分。无论哪一部分的自控都必须遵守《冷库设计规范》的规定。

4.2.1 库房回路

1. 冻结物冷藏间库温自控回路

库温控制方法：用温控器控制供液阀

热氨融霜控制：手动融霜

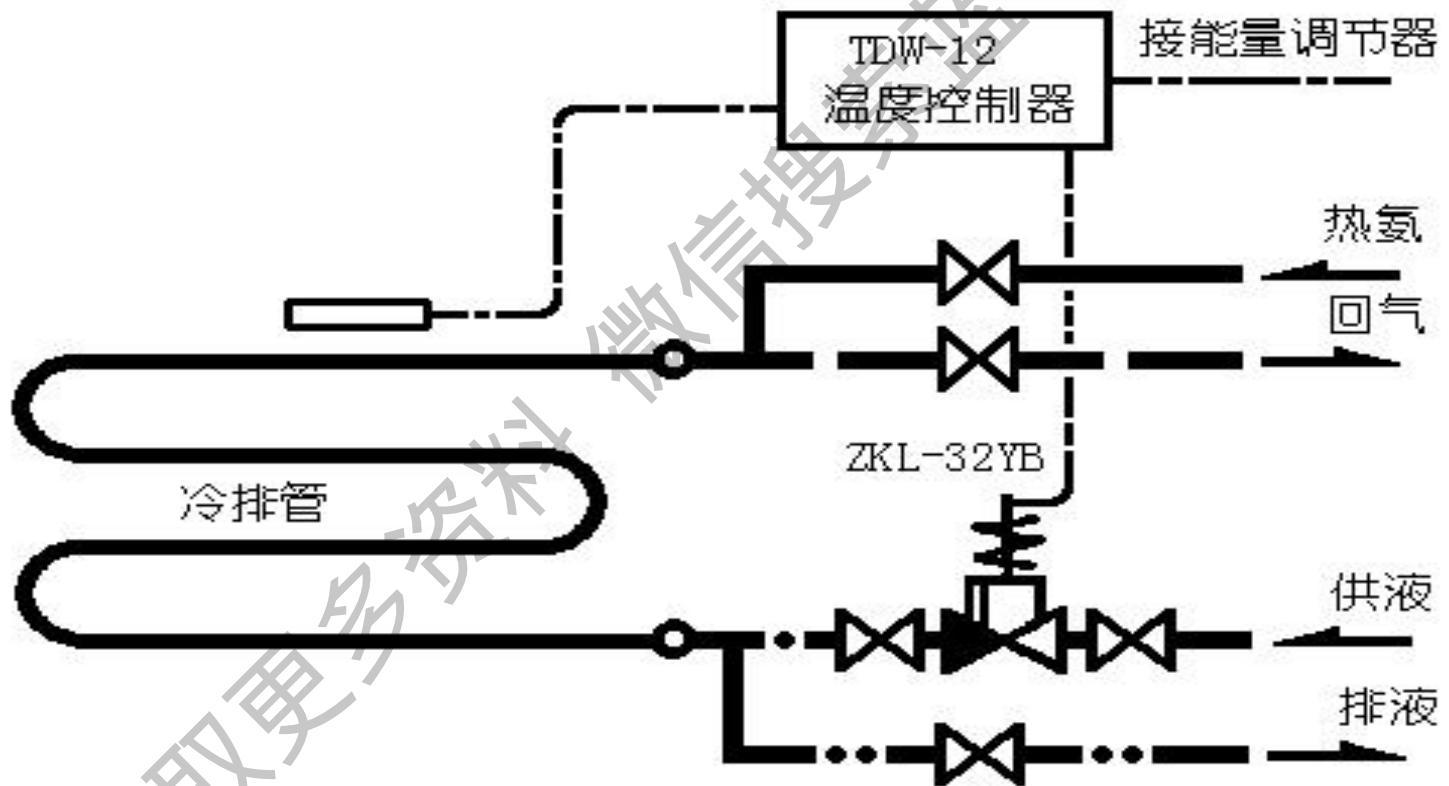


图 7-9-19 冻结物冷藏间库温自控回路

2. 冻结间库温及融霜程序自控

库温控制方法：用时间和温度控制器控制供液阀和风机

热氨融霜控制：用融霜程控器控制热氨阀、排液阀和水阀

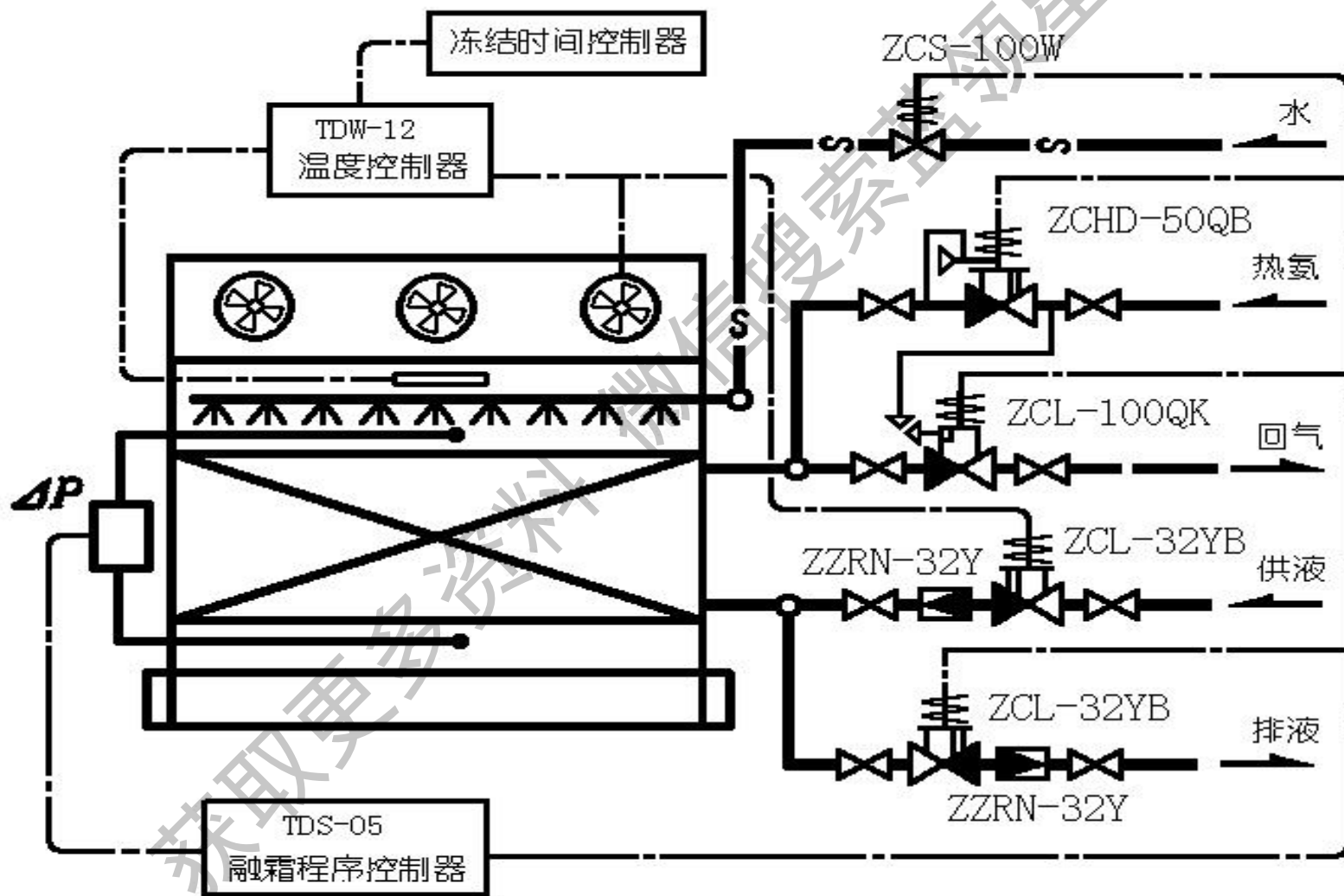


图 7-9-20 冻结间自控装置

3. 冷却物冷藏间库温及融霜自控

库温控制方法：用时间及温控器控制供液阀和风机

湿度控制方法：控制回气压力，稳定蒸发温度

热氨融霜控制：用融霜程控器控制热氨阀、排液阀和水阀

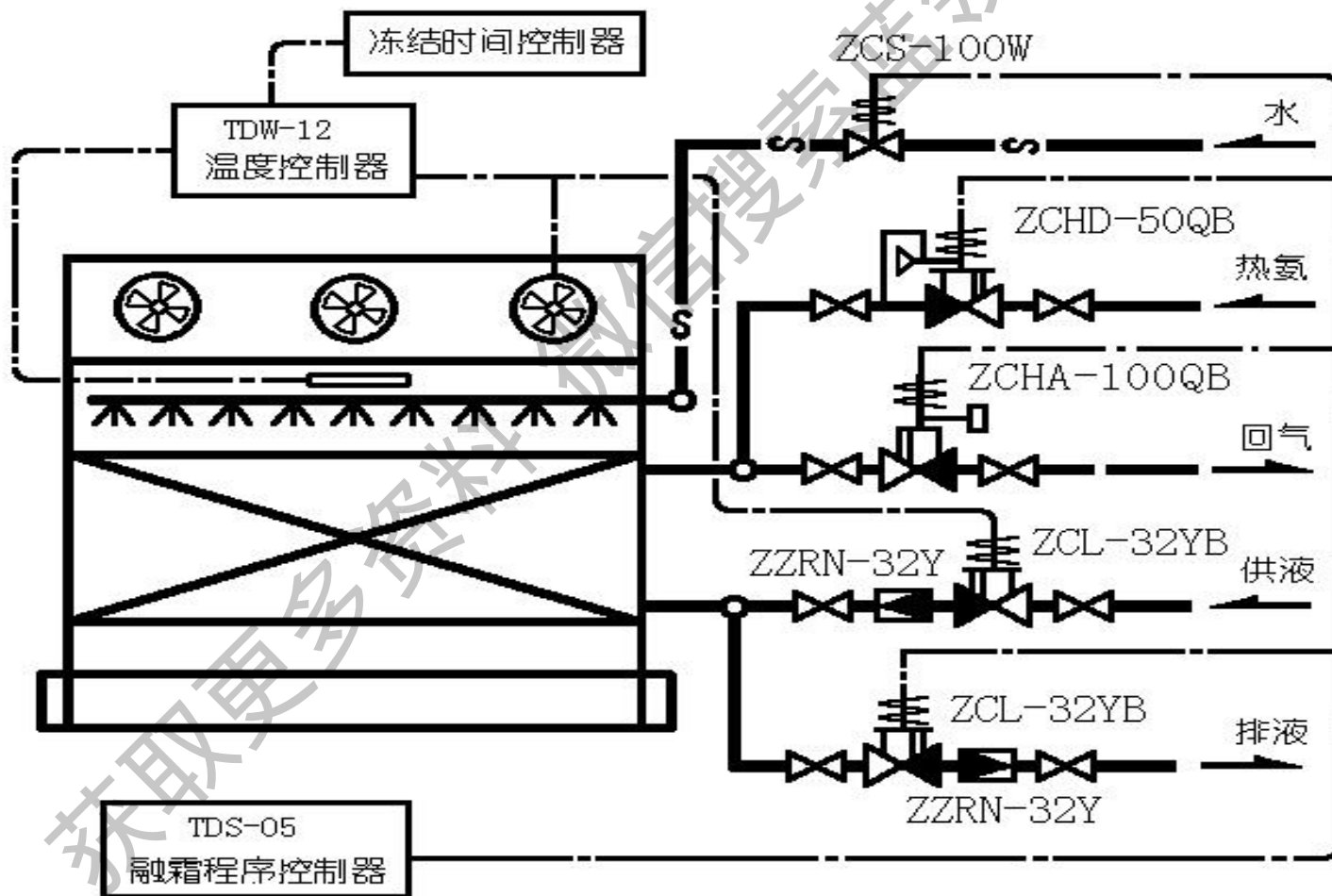


图 7-9-21 冷却物冷藏间自控装置(一)

4.2.2 氨泵回路

氨泵应设下安全保护装置：氨泵应设断液自动停泵装置；排液管上应设止逆阀、压力表；排液总管上应设旁通泄压阀。

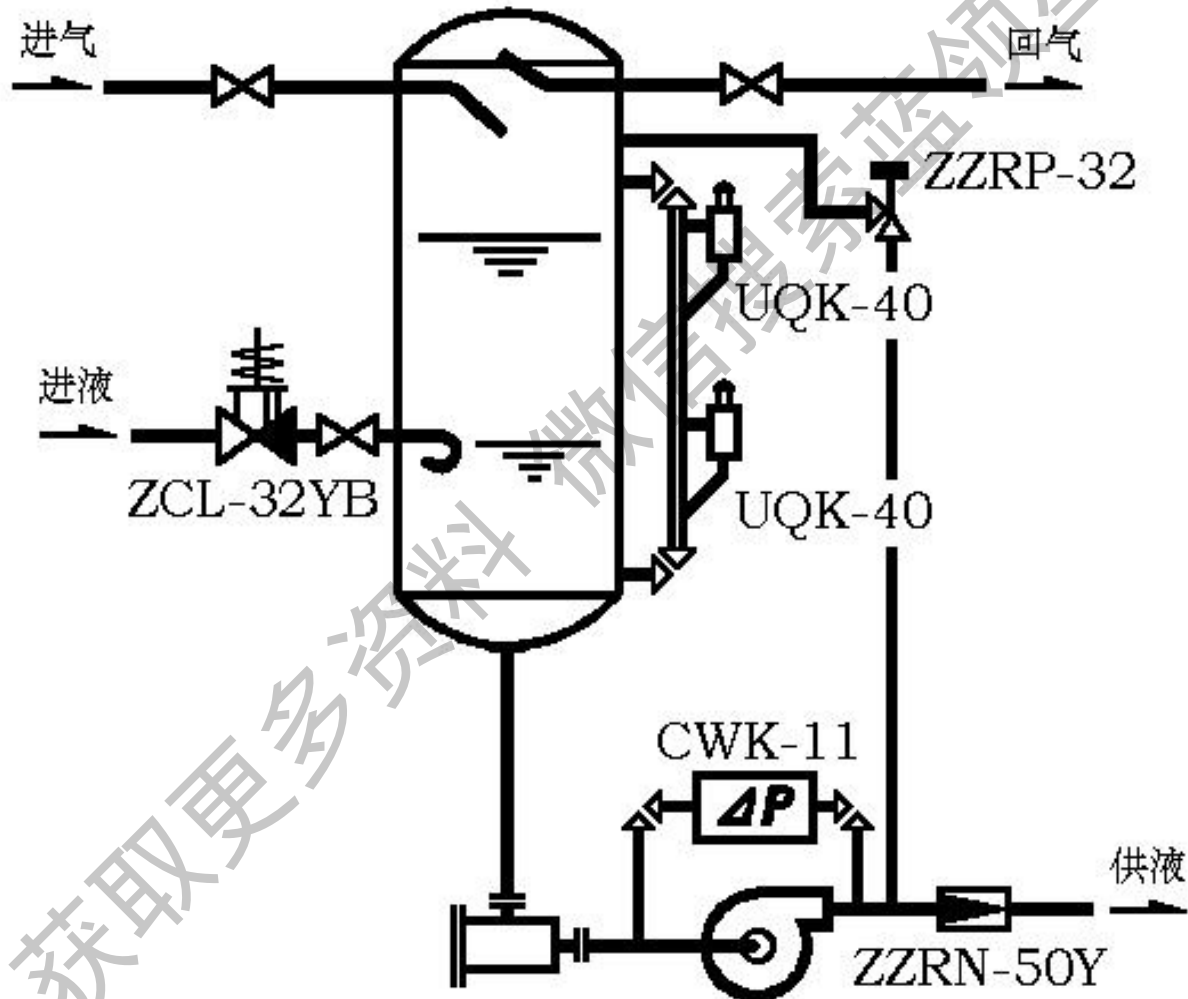


图 7-9-23 氨泵回路自控装置

§ 8 室内人工冰场制冷工艺

§ 8-1 室内人工冰场的使用要求及设计条件

一、概述

人工冰场出现于1878年。上世纪60年代末北京建成我国第一座人工冰场。随着我国经济发展和2008年北京奥运会到来，人工冰场将得大的发展。

二、人工冰场的使用要求及设计条件

1.冰场尺寸

比赛用人工冰场的尺寸和面积由体育竞赛标准确定。娱乐性冰场的尺寸可任意确定。

	冰球场	速滑场	溜石冰场	娱乐性冰场
冰场尺寸	30X60	70X182	4.24X41.82	任意
冰场面积	1830	5599	177.32	任意

2.冰面温度

表8-1-1是不同冰上运动项目冰面温度的推荐值。

运动项目	冰球	花样滑冰	大众滑冰	速滑	溜石
冰面温度(°C)	-3 ~ -5	-3	-2	-2 ~ -3	-2

3.冰面风速

冰面风速直接影响冰场负荷大小。表8-1-2给出了不同冰上运动项目冰面风速的推荐值，可供参考。

运动项目	冰球	速度滑冰	花样滑冰	娱乐性
风速(m/s)	1.0	1.5	0.7	1.0

4.冰层厚度

比赛、训练性冰场，冰面厚度一般取30~40mm。娱乐性冰场冰面厚度一般取50mm。间接供冷的人工冰场，冰层最好不超过40mm。

5.娱乐性的冰场的滑冰人数

一般按每个滑冰者占1.5~2.8m冰面来估计人数。进行花样滑冰时，每个滑冰者将需要直径为4.9m的场地。

6.室内冰场馆内温度

一般夏季室内温度取24~28℃，相对湿度不宜过高。冬季一般取16℃。

7.载冷剂供回水温差

载冷剂供、回水温度可取为-10℃和-9℃，在负荷增加时，可取为-13℃和-11℃。载冷剂供回水温差控制在1~2℃为宜。

§ 8-2 室内人工冰场负荷计算

人工冰场负荷分为初冻负荷和维持负荷。一般是根据经验和实测数据为基础确定。负荷计算方法有经验数据法、图表法、分项计算法等。

一、工冰场负荷概算指标

1. ASHRAE指标。可参考书上的表8-2-1。
2. 室外冰场负荷指标。列在书上的表8-2-2中。
3. 国内外已建冰场指标。列于书上的表8-2-5中。

重庆建飞真冰滑冰场的冰场面积 376m^2 ，维持负荷 207.3KW ，单位面积维持负荷 $551.3\text{W}/\text{m}^2$ 。初冻负荷约为 340KW ，单位面积初冻负荷约为 $900\text{W}/\text{m}^2$ 。

二、图表法

三、分项计算

1. 对流传热负荷 q_c

$$q_c = \alpha_c (t_a - t_i) \quad (\text{W}/\text{m}^2) \quad (8-2-1)$$

式中：

t_a — 空气温度， $^{\circ}\text{C}$ ，室外冰场，安全点可取冰场使用期间最高月的平均干球温度；

t_i — 冰面温度， $^{\circ}\text{C}$

α_c — 冰面与空气间的对流换热系数，它与风速有关，可按书上的表8-2-4的推荐值

查取，或按下式计算：

$$\alpha_c = 2.583 v^{0.871} \quad (\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}) \quad (8-2-2)$$

式中： v — 风速， (m/s)

2. 对流传质负荷 q_m

$$q_m = \sigma (d_a - d_i) \times 10^{-3} r \quad (\text{w/m}) \quad (8-2-3)$$

式中:

d_a —冰场内空气含湿量, g/kg d_i —冰温下饱和空气含湿量, g/kg;
 r —水蒸汽的凝结和凝固潜热, J/kg; 当冰温为 -4°C 时, $r = 2836 \times 103 \text{ J/kg}$
 σ —传质系数, kg/(m·s), 传质系数与对流换热系数 α_c 有以下关系:

$$\frac{\alpha_c}{\sigma \cdot c_p} = Le^{2/3} \quad (8-2-4)$$

式中:

c_p —空气定压比热, J/(kg·k);

Le —刘易斯准则, 它与温度有关, 在冰场设计的温度范围内, $Le \approx 0.86$,

因此有 $\sigma = \alpha_a / 920$ 。

3. 冰面与围护结构内表面辐射传热负荷 q_r

$$q_r = \varepsilon_i \varepsilon_m c_b \left[\left(\frac{t_a + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_i + 273}{100} \right)^4 \right] \quad (\text{W/m}) \quad (8-2-5)$$

式中:

t_a 、 t_i —同前; ε_i —冰面的黑度, 可近似取水的黑度 $\varepsilon_i = 0.96$;

ε_m —冰场顶棚和墙面平均黑度, 查《传热学》;

c_b —黑体的辐射系数, $c_b = 5.67 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{k}^4)$ 。

4. 太阳辐射负荷 q_{sr}

$$q_{sr} = A J_h \quad (\text{W/m}^2) \quad (8-2-6)$$

式中： J_h —水平面太阳辐射强度，(W/m)，可从当地气象台站原始观测值统计确定；

A —对太阳辐射的吸收系数，冰层吸收系数与冰场面层的颜色，冰的颜色和粗糙度有关。目前国内的取值范围为 $A=0.3\sim 0.5$ 。从实测负荷分析，推荐取 $A=0.45\sim 0.55$ 。对于露天冰场周围绿化或地面覆盖不良，或风沙严重地区的冰场，冰面为沙尘污染，应取大值。室内冰场无此负荷，可认为 $A=0$ 。

5. 地下传热负荷 q_g

$$q_g = K(t_g - t_p) \quad (\text{W/m}) \quad (8-2-7)$$

式中：

t_g —地温， $^{\circ}\text{C}$ ；可参照冷库地坪传热确定；

t_p —排管的表面温度， $^{\circ}\text{C}$ ；当采用制冷剂直接蒸发冷却时，可近似取蒸发温度；

当采用载冷剂冷却时，可近似取载冷剂供回水平均温度；

K —地下层传热系数，(W/m².k)：

$$\frac{1}{K} = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{k/W})$$

式中：

δ_i —冰场场地构造中 i 层材料厚度，m；

λ_i —冰场场地构造中 i 层材料的导热系数，W/m.K。

6. 修理冰面负荷 q_{ir}

$$q_{ir} = b\rho_i(\Delta h) / \Delta t \quad (\text{W/m}) \quad (8-2-8)$$

式中：

b —每次浇冰厚度，m；与冰面损坏程度和休整周期有关，可取为 $0.0012\sim 0.002\text{m}$ ；

ρ_i —冰的密度，kg/m； Δt —每次浇水冻结时间，s；

Δh —水冷却并结冰释放的热量, J/kg, 每kg水由80℃冷却结冰并冷却到-4℃冰温所释放出的热量, $\Delta h = 678 \times 10^3$ J/kg。

7. 灯具与灯面个辐射热量 q_e 。近似按 $q_e = 10$ W/m² 计算。

8. 冰上人员活动放热量 q_p 。娱乐性冰场建议近似按 $q_p = 60 \sim 130$ W/m² 计算。

9. 单位面积的维持负荷

(1) 室外训练、比赛用人工冰场单位面积维持负荷 q_o

$$q_o = q_c + q_m + q_{sr} + q_g + q_{ir} \quad (\text{W/m}^2) \quad (8-2-9)$$

(2) 室内训练、比赛用人工冰场单位面积维持负荷 q_i

$$q_i = q_c + q_m + q_r + q_g + q_{ir} + q_e \quad (\text{W/m}^2) \quad (8-2-10)$$

(3) 室内娱乐性人工冰场单位面积维持负荷

① 营业期间: $q_{iy}^I = q_c + q_m + q_r + q_g + q_e + q_p \quad (\text{W/m}^2) \quad (8-2-11)$

② 非营业期间: $q_{iy}^{II} = q_c + q_m + q_r + q_g + q_e + q_{ir} \quad (\text{W/m}^2) \quad (8-2-12)$

§ 8-3 室内人工冰场的场地构造及场地排管

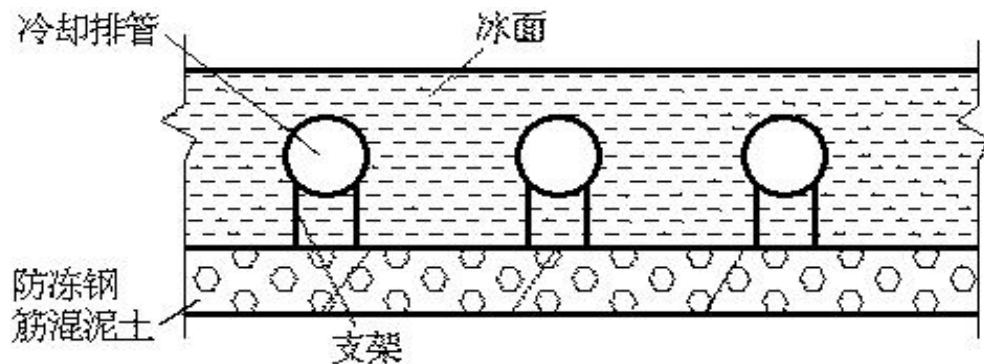
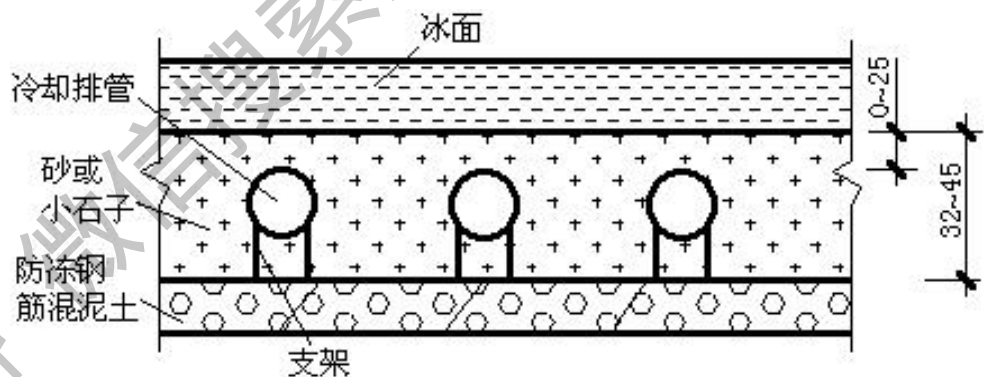
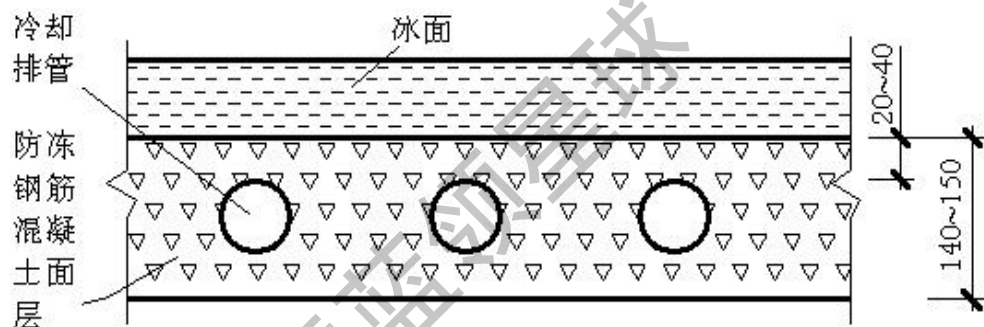
一、场地构造

场地构造应满足以下要求：

1. 能承受冰面的负载；
2. 能解决场地由于温度变化所产生的温度应力；
3. 尽量减少冷损失；
4. 场地要有良好的排水；
5. 满足场地的使用要求。

基层部分构造分别具有防水、滑动、保温和导水的功能。面层的功能是满足场地使用要求。

1. 钢筋混凝土面层。见上图。
2. 充砂面层。见中图。
3. 裸管面层。见下图。



4.重庆建飞真冰滑冰场场地构造作法。见图。
 场地构造设计中应注意下述几个问题：

1.面层厚度

混凝土面层推荐厚度为140~150mm，管顶混凝土厚度为20~40mm；

砂质面层，推荐厚度为32~45mm，管顶砂厚为0~25mm。

2.砂质面层的砂子应采用不含垃圾或者粘土的优质河砂。

3.滑动层

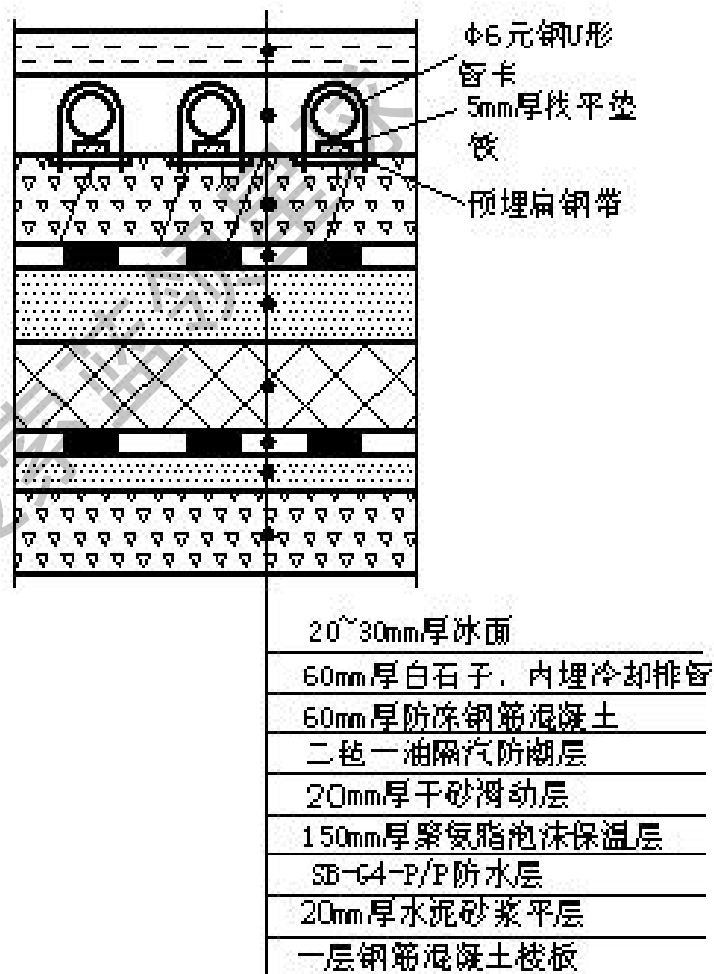
滑动层的作用是当面层热膨胀冷收缩时，相对于基层中的保温层能有一个微小的滑动，以避免损坏隔汽防潮层和保温层。

常用的两种做法是采用干砂层或滑动块。

4.保温层的合理厚度

加气混凝土	580mm
软木	200mm
聚氨脂泡沫塑料	150mm
沥青珍珠岩	160mm

聚苯乙烯泡沫塑料	80mm
水泥珍珠岩	320mm



5.场地防冻胀问题

- 措施：①场地加热。
②架空式场地。

二、场地排管

1.场地排管的布置方式

(1)排管沿冰场长度方向布置，制冷剂供液管和回气管，或载冷剂供液管和回液管同侧布置。

(2)排管沿冰场长度方向布置，制冷剂供液管和回气管，或载冷剂供液管和回液管异侧布置。

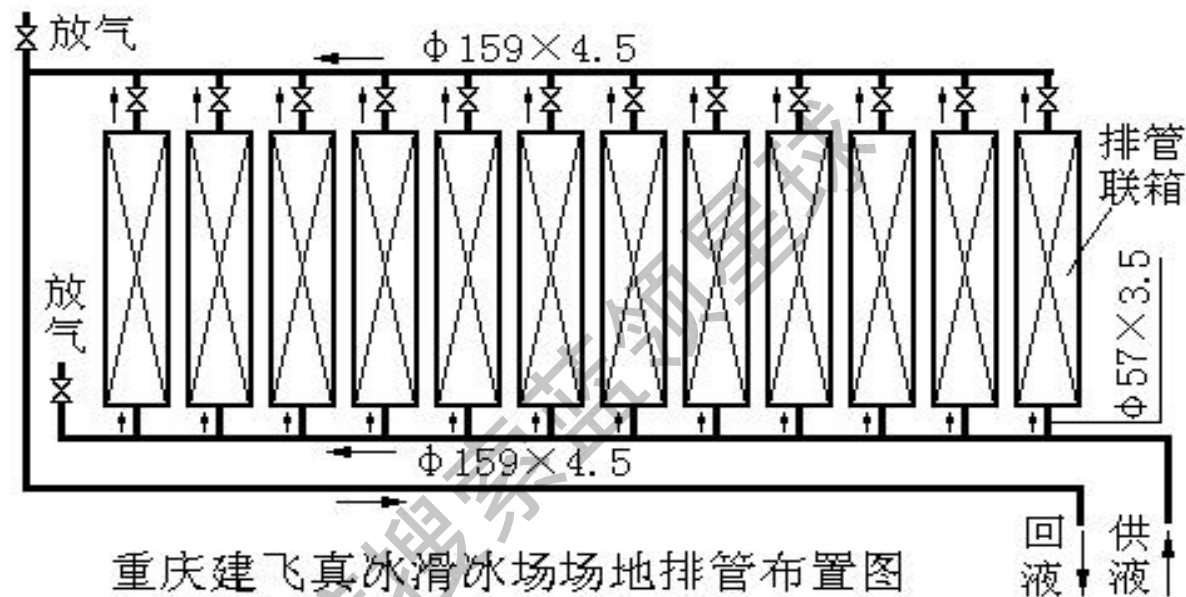
(3)排管沿冰场长度方向布置，制冷剂供液管和回气管，或载冷剂供液管和回液管中间布置。

(4)排管沿冰场宽度方向布置，制冷剂供液管和回气管，或载冷剂供液管和回液管布置在同侧。

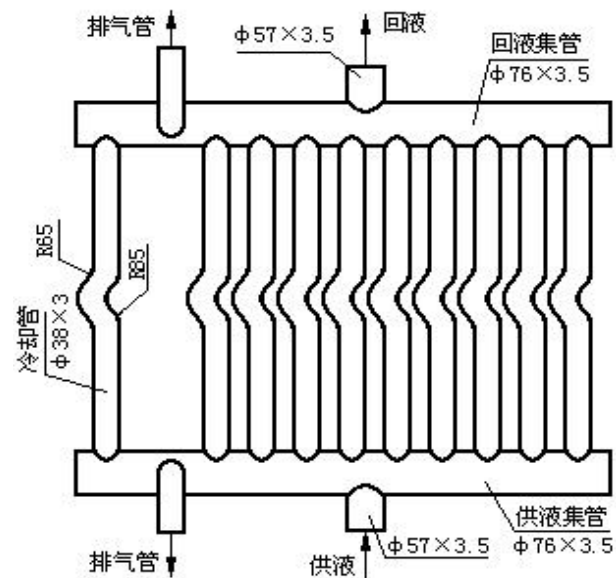
(5)排管沿冰场宽度方向布置，制冷剂供液管和回气管，或载冷剂供液管和回液管布置在异侧。

2.排管的管径与管中心距

(1)美国ASHRAE手册[11]建议：小冰场，DN20；大冰场，DN25，间距88.9mm(或DN32，间距 $\gt 101.6\text{mm}$)



重庆建飞真冰滑冰场场地排管布置图



12组排管联箱，其中10组联箱，每组30根冷却管，另两组联箱，每组24根冷却管

重庆建飞真冰滑冰场冷却排管联箱示意图

- (2)日本冰场排管管径与间距见表8-3-2。
- (3)原苏联建议：管径25~57mm，间距90~110mm。
- (4)英国建议：直接供冷，管径13mm，间距300mm；间接供冷，钢管径30mm，间距100mm；塑料管径26~28mm，间距70~100mm。
- (5)国内已建冰场排管管径与间距见表8-3-3。
- (6)哈建大的场地排管最佳间距研究成果见表8-3-4。

场地排管采用外径为的无缝钢管占多数，且间接供冷的排管中心间距小于直接供冷。重庆建飞真冰滑冰场的排管为 $\phi 38 \times 3$ ，管间距为85mm。

3.场地排管支座。 $\phi 38 \times 3$ 的管材配2m间距的支架比较合适。

4.场地排管的伸缩问题。特别是供、回液管异侧布置，应十分注意这一点。

5.其它注意问题。

(1)冰球场界墙处应适当布置排管。

(2)对于间接供冷的场地排管，载冷剂流动阻力损失应控制在41.3~55.2kPa (4.1~5.5mH₂O)。载冷剂的流速推荐为0.61~0.91m/s，载冷剂温差为1~2℃。

§ 8-4 室内人工冰场的制冷方式及设备选择

一、人工冰场供冷方式

分为制冷剂泵循环直接供冷和载冷剂间接供冷方式。而间接供冷可分为开式系统和闭式系统两种。

重庆建飞真冰滑冰场设计选用参数为：

1. 低温盐水机组蒸发温度 -16°C ，冷凝温度 40°C ；
2. 乙二醇水溶液供水温度 -12°C ，回水温度 -10°C ；
3. 乙二醇水溶液凝固点 -17.8°C ，乙二醇的质量百分数35%。

二、人工冰场制冷设备的选择

1. 负荷的附加系数

直接供冷方式负荷的附加系数取7%。间接供冷系统除了应考虑7%的附加量外，还应考虑载冷剂溶液循环系统的冷量损失，约5%~6%，因此，总的负荷附加系数应为12%~13%。

2. 载冷剂溶液进入温度与蒸发温度

设计一般是先定冰面温度，然后定载冷剂溶液温度，载冷剂溶液进出平均温度比冰面温度低5~7 $^{\circ}\text{C}$ 。制冷剂蒸发温度再比载冷剂溶液的进出平均温度低5~6 $^{\circ}\text{C}$ ，但制冷剂蒸发温度应高于载冷剂溶液的凝固点温度。

3. 膨胀水箱

系统中载冷剂溶液的膨胀量可由下式计算：

$$V = M_W (\nu_2 - \nu_1) \quad (\text{m}) \quad (8-4-1)$$

式中：

v_1 、 v_2 —载冷剂溶液膨胀（温度升高）前后的比容 m/kg 。乙二醇水溶液的密度可查《冷热源工程》教材的表2.7，给出了不同浓度的乙二醇水溶液在不同温度时的密度，即比容的倒数。

M_w —闭式系统中载冷剂溶液的容量， kg 。可以通过对系统各部位的容量计算求得，其中低温盐水机组蒸发器内的容量可向生产厂家咨询。

4.制冷剂泵。使用齿轮泵和屏蔽泵。

获取更多资料 微信搜索 蓝领工程

§ 8-4 低温盐水机组

一、低温螺杆式乙醇/盐水机组

二、使用条件

1. 冷却水进水温度： $20\sim 32^{\circ}\text{C}$ ；

2. 载冷剂溶液出口温度：

氯化钠水溶液适用于 $0\sim -15^{\circ}\text{C}$ ；

氯化钙水溶液适用于 $0\sim -35^{\circ}\text{C}$ ；

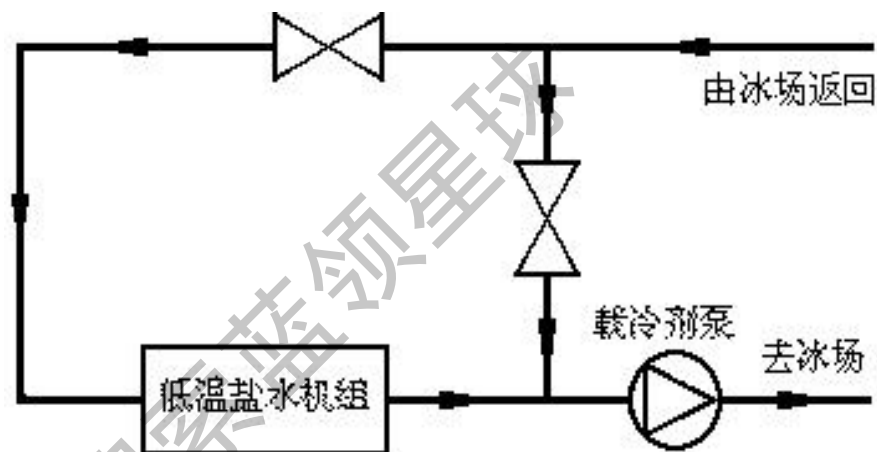
乙醇，乙二醇水溶液适用于 $0\sim -20^{\circ}\text{C}$ 。

3. 载冷剂溶液浓度：

应按其凝固点温度比所要求载冷剂溶液的出口温度低 $7\sim 10^{\circ}\text{C}$ 来确定。

三、型号、技术参数及性能的曲线图。

四、载冷剂溶液流程



§ 8-6 室内人工冰场的空气调节设计

一、室内滑冰场空调设计应考虑解决的特殊问题

1. 夏季室内空调设计干球温度和相对湿度要适中。
2. 空调设计应能避免屋顶或顶棚的内表面产生凝结水。
3. 当滑冰场兼作其它球类比赛时或训练时，室内滑冰场的空气调节系统设计及气流组织等也应能满足其它功能使用的要求。
4. 应充分利用室内冰场散发的冷量。

二、空气调节专业对土建设计的要求

1. 在土建构造方面必须具有良好的保温隔热措施。
2. 围护结构要选择保温性能好，吸水率低的保温材料，而且要注意隔气层的设置层次。
3. 从节能和防止结露考虑，墙面上的窗户应采用铝合金双层充气玻璃窗。

三、空气调节系统设计应考虑的特殊措施

1. 防止屋顶或顶棚结露

常用的技术措施：

- (1) 顶棚的吊顶采用铝金属薄板。
- (2) 提高顶棚或屋顶内表面温度。
- (3) 室内设置除湿装置或空调系统。

2. 消除冰面雾气

采用以下技术措施消除冰面雾气。

首都体育馆冰场上的温度梯度

冰面以上高度 (m)	0	0.5	1.8	3.0
空气温度 (°C)	-4	10	18	22

(1)减少室内的湿源。

(2)向冰面送风。

(3)室内冰场加装除湿机或另设空气调节机组（带制冷机的独立式空调机组），进行除湿，降低室内空气的露点温度。

3.重庆建飞真冰滑冰场空调简介

空调室内设计参数为：夏季： $26 \pm 2^{\circ}\text{C}$ ，冬季 $10 \sim 16^{\circ}\text{C}$ ，湿度尽可能低，过渡季节温度不要求。

