

2

p-26

# 地上冷库热功能的质量检测及优化设计

陈启高  
(建筑城规学院)

TU 111.4

摘 要 研究冷库热功能的质量评价,维护结构湿热功能的分析方法。并用实测数据所示的规律作了映证和检验。提出最佳水果冷库的建设方案。

关键词 冷库热功能, 围护结构热湿功能, 柱的冷桥作用, 优化方案

中图法分类号 TU111.4

优化设计 质量检测

近二十年来,我国冷库建设有迅猛的发展。但前一阶段重点在于低温的冻肉储库建设方面,目前高温水果冷库出现了更加迅猛发展的趋势。因为,水果冷库的需要量大,经济效益高,促进农业经济发展、改善城乡水果供应社会效益大,诚为一项对社会主义经济建设很有影响的事业。

因此,总结冷库建设的实践经验和教训,对今后能多、快、好、省地建设冷库是有益的。中央商业部基本建设司对此课题十分重视,已将此课题立一科学研究专题由我院负责研究。为此,从热质转移原理及对现有几个水果冷库热工实测所反映的规律提出热工能质量检测及优化热功能设计方法,供同好者参考与实行。

## 1 冷库热功能的质量评价

冷库热功能的评价是以保持所要求的能量损耗少,冷藏物品保鲜效果好,干耗失重少。

现从热、质转移原理上来分析此项热功能的质量评价。

冷库围护结构的传热是以稳定传热状态来近似的。通过围护结构传送的比热流  $q$ ,可表示成下式

$$q = \frac{t_m - t_n}{R_0} \left( \frac{W}{m^2} \right) \quad (1)$$

式中  $t_m$ ——室外空气计算温度 (K);

$t_n$ ——室内空气计算温度 (K);

$R_0$ ——冷库外围护结构的总热阻  $\left( \frac{m^2K}{W} \right)$ 。

因为围护结构传热是稳定的——至少在平均情况下是如此的,通过各传热环节的传热假定是彼此相等,这是实际情况的近似简化。这样,围护结构的传热,等于各材料层的传热,等于外表面的感热,等于内表面的放热,等于制冷设备的吸热(当然,在扣除冷藏品的生化热及通风

• 收稿日期:1994-11-18.

陈启高,男,1925年生,教授,重庆建筑大学建筑城规学院(630045).

进热之后)。这些关系表示成下面等式(图 1)

$$q = q_0 = q_m = q_i = q_r \quad (2)$$

和

$$q = \frac{t_{m0} - t_{m1}}{R_0} \quad (3)$$

$$q_0 = \frac{t_{m0} - t_{m1}}{R_0} \quad (4)$$

$$q = \frac{t_{m1} - t_{m2}}{R} \quad (5)$$

$$q_i = \frac{t_{m2} - t_{m3}}{R_i} \quad (6)$$

$$q_r = \frac{F_r}{F_0} (t_w - t_p) \alpha_p \quad (7)$$

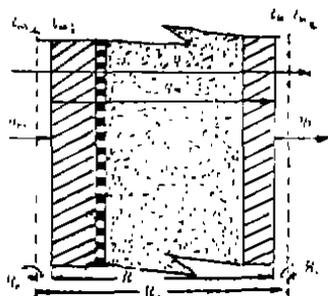


图 1 冷库墙体传热图

式中  $q, q_0, q_m, q_i$  和  $q_r$  分别是通过冷库围护结构、外表面附面空气层、各层材料、内表面附面空气层和排管等的比热流,  $t_{m0}, t_{m1}, t_{m2}, t_{m3}$  和  $t_p$  分别是室外空气、室外表面、室内表面、室内空气及排管表面等处的温度;  $R_0, R, R_i$  和  $\frac{1}{\alpha_p}$  分别是围护结构总的热阻、外附面空气层的感热阻、围护结构热阻、内附面空气层热阻和排管的换热阻;  $F_r$  是排管的表面积;  $F_0$  是排管所服务的外墙的面积。并且有关系

$$R_0 = R_0 + R + R_i \quad (8)$$

和

$$R = \sum_{j=1}^n \frac{d_j}{\lambda_j} \quad (9)$$

式中,  $d_j$  为围护结构第  $j$  层材料的厚度, 而  $\lambda_j$  为其材料的导热系数。

从传热、传质观点来看, 最能表示冷库热功能的是冷库两个温差, 即冷库外围护结构内表面温度与库内空气温度的温差 ( $t_{m1} - t_{m2}$ ), 及室内空气温度与排管表面温度的温差 ( $t_{m2} - t_p$ )。下面将此二温差的效果加以论证。

温差 ( $t_w - t_m$ ) 可通过对流和辐射传热给库内, 特别是辐射直接传热给冷藏物品, 故此温差要求要小, 从 (1) 和 (6) 式, 可得

$$t_w - t_m = \frac{t_{m0} - t_{m1}}{R_0 \alpha} \quad (10)$$

式中  $\alpha = \frac{1}{R_i}$  为冷库外围护结构内表面的换热系数。

此式表明温差 ( $t_w - t_m$ ) 与温差 ( $t_{m0} - t_{m1}$ ) 成正比例。此比例系数的倒数是  $R_0 \alpha$ , 这是一个无量纲的数, 管叫做最小衰减倍数。此数是围护结构总热阻  $R$  和内表面散热系数  $\alpha$  两者的乘积。因之, 增加围护结构总热阻  $R$  和增大冷库内表面散热系数  $\alpha$  (用冷风机代替排管给冷) 能改善冷库热功能, 具体由下表 1 计算例子来说明, 冷风机冷库的热功能优于排管冷库的热功能, 因为前者温差 ( $t_w - t_m$ ) 比后者小。

表1 冷风机冷库与排管冷库热功能比较

热性质的量	冷风机冷库	排管冷库	说明
$R_0$	3	3	此两者相同
$\alpha$	10	5	前者两倍后者
$R_0\alpha$	30	15	前者两倍后者
$t_w - t_w$	30°C	30°C	同样条件下
$t_w - t_w$	1°C	2°C	前者优于后者

温差( $t_w - t_p$ )能通过对流传热给排管和辐射从表面传热给排管,对于冷风机冷库后者几乎可忽略。当对流时发生了空气中的水蒸汽在冷排管上凝结,此温差愈大,凝结量愈多。其比凝结量为

$$q_{m,p} = \alpha_m (e_w - e_p) \frac{1}{P} \quad (11)$$

式中  $q_{m,p}$  为冷库空气传往冷库的比湿流,  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{h}}$ ;  $\alpha_m$  为质交换系数  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{hM}}$ ;  $e_w - e_p$  为空气中水蒸汽分压力与排管上分压力之差;  $P$  为大气压力。这里质交换系数  $\alpha_m$  与热交换系数  $\alpha_p$  的关系是

$$\alpha_m = L_r \cdot \alpha_p \quad (12)$$

式中  $L_r$  为刘易斯数。

实际上,  $e_p$  是温度  $t_p$  的饱和蒸汽压  $E_p$ , 而冷库空气中水蒸汽分压力  $e_w$  是其相对湿度的函数,即

$$e_w = q_w E_w \quad (13)$$

式中  $q_w$  是库内相对湿度; 而  $E_w$  是库温的饱和蒸汽分压力。据此关系, (11) 式变成

$$q_{m,p} = \frac{\alpha_m}{P} (q_w E_w - E_p) \quad (14)$$

从上看出,要在排管上不产生凝结的必要而且充分的条件是

$$q_w E_w - E_p \leq 0 \quad (15)$$

或

$$q_w \leq \frac{E_p}{E_w} = a^{t_w - t_p} \quad (16')$$

式中  $a$  为一小温差范围内视为常数。在 °C 附近  $a = 0.93$  的纯数。即是

$$q_w \leq 0.93^{(t_w - t_p)} \quad (16)$$

上式表明,冷库内温差( $t_w - t_p$ )下若库内相对湿度小于  $0.93^{(t_w - t_p)}$  时,就不会发生凝结在排管之上。

温差( $t_w - t_p$ )能够从(6)、(7)两式解得:

$$(t_w - t_p) = \frac{F_o \alpha_o}{F_p \alpha_p} (t_w - t_w) \quad (17)$$

或

$$(t_w - t_p) = \frac{t_w - t_w}{G} \quad (18)$$

$$G = \frac{F_p \alpha_p}{F_o \alpha_o} \quad (19)$$

式中  $G$  是一个能够评价冷库热工质量的数。在一般冷库中  $G$  是常小于 1 的数。

例如,当  $\frac{F_r}{F_o} = \frac{1}{3}$  和  $\frac{\alpha_2}{\alpha} = 2$ , 则得  $G = \frac{F_r}{F_o} \cdot \frac{\alpha_2}{\alpha} = \frac{1}{3} \times 2 = \frac{2}{3}$ 。若此时  $t_w - t_w = 2^\circ\text{C}$ , 则计算得  $t_w - t_r = \frac{t_w - t_w}{G} = \frac{2^\circ\text{C}}{2/3} = 3^\circ\text{C}$ , 此时室内不发生凝结的相对湿度是  $\varphi_w < 0.93^{t_w - t_r} = 0.93^3 = 0.80 = 80\%$ 。但是,对于水果冷库来说,这样的相对湿度下冷藏干耗是会大的。

又例如,当采取措施使  $t_w - t_w = 1^\circ\text{C}$ , 如果  $G$  与前例相同,此时  $t_w - t_r = \frac{t_w - t_w}{G} = \frac{1^\circ\text{C}}{2/3} = 1.5^\circ\text{C}$ , 此时室内不发生凝结的相对湿度是  $\varphi_w < 0.93^{t_w - t_r} = 0.93^{1.5} = 0.90 = 90\%$ 。对于不产生干耗失重的水果保鲜冷藏,这样的潮湿条件还嫌不够。但是这个要求对冷库热工设计,已经是很苛刻了。

但如果采用夹套冷风,其情况将大不相同。此时库内表面就是排管表面,而  $G = \frac{F_r \alpha_2}{F_o \alpha} = 1$ 。并且  $t_w - t_r = t_w - t_w = t_r - t_w = -(t_w - t_r) = 0$ 。此时不发生凝结的相对湿度  $\varphi_w < 0.93^{t_w - t_r} = 1 = 100\%$ 。在这样的冷藏条件下,水果保鲜效果必然会好的,因为可长期不失重、不萎缩。

总起来说,这里提出两个能检验热功能质量指标。其一是最小衰减数表示冷库围护结构的热功能,为

$$R_o \alpha = \frac{t_w - t_w}{t_w - t_w} \quad (20)$$

当然,此值增加表示热功能的改善。

其二是热工质量数,表示冷库储藏条件的热功能指标,为

$$G = \frac{F_r \alpha_2}{F_o \alpha} = \frac{t_w - t_w}{t_w - t_r} \quad (21)$$

此冷库储藏条件的热功能指标的最佳值是  $G = 1$ 。目前所有地上水果冷库的  $G$  值远小于此,对于排管冷库  $G$

$$G = \frac{F_r \alpha_2}{F_o \alpha} = \frac{F_r}{F} = \frac{1}{4} = 0.25; \text{ 对于冷风机冷库 } G = \frac{F_r \alpha_2}{F_o \alpha} = \frac{1}{3} \times 2 = 0.667$$

## 2 冷库围护结构热功能的分析

冷库围护结构的热功能的具体情况是以传热、传质的原理为准绳的。这包括汽渗透,空气渗透,湿分迁移和传热这些现象的规律的掌握和处理利用。根据我国目前对冷库的建设情况看,未有完全按照这些原理来设计和建造,工作中的确带有盲目性。因此,很有必要进行一次深入浅出,联系实际的明白分析论证,使在设计、构造、施工、工艺和使用方面所有凭据,以产生功能完善的冷库围护结构。

要能切实分析冷库围护结构的热湿状况,需要掌握如下诸原则。

其一是蒸汽水向比其温度低的方向转移原则。对于这个原则的实行,一般都注意到的。例如,在围护结构的高温、高湿一侧设置隔汽层,可以阻隔向低温的热绝缘层渗入水蒸汽,这是注意到的,并且采取隔汽防潮措施。但是,这种措施并未保证热绝缘层的不受潮。这是因为还没有注意到在冷面排除潮湿,当水蒸汽趋于较冷的地方,常导致热绝缘层的局部受潮或大量结冰霜,这是累见不鲜的事情。

其二是空气渗透的燥湿律。当空气由高湿向低温的多孔材料中对流时,沿程因受冷却,可

能产生凝结；反之，当低温空气由低温向高温对流，沿程受到加温而干燥。因之，对于所经过的材料而言，前者的作用是潮湿，后者之作用是干燥。如图 2 所示，在墙体稻壳热绝缘层中的干燥与潮湿部位与气流对流的旋涡关系。

其三是水向下流原则，在重力的作用下，在材料缝隙中的水会向下渗流。例如，在阁楼稻壳中的凝结水会向与墙中稻壳连接处向下渗流使这一部位发生严重潮湿和结冰、霜，如图 3 所示重力水造成的恶果的部位。

其四是水浸润原则。液态水能够在材料中从浓度大的地方向其浓度小的地方沿毛细管浸润。这样的浸润渗透往往与水蒸汽的方向相反，能加大潮湿区的范围，并能抵挡部分水蒸汽渗透量。当然绝缘层足够厚时，还能构成二者的动平衡，即达到热绝缘层的湿状况保持不变的情况。

其五是湿平衡原则。材料处在一定的温度湿度条件下，必须通过吸收水份或解吸水份产生与所处温、湿度相平衡的湿度，叫自然湿度或平衡湿度。这种平衡湿度温度愈低湿度愈大，并且环境湿度大时，材料平衡湿度愈大。并且，在材料中的水份绝大部分都是液态存在，在负温下才开始有固态，而汽态是比较微小的部分。

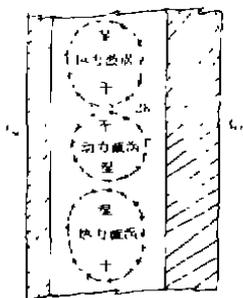


图 2 在冷库墙体稻壳中对流涡干湿图

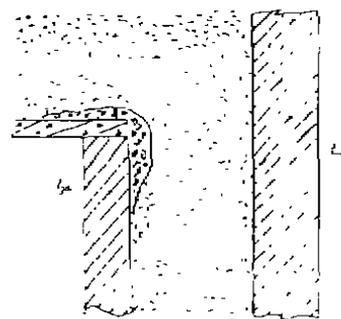


图 3 重力水造成严重恶果的部位

应用好上述五项有关热湿迁移的原则，就会创造出热功能优良的围护结构来。其总的目标就是要围护结构中的热绝缘层永远能保持干燥状态。能达到此目标的典型构造，应归纳成符合上述五项原则的三项措施。这就是隔汽、排湿和引湿、排水或除霜三项措施。

隔汽是在高温一侧用隔汽层隔住水蒸汽的大量渗入热绝缘材料层中以保持隔热层的比较持久的干燥。这是一项传统的技术措施。对于冷库稻壳热绝缘层较厚时，虽然没有设置隔蒸汽层，但在外表面一定厚度的稻壳层中能形成热、湿自相平衡的相对隔汽层，叫做隔湿壁垒层。这两种处理隔蒸汽的措施或手法已在现行冷库建设中广泛使用着。

排湿和吸潮是布置在低温一侧的空气层。这层利用空气层中热阻所产生温差，当空气在这样的层中对流时在低温面降温去湿，而在高温面升温引湿，而与空气层高温面接触的空气的相对湿度可按(16)式计算，即

$$q_{h1} = 0.93\Delta t \quad (22)$$

式中  $q_{h1}$  是以空气层高温测表面附近的相对湿度； $\Delta t$  是空气间层两个表面的温差。这个温差  $\Delta t$  等于通过围护结构的热流  $q$  与空气间层热阻  $R_{a1}$  两者之乘积，即

$$\Delta t = qR_{a1} \quad (23)$$

这是说，空气层中的空气在高温一侧永远低于饱和湿度，当热绝缘层与这一层较低相对湿度接

触时,本身就会享有较低的平衡湿度,其值可用下式来估算

$$u_{a1} = \frac{A q_{a1}}{B - q_{a1}} \quad (24)$$

从而得到冷库中热绝缘材料在冷面有空气层时的平衡湿度与无空气层的平衡湿度之比值

$$\frac{u_{a1}}{u_L} = \frac{B - 1}{B - q_{a1}} q_{a1} \quad (26)$$

对于近似估算,上式变成

$$\frac{u_{a1}}{u_L} = q_{a1} = 0.93^{\Delta t} \quad (27)$$

或

$$u_{a1} = 0.93^{\Delta t} u_L \quad (28)$$

可见,空气层的这种神奇的引湿效果,是可以永远保持冷库围护结构中热绝缘层的长期干燥。这种空气层的作用机理,是由我们从理论上阐明的,但至今尚未引起冷库建设的工程技术界的注意。这个空气层不但可以吸走材料中的潮湿,当空气渗透时,能将整个热绝缘层中的潮湿带到空气层的冷表面凝结或结霜,能使即是潮湿的热绝缘层比较快的干燥,同时,有此空气层的存在,斩断了液态水与热绝缘层的联系。此空气层的干燥热绝缘层的机理由图 4 作说明。



a) 对流在绝缘材料中

b) 对流在空气层中

图 4 冷面空气层干燥热绝缘层的机理

过去曾经有人做过尝试,将冷库内表面层做成透空的,得到很差的效果,热绝缘层严重受潮,内表面层迅速冻坏。当然这种盲干,没有掌握湿迁移的规律,肯定是要失败的,这主要失败的原因是没有掌握低温下材料的平衡湿度高和在材料中液态水有向高温转移的驱动力。具体言之,表面透气层与热绝缘层间有水路联系;没有造成有干燥作用的空气层,透空的孔隙中相对湿度仍然很高;当冷库开门时,一旦有热湿空气侵入会通过透气的空隙直接潮湿热绝缘层。

排水排霜是排除空气间层的凝结水或结霜应采取的措施。对于库温在  $0^{\circ}\text{C}$  以上的水果冷库,排水措施是容易实现的。只要在水流向的最低处设上排水措施即行。对于低温冷库需要设备除霜扫雪的措施,具体如何实现,尚需进一步研究和根据热湿迁移的原理进行创造。

### 3 高温水果冷库实测中所揭示的规律

这次对国内 7 个典型的水果冷库的屋盖与地面进行热功能的实测,揭示了若干对在今后冷库设计中可改善冷库热功能的有价值的规律。现归纳如下:

3.1 稻壳热绝缘层的湿热状况。这是这次水果冷库热工实测最为关注的问题之一。估计这种材料在我国还要比较长期的用下去。稻壳作为冷库阁楼上的散铺热绝缘层,我们根据冷库建设

中提出的问题,曾从理论上论证过这种阁楼上稻壳的热状况。这次实测表明这一理论上的预测的正确。

表2 层盖阁楼中稻壳的重湿度的分布

冷库地址	稻壳层的深度 cm(中间部份)																	
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170
广州	11.8	4.9	17.4	15.3	15.4	17.0	16.3	16.4	18.5	16.4	16.7	17.6	19.2	18.9	22.8	27.4	25.3	64.6
无锡(老)	8.7	9.0	10.3	12.6	13.3	20.6	20.2											
无锡(新)	10	—	10.8	—	11	—	13	—	14	17.5	23.8							
上海	8.6	12.0	11.9	14.9	15.6	16.6	35.7	91.9	96.4	84.4								
天津(角)	9.6	9.6	11	11	13	33.3	88											
石家庄	8.0	11.5	18.7	18.1														

注：广州边上受潮重甚,最大达197%；无锡边上受潮轻些,最大为23%；无锡新库边角受潮重,达87~92%；上海库边角受潮较轻；天津边角较重；石家庄边角较重。

表3 恒湿层、过渡层及潮湿层的厚度比较

库址	稻壳层厚 cm <sup>2</sup>			
	总厚	恒湿层	缓变湿层	潮湿层
广州	170	40	110	20
无锡(老)	60	10	40	10
无锡(新)	100	40	50	10
上海	90	20	40	30
天津	60	30	20	10
石家庄	40	10	20	10

#### 1) 隔湿壁垒层的存在

这次测定的7个库中有6个是采用稻壳作为层顶绝缘层的,现将对它们的湿状况的取样实测汇总于下表2中,观察表中的实测数据可见,无论稻壳层的厚薄均可发现表面有一恒湿层,但厚度不等,对于稻壳层厚者,恒湿层也厚,反之,亦然。对这种恒湿层的厚度广州库约为40 cm；无锡老库约为20 cm；无锡新库约为40 cm；上海库约为20 cm；天津库约为30 cm和石家庄库约为10 cm。从表中数据还可看到严重受潮层,其厚度大约为广州20 cm,无锡(老)10 cm；无锡(新)10 cm,上海30 cm；天津10 cm；石家庄10 cm。从表中数据可见,在上述两层间存在一个湿度缓变层,这一层根据总的厚度不同变化很大,总厚度厚者,这一过渡层也厚。关于这6个库的稻壳层的这三个厚度列表3比较如下。表3参照表2得见,恒湿层厚的冷库其潮湿层的受潮亦较轻。典型水份在稻壳热绝层中分布如图5。广州库虽然处于高温高湿的室外热环境下,但以深达1.7 m的稻壳层仍保持比较干燥,而上海深只有0.9 m虽比广州偏北,其受潮状况则比广州重。上海库受潮较重的原因,还有是上表面的薄膜复盖层,此层阻止了空气对流所带来的干燥作用。例如,上海附近地区的无锡新库稻壳层厚约1 m,比上海库的干燥。但无锡老库稻壳层厚60 cm,因太薄又潮湿得多。

关于多孔介质中热、质迁移的微分方程组应反应传热、传湿和空气渗透三个机理的,这是

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial t}{\partial \tau} &= a_s \nabla^2 t + e \cdot r \frac{C_m}{C_q} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial \tau} + \frac{C_s K}{C_s r_0} \nabla p \cdot v f \\ \frac{\partial \theta}{\partial \tau} &= a_m \nabla^2 \theta + e_m \delta' \nabla^2 t + a_s \delta'' \nabla^2 p \\ \frac{\partial p}{\partial \tau} &= a_r \nabla^2 p - e \frac{e_m}{C_s} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

和

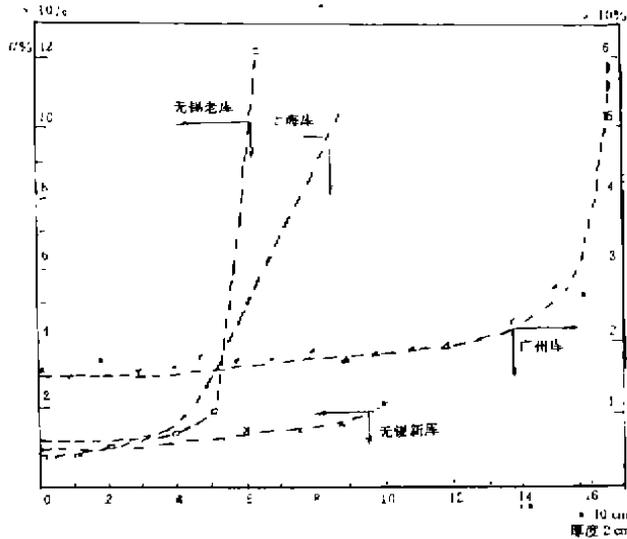


图 5 水分在屋盖稻壳热绝缘层中的分布典型曲线在稳定传热、传湿及空气渗透情况下,

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{\partial p}{\partial \tau} = 0 \quad (29)$$

此(28)式变成:

$$\left. \begin{aligned} a_s \nabla^2 t + \frac{C_s K}{C_s r_0} v p v t &= 0 \\ a_m \nabla^2 \theta + a_m \delta' \nabla^2 t &= 0 \\ \nabla^2 p &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

从上联立方程组可见压力  $P$  在稻壳层中的分布是线性的,即

$$P = C_1 X + C_2 \quad (31)$$

式中  $C_1$  和  $C_2$  是待定系数,当  $X = 0$  时,  $P = P_0$ ;  $X = 1$  时,  $P = P_1$ , 而得  $C_2 = P_0$  和  $C_1 = \frac{P_1 - P_0}{L}$ , 因而有

$$P = P_0 + \frac{P_1 - P_0}{L} X \quad (32)$$

从上式计算得:

$$v p = \frac{P_1 - P_0}{L} \quad (33)$$

这是一常数,将此关系代入(30)式的第一式中而得

$$a_0 \nabla^2 + \frac{C_r K (P_1 - P_0)}{C_p r_0 L} \nabla t = 0 \quad (34)$$

或

$$\nabla^2 t + \frac{C_r K (P_1 - P_0)}{\lambda_p L} \nabla t = 0 \quad (34')$$

亦或

$$\nabla^2 t + \sigma \nabla t = 0 \quad (35)$$

$$\sigma = \frac{C_r K (P_1 - P_0)}{\lambda_p L} \quad (36)$$

式中 $\sigma$ 是传热、传质综合参数,与空气的定压比热,材料的空气渗透系数 $K$ 和导热系数 $\lambda$ 以及作用于层两边的压力差及层的厚度 $L$ 有关。

(35)式解可写成

$$t = C_3 + C_4 e^{-\sigma x} \quad (37)$$

式中 $C_3$ 和 $C_4$ 是待定常数,当 $x = 0$ 时, $t = t_0$ 和 $X = l$ 时,

$t = t_1$ ,则代入(37)式中得联立方程组

$$\left. \begin{aligned} t_0 &= C_3 + C_4 \\ t_1 &= C_3 + C_4 e^{-\sigma l} \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

解此方程组得

$$\left. \begin{aligned} C_4 &= \frac{t_0 - t_1}{1 - e^{-\sigma l}} \\ C_3 &= t_0 - \frac{t_0 - t_1}{1 - e^{-\sigma l}} \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

故(35)式之最后解为

$$t = t_0 - \frac{t_0 - t_1}{1 - e^{-\sigma l}} (1 - e^{-\sigma x}) \quad (40)$$

这是在稻壳热绝层中的温度分布曲线,偏离直线变化。

从(40)式求 $\nabla^2 t$ 为

$$\nabla^2 t = \frac{(t_0 - t_1)}{1 - e^{-\sigma l}} \sigma^2 e^{-\sigma x} \quad (41)$$

将上式代入(30)式的第二式中,得

$$\nabla^2 \theta = -\delta' \frac{(t_0 - t_1)}{1 - e^{-\sigma l}} \sigma^2 e^{-\sigma x} \quad (42)$$

可见,上式之解可写成:

$$\theta = C_5 + C_6 X - \delta' \frac{(t_0 - t_1)}{1 - e^{-\sigma l}} e^{-\sigma x} \quad (43)$$

式中 $C_5$ 和 $C_6$ 之待定常数,当 $X = 0, \theta = \theta_0$ 和 $X = 1$

$\theta = \theta_1$ ,故得

$$\left. \begin{aligned} \theta_0 &= C_5 - \delta' \frac{(t_0 - t_1)}{1 - e^{-\sigma l}} \\ \theta_1 &= C_5 + C_6 - \delta' \frac{(t_0 - t_1)}{1 - e^{-\sigma l}} e^{-\sigma} \end{aligned} \right\}$$

$$\theta_i = C_5 + C_6 - \delta' \frac{t_0 - t_1}{1 - e^{-\sigma}} e^{-\sigma} \quad (44)$$

上式联立求解得

$$\left. \begin{aligned} C_5 &= \theta_0 + \delta' \frac{t_0 - t_1}{1 - e^{-\sigma}} \\ C_6 &= \frac{\theta_1 - \theta_0}{l} - \delta' \frac{t_0 - t_1}{l} \end{aligned} \right\} \quad (45)$$

上式代入(43)式中而得:

$$\theta = \theta_0 + \frac{\theta_1 - \theta_0}{l} X - \delta' \frac{t_0 - t_1}{l} X + \delta' \frac{t_0 - t_1}{1 - e^{-\sigma}} (1 - e^{-\sigma X}) \quad (46)$$

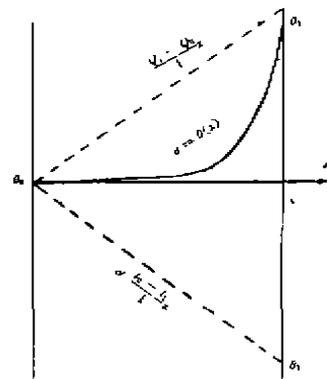
上式就是在稻壳热绝缘层中传湿分方程之解。这是在稳定热、质动态平衡水份在稻壳层中的分布,式中由 $\sigma$ 有较小的值,当 $X$ 很小时第四项可以忽略,而第二项、第三项热传质与湿传质互相抵销,这样形成恒湿表面层。当 $X$ 逐渐增加,第四项的值加大,当 $X = 1$ 时,达到 $\delta' (t_0 - t_1)$ 。

根据(46)式绘成理论的水份在冷库稻壳热绝缘层中的分布曲线如图6。比较图5实测曲线与图6理论计算曲线,得见其倾向完全相符合。

由于 $u = c_m \theta$ ,因此,从(46)式可得关于重湿度的计算公式,即

$$u = u_0 + \frac{u_1 - u_0}{l} X - \delta' c_m \frac{t_0 - t_1}{l} X + \delta' c_m \frac{t_0 - t_1}{1 - e^{-\sigma l}} (1 - e^{-\sigma X}) \quad (47)$$

图 6 稻壳热绝缘层中水份分布曲线



由于上式中右边第二项与第三项常互相抵销,故当 $X = L$ 时,必有

$$u_1 = u_0 + \delta' c_m (t_0 - t_1) \quad (48)$$

或

$$\delta' c_m = \frac{u_1 - u_0}{t_0 - t_1} \quad (49)$$

这是整个稻壳热绝缘层湿热梯度值,对于所测的7个冷库 $\delta' c_m$ 之值计算列入于表4中(忽略在钢筋混凝土楼板上微小温差)。

表 4 冷库屋盖热绝缘层中湿热梯度 $\delta' c_m$

库 址	屋盖热缘材料	$u_1 - u_0$	$t_0 - t_1$	$\delta' c_m$	说 明
广 州	稻壳	52.8	26.12	2.021	使用稳定
无锡(老)	稻壳	111.5	40.90	2.729	使用稳定
无锡(新)	稻壳	13.8	40.02	0.345	降温时间短
上海(老)	稻壳	75.8	31.66	2.394	使用稳定
天 津	稻壳	78.4	26.65	2.942	使用稳定

上海(新)	软木	1.5	33.2	0.045
-------	----	-----	------	-------

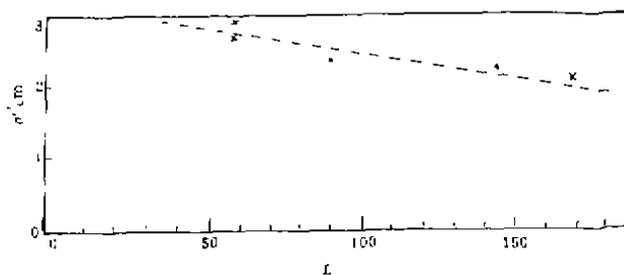


图7  $\delta' c_m$  与稻壳层厚度  $L$  关系图

看来  $\delta' c_m$  与稻壳热绝缘层的厚度是有函数的关系的,如将降温不久的冷库的结果不计,绘制  $\delta' c_m$  与厚度的关系图在图7上。可见,其函数关系可用一直线来近似,即

$$\delta' c_m = A - BL \tag{50}$$

稻壳绝缘层厚  $L$

式中  $A = 3.4285$  和  $B = 0.9$ 。这就是说,稻壳层愈深厚,热湿梯度愈小,对保持其干燥有利。

2) 湿向冷处转移的规律

这种规律是普遍存在的,沿着围护结构厚度方向的分布是如此,垂直于厚度方向的分布仍然如此。在观测中,石家庄库边角受潮较重中部较轻,原因是稻壳层中部薄而边角厚,其厚度分别是40 cm,50 cm和60 cm;表面层的重湿度分别为8.0,6.9和7.7;下部重湿度分别是18.1,22.3和24.4;外表面平均温度分别是24.76,28.00和27.68;下部平均温度为6.32,6.02和6.17。可见薄者外表温度低、湿度大,而内表面温度高湿度小;而厚者恰相反:外表温度高湿度小,内表面温度低湿度大。有如图8所示的趋势。

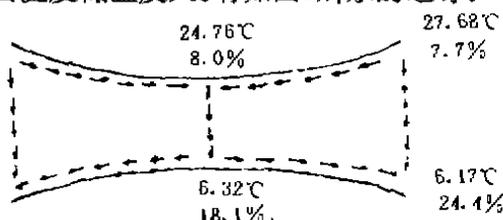


图8 石家庄库稻壳层盖中湿向低温运动趋势

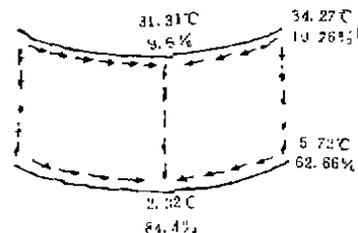


图9 上海库稻壳层盖中湿向低温运动趋势

对于上海老库的稻壳层中与石家庄库表现出相反的情况,有图9所示的湿迁移趋势。

不过,形成的原因,两者有所不同,前者由于厚度的影响,而后者则是边界传热条件不同所引起。

由于热阻不同和边界条件不同会引起热绝缘层中同一表面上的温度不均,因而引起湿度不均之弊,这是不利的一面。又当设计围护结构时,当分析得到或主观创造低温区,作为吸引及排除湿分的理想部位,这就是变不利为有利了。

3.2 热桥(或冷桥)

冷库中的柱对于其所穿过的地板及屋顶构成严重的热桥。在一般冷库存设计中采取在柱上缠绕绝缘层的办法,这只能起着维持热绝的效果,并没有消除热桥本身。这次在天津库对冷桥的传热进行了定量的测定,在这里给予理论研究。

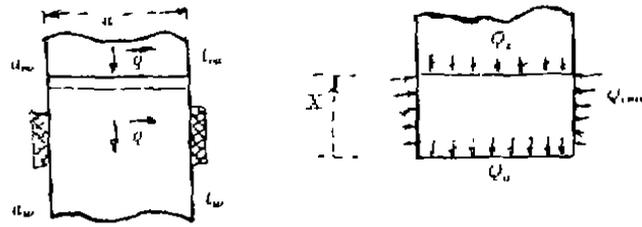


图 10 柱穿过模盖、层盖的库模型

计算模型是一个具有边长为  $a$  的断面的方柱。此柱由钢筋混凝土制造,在穿过楼板层时有一定长度的保温材料缠绕。以此为分界,柱的一段在库内由低温库温冷却,另一段在高温的空气中或土壤中加热,计算通过此柱通的热流(如图 10)。为了简化起见,将柱的被保温这一段里的热流视为常数,这样把保温层开始作为柱长方向的计算坐标  $X$  轴,沿柱长方向的温度是  $X$  的函数,即  $t(x)$ ,如果忽略在一个断面上的温度的差异,则在  $X$  断面处的比热流为  $q_x$ ,而

$$q_x = -\lambda \frac{dt_x}{dX} \quad (51)$$

在  $X + dX$  处之比热流为

$$q_{x+dx} = -\lambda \frac{\partial t_x}{\partial X} - \lambda \frac{\partial^2 t_x}{\partial X^2} dx \quad (52)$$

这是于柱旁的热交换所产生的,此热交换  $dQ_s$  为

$$dQ_s = \alpha P dx (t_m - t_x) \quad (53)$$

$P$  是柱的周边总长,若柱断面是  $F = a \times a$ ,则得热平衡方程:

$$F(q_{x+dx} - q_x) = -F\lambda \frac{d^2 t_x}{dX^2} dX = \alpha P dX (t_m - t_x) \quad (54)$$

设  $\theta = (t_m - t_x)$  和  $-\frac{d^2 t_x}{dX^2} = \frac{d^2(t_m - t_x)}{dX^2} = \frac{d^2 \theta}{dX^2}$

则(54)式简化成微分方程

$$\frac{d^2 \theta}{dX^2} - k^2 \theta = 0 \quad (55)$$

$$k = \sqrt{\frac{\alpha P}{F\lambda}} \quad (56)$$

式中  $\alpha$  为热交换系数; $\lambda$  为柱的材料的导热系数。

微分方程(55)式之解为

$$\theta_x = A \cos kX + B \sin kX \quad (57)$$

和比热流为

$$q_x = -\lambda \frac{d\theta_x}{dX} = -\lambda(Ak \sin kX + Bk \cos kX) \quad (58)$$

用边界条件决定  $A$  和  $B$ ,当  $X = 0$  时,  $\theta_x = \theta_0$  和  $q_x = q_0$ ,

而得:

$$\theta_0 = A \quad (59)$$

$$q_0 = -\lambda Bk$$

或

$$B = -\frac{q_0}{\lambda k} \quad (60)$$

在(57)式代入(59)和(60)式而得：

$$\theta_x = \theta_0 \cos hkX - \frac{q}{\lambda K} \sin hkX \quad (57')$$

在柱侧的热交换  $Q_{x\text{side}}$  为

$$\begin{aligned} Q_{x\text{side}} &= \int_0^x \alpha P \theta_x dx \\ &= \alpha P \int_0^x (\theta_0 \cos hkX - \frac{q}{\lambda k} \sin hkX) dx \\ &= \frac{\alpha P}{k} \theta_0 \sin hkX \Big|_0^x - \frac{q_0 P \alpha}{\lambda k^2} \cos nkX \Big|_0^x \\ &= \frac{\alpha P}{k} \theta_0 \sin hkX - \frac{q_0 P \alpha}{\lambda k^2} (\cos hkX - 1) \end{aligned} \quad (61)$$

在  $X$  断面上的热流  $Q_x$  为：

$$Q_x = qF_x = -F\theta_0 k \lambda \sin hkX + Fq_0 \cos hkX \quad (62)$$

在图 10 的右边的图上有热平衡等式

$$Q_x + Q_{x\text{side}} = Q_0 \quad (63)$$

将(61)和(62)式代入(63)式中而得：

$$\frac{\alpha P}{k} \theta_0 \sin hkX - \frac{q_0 P \alpha}{\lambda k^2} (\cos hkX - 1) - F\theta_0 k \lambda \sin hkX + Fq_0 \cos hkX = Fq_0 \quad (64)$$

整理上式将包括  $q_0$  的项移在等号左边，而得

$$Fq_0 (\cos hkX - 1) - \frac{q_0 P \alpha}{\lambda k^2} (\cos hkX - 1) = (F\theta_0 k \lambda - \frac{\alpha P}{K} \theta_0) \sin hkX$$

解得：

$$q_0 = \frac{F\theta_0 k \lambda - \frac{\alpha P \theta_0}{K}}{F - \frac{P \alpha}{\lambda k^2}} \cdot \frac{\sin hkX}{\cos hkX - 1} \quad (65)$$

简约后得：

$$q_0 = k \lambda \theta_0 \frac{\sin hkX}{\cos hkX - 1} \quad (66)$$

上式左右  $q_0$  是一定数，原是不因  $X$  取的值而变化的，因此当右边  $X \Rightarrow \infty$  时，有

$$q_0 = k \lambda \theta_0 \quad (67)$$

这些得到一个计算冷库柱的热桥传热最为方便的，最为简单的计算公式。代入  $k$  之值，得：

$$q_0 = \sqrt{\frac{p \lambda \alpha}{F}} \theta_0 \quad (68)$$

对于通过的热流

$$Q_0 = Fq_0 = \sqrt{p \lambda \alpha F} \theta_0 \quad (69)$$

此式前面的系数是饶有趣味的，为两个热系数与两个几何因数之积的开方根。

对于库内和库外来说，应用(69)式时所不同的只有放热系数  $\alpha$ 。但热流之值应相同。因此，有

$$\text{感热 } Q_{\text{感}} = \text{散热 } Q_{\text{散}} \quad (70)$$

$$\text{或} \quad \sqrt{p\lambda F\alpha}\theta_{oc} = \sqrt{p\lambda F\alpha}\theta_{oi} \quad (71)$$

$$\text{或} \quad \sqrt{\alpha_c}\theta_{oc} = \sqrt{\alpha_i}\theta_{oi} \quad (72)$$

从此式可求出作为  $X = 0$  处的温度  $t_0$ , 即

$$\sqrt{\alpha_c}(t_{oc} - t_0) = \sqrt{\alpha_i}(t_0 - t_{oi}) \quad (73)$$

解得:

$$t_0 = \frac{\sqrt{\alpha_i}t_{oi} + \sqrt{\alpha_c}t_{oc}}{\sqrt{\alpha_i} + \sqrt{\alpha_c}} \quad (74)$$

因此, 得计算公式组计算柱的冷桥传热

$$\left. \begin{aligned} \theta_{oc} &= t_{oc} - t_0 \\ \theta_{oi} &= t_0 - t_{oi} \\ Q_c &= \sqrt{p\lambda F\alpha_c}\theta_{oc} \\ Q_i &= \sqrt{p\lambda F\alpha_i}\theta_{oi} \end{aligned} \right\} \quad (75)$$

对于天津库屋顶柱冷桥为例, 此时

$$\alpha_c = 11.63 \frac{W}{m^2K}$$

$$\alpha_i = 5.82 \frac{W}{m^2K}$$

$$t_{oc} = 30^\circ\text{C}$$

$$t_{oi} = 0^\circ\text{C}$$

$$F = a \times a = 0.6 \times 0.6 = 0.36$$

$$p = 4 \times a = 4 \times 0.6 = 2.4$$

故得:

$$t_0 = \frac{\sqrt{11.63} \times 30 + \sqrt{5.82} \times 0}{\sqrt{11.63} + \sqrt{5.82}} = 17.57^\circ\text{C}$$

$$\theta_{oc} = 30 - 17.57 = 12.43$$

$$\theta_{oi} = 17.57 - 0 = 17.57$$

而

$$\sqrt{p\lambda F\alpha} = \sqrt{2.4 \times 0.36 \times 1.33\alpha} = 1.0719 \sqrt{\alpha}$$

故此:

$$Q_c = 1.0719 \sqrt{11.63} \times 12.43 = 45.45W$$

$$Q_i = 1.0719 \sqrt{5.82} \times 17.57 = 45.46W$$

这两个热量相等, 并且这个计算结果与实测结果相符合。

可见热桥是严重影响屋盖和地板的热状况的, 除了增加能量损失之外, 还使库温不均, 影响冷藏质量。认识到这点, 在进行冷库设计时应尽取消屋盖外绝缘的柱, 采用外绝缘方式, 就可克服这种弊端(图 11)。但是对于地板, 这种冷桥是不可避免的。但可考虑将此传入地下室的冷加以利用。

### 3.3 地板热工问题

地板是冷库隔热的薄弱环节, 不论是作热绝缘或不作热绝缘以及架空均是如此。为了降低

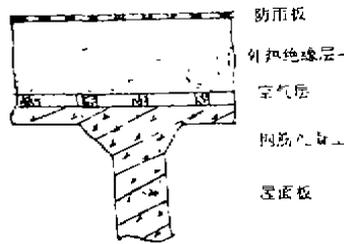


图 11 外热绝缘冷库屋盖示意图

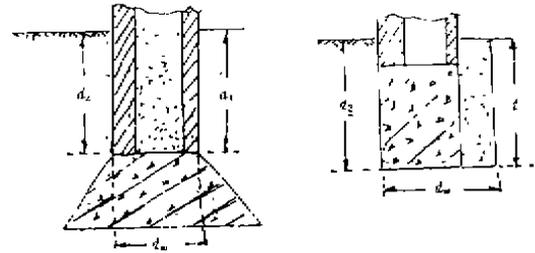


图 12 墙基热绝缘的设置

冷耗,改善冷藏功能,应努力做好地板热工设计工作。地板热工问题的实质就是处理冷桥问题。

1) 不论地坪作热绝缘与否,都应加强沿墙基的热绝缘的设置。其法有二,一是将墙的绝缘层深到地平以下;另一是沿墙基往下另作热绝缘层。这一附加热绝缘的深度使其在地层中产生的热阻与冷库墙或屋盖的热阻相当,即(图 12)。

$$R_0 = \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{d_w}{\lambda_w} \quad (76)$$

设  $d_1 = d_2 = d$ , 则可解得

$$d = \frac{\lambda \left( R_0 - \frac{d_w}{\lambda_w} \right)}{2} \quad (77)$$

不过这种做法可能是不经济的,不如在地下室中设利用余冷源形成一高温冷库存,或进库存果品预冷挑选加工场。这样的地下室冷库可达到的库温可由热平衡方程式计算。即所有的围护房间的面向地下室内传热的热流总和必等于零。即

$$\left( \text{上面地板传热: } F_1 \frac{t_1 - t_x}{R_1} \right) + \left( \text{外墙传热: } F_2 \frac{t_m - t_x}{R_w} \right) + \left( \text{柱冷桥传热: } nQ_0 \right) + \left( \text{地下室地坪传热: } F_a \frac{t_a - t_x}{R_a} \right) = 0$$

或写成

$$F_1 \frac{t_1 - t_x}{R_1} + F_2 \frac{t_m - t_x}{R_w} + n \sqrt{p \alpha \lambda F} (t_a - t_x) + F_a \frac{t_a - t_x}{R_a} = 0 \quad (78)$$

从下式解出  $t_x$  得地下室余冷高温冷库的库温为:

$$t_x = \frac{\frac{F_1 t_1}{R_1} + \frac{F_2 t_m}{R_w} + \frac{F_a t_a}{R_a} + \frac{n \sqrt{p \alpha \lambda F} \sqrt{\alpha_1} t_1}{\sqrt{\alpha_1} \sqrt{\alpha_2}}}{\frac{F_1}{R_1} + \frac{F_2}{R_w} + \frac{F_a}{R_a} + \frac{n \sqrt{p \alpha \lambda \alpha_1 \alpha_2}}{\sqrt{\alpha_1} + \sqrt{\alpha_2}}} \quad (79)$$

当  $t_1 = 0^\circ\text{C}$  时,上式变成

$$t_x = \frac{\frac{F_2 t_m}{R_w} + \frac{F_a t_a}{R_a}}{\frac{F_1}{R_1} + \frac{F_2}{R_w} + \frac{F_a}{R_a} + \frac{n \sqrt{p \alpha \lambda \alpha_1 \alpha_2}}{\sqrt{\alpha_1} + \sqrt{\alpha_2}}}$$

式中诸  $R$  是对应围护结构的热阻;诸  $F$  为其面积; $n$  为柱子的根数。 $t_a$  是地温; $t_m$  是室外空气温

度。

### 3.4 供冷方式

所有这7个被测量其屋顶及地坪热功能的冷库全部为冷风机给冷。但送风方式各有不同,有的无管直接用风扇送风,有的通过风管分配送风。但这两种送风方式差别不大。上海新库顶楼采用吊扇冷风,别具一格。广州库采用日本三洋公司制冷蒸发机组,用小型冷风箱供冷风贴顶气流,沿顶板送风、除射流内风速最大为 $2.88\text{ m/s}$  而外,库内其余地方的风速颇为均匀,在 $0.2\sim 0.6\text{ m/s}$  以内。室内温度差亦在 $\pm 0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$  以内(只有靠门口一点内漏风温差为 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,可见风场及库内温度场均较均匀。这种小型冷风箱不失为一种良好的送风冷方式。但还不是最理想的方式,对水果冷库而言,要求库内温度均匀和湿度高,这只有用夹套冷库来解决。在夹层中送风通过薄壁传热给冷库,冷风不直接进入冷库。库内能够保持高温和均匀温度。其作用原理前文已有论证,在此不赘述。

## 4 最佳水果冷库的建设方案

### 4.1 经济与适用性

水果冷库与肉库不同,水果是有生命的物品,要求库内保持的温度与湿度比冻肉库严格。要作到这点,显然是库房分间不宜过大,以避免进库与出库时对库内温湿度影响,对原存于库内果品、造成不利影响。

目前 $6\times 6\text{ m}$  柱距无梁楼盖房间分间过大,既不利于果品的保鲜及进出库,更兼造价太高,比一般民用建筑贵得多,每平方米约需造价1000多元,一般住宅有200元就可完成1平方米的面积,还可能是高质量的。因此,如能以建设住宅那样来建设水果冷库,将会大大地节约资金,原来用来建设一万吨的冷库投资,可建设两万吨、三万吨、甚至可到10万吨。对于那花钱特多的大面积,大高度,堆放和取下果品操作不易的现在的方式,值得研究加以改革。

### 4.2 能量节约原则

水果保藏有不同保鲜的温度要求。南果温度比北果要求高些,不可一概而论方有较好效果。根据这些可用串联给冷的方法。这样将冷源供给最低温度的中央区冷库,例如 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  库;然后通过中央区的冷库传热给相邻的温度较高的冷库,例如 $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;如些类推,到 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$  库, $9\text{ }^{\circ}\text{C}$  库, $12\text{ }^{\circ}\text{C}$  库等等。这种一炮多响的方式对节约能量有较大的意义。而且库间产是壁勿须热绝缘,且希望用薄壁。如果最外层次库采用 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,那么处理外壁是在室外温度与 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  间的温差之间的热绝缘,那当然就比室外温度与 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  之间时的容易得多,和节约建设费和热绝缘费,以及维持耗能量费都大大减少。对于水果冷库而言,绝对不能照抄照搬低温肉库形式。上述给冷工艺特点由框图(图13)示意。

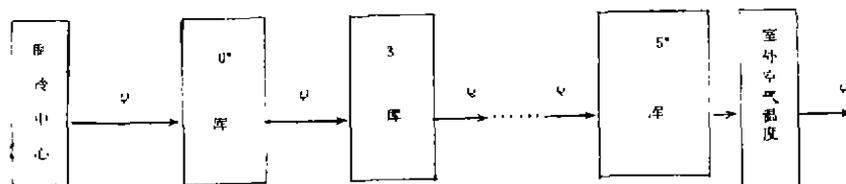


图 13 一炮多响节能给冷工艺框图

#### 4.3 围护结构中热绝缘层的永保干燥

设计永保干燥的热绝缘层有很大的经济技术意义。以往冷库大修都是由于热绝缘层受潮不起热绝缘作用,而大修要花费代价并且冷库还要停产。此问题的解决,会产生很高的经济价值。

前文已经论证了永保干燥的热绝缘层的设计技术措施,即隔汽、排湿和引湿,以及排水或除霜三项措施。希望能付诸实现,促进冷库事业的发展。

#### 4.4 消除冷桥

目前阁楼稻壳热绝缘层冷桥严重,不论是无梁楼屋盖,或是拱板屋盖。应该采用外绝缘方式,以节约能源和改善顶层冷库热功能。

对于地面,由于有柱冷桥严重,采用热绝缘与否都不能改善其功能。唯一的妙法是加设一地下室高温冷库,用地板和柱传热供给冷源,使地下室冷库成为一炮多响供冷的串联冷库的末级,就更合理了。

要合理地实现上述设想,具体尚要解决许多问题,必须进一步采取典型试验,总结经验和教训,进一步深入研究,才能付诸工程实践。如未经作者们研究,没有全面领会作者们的意图,去一知半解进行工程实践,出了什么问题,作者们概不負責。

不妥之处,欢迎批评指正!

### 参 考 文 献

水果冷库屋盖、地坪热性能实测报告之一至七:

- 1 王蔚韬. 无锡旧库. 科技资料83-125号, 重庆建筑工程学院科技情报科, 1993, 11
- 2 马赞中. 上海龙华老库. 科技资料83-126号, 重庆建筑工程学院科技情报科, 1983, 11
- 3 庄仅生. 上海龙华新库. 科技资料83-127号, 重庆建筑工程学院科技情报科, 1983, 11
- 4 路士禧. 天津冷库. 科技资料83-128号, 重庆建筑工程学院科技情报科, 1983, 11
- 5 李余芳. 无锡新库. 科技资料83-130号, 重庆建筑工程学院科技情报科, 1983, 11
- 6 温永玲. 石家庄冷库. 科技资料83-129号, 重庆建筑工程学院科技情报科, 1983, 11
- 7 廖亚非. 广州冷库. 科技资料83-131号, 重庆建筑工程学院科技情报科, 1983, 11
- 8 陈启高. 建筑热物理基础(征求意见稿). 重庆建筑工程学院建筑物理研究室, 1982, 3
- 9 陈启高. 冷库松散稻壳隔热层的热工状况研究. 科技资料, 81-025号, 重庆建筑工程学院科技情报科, 1981, 4

本文作为地上水果冷库屋面、地面热工研究问题的小结。首先研究冷库热功能的质量评价,说明冷库在怎样条件下才能叫做好。其次研究冷库围护结构热功能的分析方法,说明怎样设计才能成为好。然后根据1983年夏季炎热季节对上海、无锡、石家庄、天津和广州等地七个冷库的热工实测报告提出实测中所揭示的热功能上的规律。

根据这些提出最佳水果冷库的建设方案。

除了本文之外,屋面和地面各有一个专题报告。因此,这一研究工作的成果共有十份材料。

这个工作,仅是一个开始。希望取得的成果产生巨大的经济效益,并能对冷库建设热工的研究有所促进,不断丰富冷库建筑热工研究成果宝库。

(编辑:胡玲)

QUALITY CHECK AND OPTIMIZED DESIGN FOR

---

## THERMAL PERFORMANCE OF COLD STORAGEES

*Chen Qigao*

(Faculty of Architechire and Urban Planning)

**ABSTRACT** This paper studys the appraisal of thermal performance quality of cold storage. Analyses therom-moist perfomance of envelopes of cold storage and checks them with the measured data tested in site for seven cold storages ,presents a optimum construction proogramme for fruit cold storage.

**KEY WORDS** thermal performance for cold storage, thermo-moist perfarmance of envelopes, the cold bridge of column, optimum programme