

机械保温车 热工理论和试验

李建坤 编译

孙桂初 校阅

中国铁道出版社

机械保温车热工 理论和试验

李建坤 编译

孙桂初 校阅

中国铁道出版社

1980年·北京

内 容 简 介

本书介绍国外对机械保温车热工性能的主要研究成果。全书分两章。第一章阐述了车辆热工参数和状态的研究动态，基本概括机械保温车热工理论的主要议题。第二章分别介绍车辆热工性能和热工试验的研究状况。

本书可供保温车研究、设计、计算和制造的有关技术人员参考，也可供铁路大、中专院校车辆专业学生以及保温车使用及维修人员学习之用。

机械保温车热工理论和试验

李建坤 编译

孙桂初 校阅

中国铁道出版社出版

责任编辑 庄大新

封面设计 赵数字

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张：5.375 字数：123千

1980年11月 第1版 1980年11月 第1次印刷

印数：0001—1,500册 定价：0.60元

前 言

机械保温车是铁路冷藏运输的主要工具之一，目前国外优先发展的是使用氟利昂压缩制冷设备的单节机械保温车和小编组的机械保温车组。

我国所使用的机保车数量还不多，其中约有一半是使用氨和盐水制冷设备的大编组的列车和车组。随着国民经济的发展和人民生活水平的提高，铁路冷藏运输量将日益增多，对机保车性能的要求也相应提高。为了满足冷藏运输的要求，需要研制一批经济指标好、技术性能先进的新型机保车，这样就必需加强车辆基本热工理论的试验和研究，认真分析国外关于机保车热工理论的发展状况，并吸收它们的研究成果。

本书大部分取材于苏联Е·Т·巴尔托什教授的《保温车热能学》（ЭНЕРГЕТИКА ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА）（1976年版）一书。原书中关于基本制冷原理的研究部分作了删略。

本书脱稿后，北方交通大学孙桂初同志曾仔细校阅了原稿，并且提出了许多宝贵的意见，帮助修改了不少地方，在此表示感谢。由于个人水平不高，接触的国外资料又少，所以在编译时难免有取材不当甚至错误之处，还望读者们给予批评指正。

编 者

1979年1月30日

目 录

第一章 机械保温车热工参数和热工状态的研究·····	1
一、制冷设备的制冷量、制冷系数和热力完善度··	1
二、制冷设备节流膨胀的过渡过程和调节·····	14
三、使用过程中车体隔热性能的变化·····	18
四、车内空气的循环和分配·····	26
五、车辆货物间内空气温度的分布·····	31
六、隔热结构和货物的热惰性·····	35
七、果菜的生理发热量·····	52
八、车内温度调节的特性和参数·····	58
九、车辆货物间内非稳定过程的计算·····	71
十、平衡温度过程的稳定性·····	90
第二章 机械保温车热工性能和热工试验的研究·····	100
第一节 车辆及制冷设备热工性能的研究·····	100
一、车体传热系数·····	100
二、通过车体隔热结构的换气·····	107
三、太阳辐射对车内热状况的影响·····	118
四、制冷设备的状态指标·····	121
第二节 车辆及制冷设备热工试验的方法·····	126
一、车体传热系数的测定·····	126
二、车体气密性的测定·····	149
三、车体隔热结构的非接触式检查·····	159
四、制冷设备制冷量的确定·····	165

第一章 机械保温车热工参数 和热工状态的研究

一、制冷设备的制冷量、制冷系数和热力完善度

(一) 制冷量

制冷设备的主要外部特性一般表现为其制冷量。制冷量取决于制冷剂的冷凝温度 t_K 和蒸发温度 t_0 ，即 $Q_0 = Q_0(t_K, t_0)$ 。为了计算易腐货物的非稳定冷却过程，必须首先知道这一关系式。因为随着冷却空气温度的降低，蒸发温度也在变化，即设备制冷量发生变化。

制冷量可用压缩机容积流量来表示：

$$Q_0 = \lambda V_h q_v \quad (1-1)$$

式中 λ ——压缩机的输气系数；

V_h ——压缩机的吸气容积（米³/小时）；

q_v ——制冷剂吸入气体的单位容积制冷量（瓦/米³）。

已知气缸几何尺寸和余隙容积后，（1—1）式可用于确定任何压缩机的理论制冷量。为了制定压缩机制冷量的变化特性，需要对公式（1—1）中的各有关数值进行分析。

压缩机的输气系数 λ 取决于压缩机排气压力 p_K 和吸气压力 p_0 之比，其函数关系可取为线性特性，即

$$\lambda = a + b \frac{p_K}{p_0} \quad (1-2)$$

关于制冷剂的容积制冷量 q_v ，氟利昂12（R12）的数据表明，容积制冷量与蒸发温度间的变化关系为非线性的

(图1-1), 而是一个二次抛物线的曲线:

$$q_v = q_{v_0} + a(t_K)t_0 + b(t_K)t_0^2 \quad (1-3)$$

例如当冷凝温度 $t_K = 40^\circ\text{C}$ 、蒸发温度 t_0 在 $0^\circ \sim -40^\circ\text{C}$ 范围内, 可表示为:

$$q_v = 486.4 + 16.3t_0 + 0.17t_0^2$$

因此在一般情况

下, 压缩机的制冷量可以写成以下的形式

$$Q_o = \left(a + b \frac{p_K}{p_0}\right) V_b \left[q_{v_0} + a(t_K)t_0 + b(t_K)t_0^2 \right] \quad (1-4)$$

分析上式中的数据, 并考虑到压力比可用相应压力的温度来代替, 则可得出这样的结论: 在一定的冷凝温度下, 压缩机制冷量与氟利昂12的蒸发温度呈非线性的函数关系。

由此可以推知, 制冷设备的制冷量与制冷剂的蒸发温度的函数关系可写成:

$$Q_o = Q_o^0 + C(t_K)t_0 + d(t_K)t_0^2 \quad (1-5)$$

式中 $Q_o^0 = [Q_o(t_K)]_{t_0=0}$

苏联全苏铁道运输科学研究院的B·H·瓦西里耶夫和C·K·古里柯夫已在不同的冷凝温度 t_K 和蒸发温度 t_0 很广的变动范围内, 对制冷设备制冷量进行了专门的试验。试验研究的目的是确定这些关系式的特性和获得相应的近似公式。

试验时冷凝温度为 40°C 、 50°C 和 60°C , 蒸发温度的变

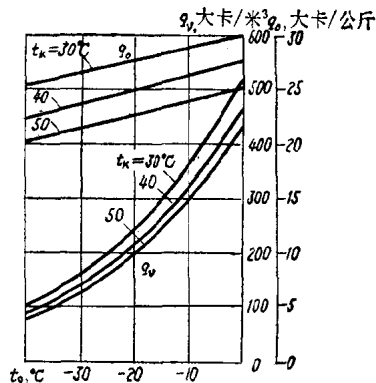


图1-1 氟利昂12 (R12) 的单位容积制冷量和单位重量制冷量

动范围为 $-37^{\circ}\text{C}\sim-10^{\circ}\text{C}$ 。恒定的冷凝温度是用关闭冷却风道的百叶窗借以调整冷凝器风机送风量的办法来达到的。试验前还检查了膨胀阀和制冷设备的保护仪表调整得是否正确。

制冷量的特性 $Q_0 = Q_0(t_K, t_0)$ 是对装在车上的制冷设备直接测定的。试验所用的压缩机有两种：一种是装在19米长的单节机保车和1970年以前东德德绍工厂制造的五节车组上的5型压缩机；另一种是装在21米长的单节机保车上的105型压缩机。

设备制冷量按系统内循环的氟利昂12流量来计算。为此，在膨胀阀前的液体管路上装有齿轮式制冷剂流量计。

制冷设备制冷量按下式计算：

$$Q_0 = g_0 \rho q_0 \quad (1-6)$$

式中 g_0 ——制冷剂循环流量（升/小时）；

ρ ——比重（公斤/升）；

q_0 ——单位重量制冷量（瓦/公斤）。

温度测量使用铂电阻温度计，贴在管子表面上。空气冷却器内氟利昂12的蒸气压力用专门安装的标准压力真空表测定，而冷凝器内的压力用压力表测定。空气冷却器的热负荷用车辆货物间内所安装的电炉来调节。为了确定设备的净制冷量，在试验过程中测定了空气冷却器风机电机所消耗的功率。

在图1—2中给出了制冷设备净制冷量的试验值以及根据（1—5）式所确定的经验公式的计算值，这些数据表明试验和计算值是完全符合的。在冷凝温度为40、50和60 $^{\circ}\text{C}$ 下，经验公式的系数值列在表1—1中。

从图1—1中所列的氟利昂12的单位重量制冷量 q_0 与蒸发温度 t_0 和冷凝温度 t_K 间的关系曲线中，不难看出在这些 t_K

表 1—1

t_K (°C)	装有105型压缩机的制冷设备			装有5型压缩机的制冷设备		
	Q_0	$c(t_K)$	$d(t_K)$	Q_0	$c(t_K)$	$d(t_K)$
40	28,112	950	9.5	16,718	560	5.25
50	24,387	770	6.5	14,887	500	4.5
60	21,225	650	5.0	13,325	490	5.0

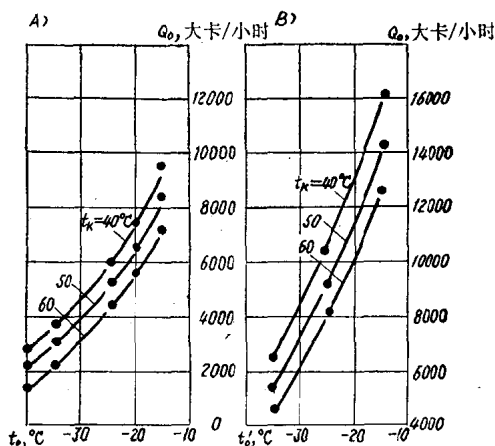


图 1—2 制冷量与氟利昂12蒸发温度间的关系

A) 装有5型压缩机的制冷设备; B) 装有105型压缩机的制冷设备。

值下, 函数 $q_0 = q_0(t_0)$ 为线性的。这又一次证明, 在制冷设备承受局部负荷的情况下, 制冷剂循环流量的变化规律特性也很复杂 (参见公式 1—6)。

为了解决某些理论和实际问题, 最好能有制冷量与车辆货物间空气温度 t 之间的综合关系式。为此, 需要确定温度 t 和 t_0 间的相互关系。利用经验公式 1—5 和通过空气冷却器 (蒸发器) 表面的传热方程式:

$$Q_0 = K_H H_H (t - t_0) \quad (1-7)$$

式中 $K_H H_H$ ——空气冷却器的水当量。

使两个公式 (1—5) 和 (1—7) 的右面部分相等, 并引入以下几个辅助符号:

$$t^* = \frac{Q_0(t_K)}{K_{\text{н}} H_{\text{н}}}; \quad C^* = \frac{C(t_K)}{K_{\text{н}} H_{\text{н}}};$$

$$d^* = \frac{d(t_K)}{K_{\text{н}} H_{\text{н}}}$$

可以得到以下的一个二次方程式:

$$d^* t_0^2 + C^* t_0 + t^* = t - t_0$$

这个关系式已被试验研究的结果所证实 (图 1—3)。

再引入两个辅助符号:

$$d_m = \frac{1+C^*}{d^*}; \quad e_m = -\frac{1}{4} \left(\frac{1+C^*}{d^*} \right)^2 - \frac{t^*}{d^*}$$

经过简单的代换, 可得到制冷剂蒸发温度和冷却空气温度之间的表达式

$$t_0 = \sqrt{e_m + \frac{t}{d^*}} - d_m \quad (1-8)$$

由上式直接可以看出, 在 $K_{\text{н}} H_{\text{н}}$ 值的正常允许范围内, 制冷剂蒸发温度 t_0 和用以冷却货物的空气温度之间的关系是一个单值。比较 (1—5) 和 (1—8) 式可以看出, 式中各组成部分的值都与蒸发器的水当量和冷凝温度 t_K 有关。这就可以很近似地假定, 当 t_K 为常值时, 冷却货物的空气温度和设备制冷量之间的关系是线性的。这一假定已被试验所证实。在试验测定设备制冷量时, 也测定车辆货物间内的空气温度。当蒸发器表面不结霜时, 在试验中所求得的设备制冷量列在图 1—4 中。从这些数据中可以看出, 当膨胀阀正常

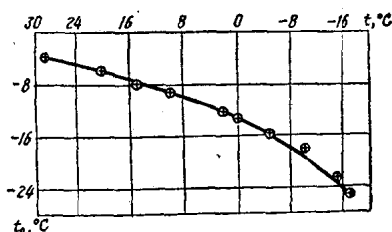


图 1—3 制冷剂蒸发温度 t_0 和货物间内空气温度 t 之间的关系

工作时，有单值性的线性关系式：

$$Q_o = f(t_K) + at \quad (1-9)$$

式中 $f(t_K)$ —— 在 $t=0^\circ\text{C}$ 时设备的制冷量；

a —— 角系数（对于 5 型及 105 型压缩机相同，

$a = 25^\circ$ ）。

当车辆货物间温度很高而超出试验数据的范围时（见图 1—4），由于制冷量随温度的变化强度的关系可以有某些偏差。

下面探讨制冷系统中设有回热式热交换器时对制冷量的影响。

引入回热比 μ 的概念（见图 1—5），

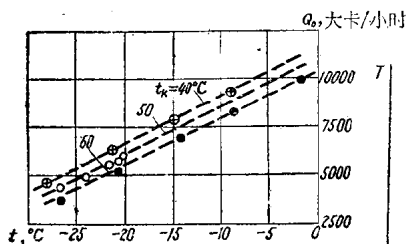


图 1—4 设备制冷量与车辆货物间空气温度 t 间的关系

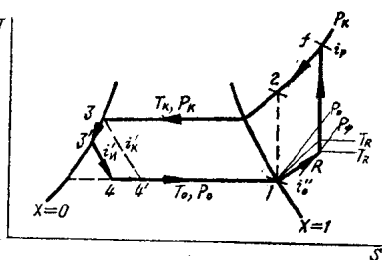


图 1—5 回热循环的计算图

$$\mu = \frac{T_R - T_0}{T_K - T_0} \quad (1-10)$$

不难看出，回热比的数值范围： $0 \leq \mu \leq 1$ 。在不设回热式热交换器时（ $T_R = T_0$ ）， $\mu = 0$ ；当 $T_R = T_K$ 时， $\mu = 1$ 。

在所研究的情况下，单位重量制冷量为：

$$q_o = q^* + \Delta q_o = q^* + (i'_K - i'_H)$$

式中 q^* —— 无回热循环时的单位重量制冷量，其值为：

$$q_o^* = i_o' - i_k'$$

回热式热交换器的热平衡方程式:

$$G_\phi (i_k' - i_{11}') = G_\phi C_{pm} (T_R - T_0)$$

式中 G_ϕ —— 制冷剂的循环流量;

C_{pm} —— 过热蒸气的平均比热。

引入1-10式, 并取 $\theta = \frac{T_K}{T_0}$, 则得:

$$i_k' - i_{11}' = C_{pm} T_0 \mu (\theta - 1);$$

$$q_o = q_o^* + C_{pm} T_0 \mu (\theta - 1) \quad (1-11)$$

$$Q_o = G_\phi q_o = G_\phi [q_o^* + \mu C_{pm} T_0 (\theta - 1)]$$

$$(1-12)$$

蒸发温度 t_0 的降低, 不仅直接促使 G_ϕ 和 q_o^* 的减小, 而且也加大 θ 参数 (t_K 认为是常值)。由于回热换热温度的变化, 将使回热式热交换器的传热量发生变化即改变回热度。

使用公式 (1-10) 和回热式热交换器的传热方程式:

$$Q_p = K_p H_p \theta_{mp} = G_\phi C_{pm} (T_R - T_0)$$

$$= G_\phi C_m' (T_K - T_3')$$

式中 $K_p H_p$ —— 热交换器换热表面的水当量;

C_m' —— 氟利昂12饱和液体的比热;

θ_{mp} —— 平均温差。

对逆流式热交换器, 为了简化以后的变换, 以下用平均几何温差代替平均对数温差:

$$\theta_{mp} = x \sqrt{(T_3' - T_0)(T_K - T_R)}$$

式中 x —— 平均温度的比例系数。

经过转换后可得:

$$\mu = \frac{\left(1 - \frac{C_{pm}}{C_m'}\right) F_G^2}{1 + \left(1 - \frac{C_{pm}}{C_m'}\right) F_G^2}$$

其中

$$F_G = \frac{K_p H_p x}{G_{\phi} C_{pm}}$$

热交换器的传热系数可用下式表达:

$$K_p = \alpha_{\Pi} \frac{1}{1 + \frac{\alpha_{\Pi}}{\alpha_{\Sigma}} \cdot \frac{H_{\text{Hap}}}{H_{\text{BH}}}} \approx A_p G_{\phi}^m$$

因而

$$F_G = \frac{A_p x H_p}{C_{pm}} \cdot \frac{1}{G_{\phi}^{1-m}}$$

F_G 的变化由下式求得:

$$\frac{\Delta F_G}{F_{Gp}} = -(1-m) \frac{\Delta G_{\phi}}{G_{\phi p}}$$

即

$$F_G = F_{Gp} \left[1 - (1-m) \left(\frac{G_{\phi}}{G_{\phi p}} - 1 \right) \right]$$

取一个线性关系式:

$$\frac{G_{\phi}}{G_{\phi p}} = \frac{1 + K_{\phi} t_0}{1 + K_{\phi} t_{0p}}$$

式中 K_{ϕ} —— 角系数 ($K_{\phi} \approx 0.025^{\circ}\text{C}^{-1}$)

这样即可得到:

$$F_G = F_{Gp} \left[1 - (1-m) \frac{K_p (t_0 - t_{0p})}{1 + K_p t_{0p}} \right]$$

考虑到计算值 μ_p 与 F_{Gp} 相互有关, 再经变换后可得回热度瞬时值的表达式:

$$\frac{1}{\mu} = 1 + \frac{1 - \mu_p}{\mu_p} \left\{ \frac{1 + K_{\phi} t_{0p}}{1 + K_{\phi} [(2+m)t_{0p} - (1-m)t_0]} \right\}^2$$

(1-13)

从上式中可以看出, t_0 降低可使 μ 增加, 反之 t_0 升高 μ 则减小, 而且在较小的计算回热度 μ_p 下这一规律更为明显。由上式中还可看出, 当 $\mu_p = 0$ 和 $\mu_p = 1$ 时 $\mu = \mu_p$ 。

确定回热度变化规律后,就可计算在货物冷却过程中,制冷设备单位制冷量 q_0 和总制冷量 Q_0 的变化(图1—6)。回热不仅能提高 q_0 的绝对值,而且可使 q_0 在过渡过程中较为稳定。只有制冷剂循环流量的急剧减少才使总制冷量 Q_0 显著降低。

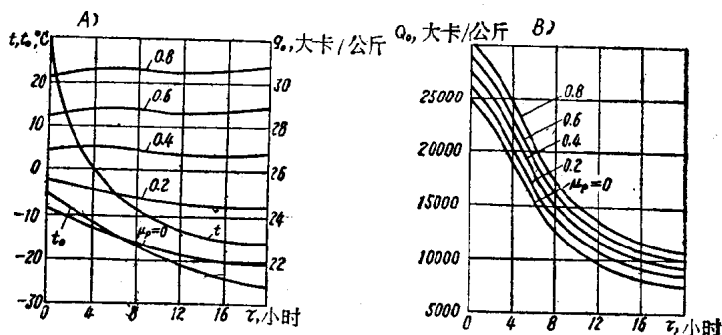


图1—6 在冷却过程中制冷设备单位制冷量(A)和总制冷量(B)的变化($t_K = 50^\circ\text{C}$)

下面探讨空气冷却器结霜对制冷量的影响。

在运输果菜和冻货时,空气冷却器内的氟利昂12都是在 0°C 以下蒸发。因此,空气冷却器壁面的温度低于 0°C ,其表面上敷盖一层霜。积霜降低空气冷却器的传热系数,使制冷设备制冷量减小。霜的形成是由于从货物和空气中将水分冻结而致,因而消耗制冷设备一部分的制冷量。所以在计算非稳定冷却过程时,必须考虑由于空气冷却器表面结霜而使设备制冷量降低的问题。制冷设备制冷量随冷却过程的时间而变化,假定它们是一种线性关系:

$$Q_0 = Q_{0H}(1 - b\tau) \quad (1-14)$$

式中 Q_{0H} ——制冷设备初始制冷量(瓦);

b ——经验系数(小时 $^{-1}$)。

制冷设备制冷量也可表示成以下的形式:

$$Q_{OH}(1-b\tau) = Q_{OH} - (\Delta Q_o)_K - (\Delta Q_o)_d$$

式中 $(\Delta Q_o)_K$ —— 由于传热系数的变化而使制冷量减少的值 (瓦) ;

$(\Delta Q_o)_d$ —— 冻结水分所消耗的制冷量 (瓦) 。

为了确定 $(\Delta Q_o)_K$ 和 $(\Delta Q_o)_d$ 值, 采用最小偏差法。

空气冷却器的传热系数按下式确定:

$$\frac{1}{K_{и}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_{иH}}{\lambda_{иH}} + \frac{1}{\alpha_2}$$

式中 α_1 —— 空气侧的放热系数 (瓦/米²·°C);

$\lambda, \lambda_{иH}$ —— 分别为金属和霜的导热系数;

$\delta, \delta_{иH}$ —— 分别为金属和霜层的厚度;

α_2 —— 氟利昂12侧的放热系数(瓦/米²·°C)。

按照最小偏差法, 霜层厚度增加 $\delta_{иH}$ 造成传热系数的变化为 $\Delta K_{и}$:

$$-\frac{\Delta K_{и}}{K_{и}^2} = \Delta \left(\frac{\delta_{иH}}{\lambda_{иH}} \right)$$

由此可得

$$\Delta K_{и} = -K_{и}^2 \frac{\delta_{иH}}{\lambda_{иH}}$$

空气冷却器的制冷量由下式表示:

$$Q_o = K_{и} H_{и} (t - t_o)$$

则

$$\frac{(\Delta Q_o)_K}{Q_o} = \frac{\Delta K_{и}}{K_{и}}$$

或

$$(\Delta Q_o)_K = \Delta K_{и} \frac{Q_o}{K_{и}}$$

由于水分冻结而使有效制冷量降低的值由下式求出:

$$(\Delta Q_o)_d = \frac{dG_{иH}}{d\tau} \gamma_{иH}$$

式中 $G_{\text{ин}}$ ——霜的重量 (公斤) ,

$\gamma_{\text{ин}}$ ——凝结和结冰的比热 (千焦耳/公斤) 。

将所推导的表达式代入后, 可以得到确定设备制冷量减少的公式:

$$\begin{aligned} Q_{\text{он}}(1-b\tau) &= Q_{\text{он}} \left[1 - \frac{(\Delta Q_0)_k}{Q_{\text{он}}} - \frac{(\Delta Q_0)_d}{Q_{\text{он}}} \right] \\ &= Q_{\text{он}} \left[1 - K_{\text{и}} \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}} - \frac{dG_{\text{ин}}}{d\tau} \cdot \frac{\gamma_{\text{ин}}}{Q_{\text{он}}} \right] \end{aligned}$$

由此可知

$$b = \frac{1}{\tau} \left(K_{\text{и}} \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}} + \frac{dG_{\text{ин}}}{d\tau} \cdot \frac{\gamma_{\text{ин}}}{Q_{\text{он}}} \right) \quad (1-15)$$

根据试验数据可以确定系数 b 。利用以下的原始数据:

$$\delta_{\text{ин}} = 0.0025 \text{ 米}; \lambda_{\text{ин}} = 0.23 \text{ 瓦/米} \cdot ^\circ\text{C};$$

$$K_{\text{и}} = 34.6 \text{ 瓦/米}^2 \cdot ^\circ\text{C}; \gamma_{\text{ин}} = 2850 \text{ 千焦耳/公斤};$$

$$\frac{dG_{\text{ин}}}{d\tau} = 0.21 \text{ 公斤/小时}; Q_0 = 11000 \text{ 瓦}.$$

计算可得:

$$b = \left(34.6 \frac{0.0025}{0.23} + 2850 \frac{0.21}{11000} \right) \frac{1}{24} = 0.018$$

这意味着, 当制冷设备连续运转10小时, 制冷量降低约15~20%。苏联M·M·沙巴瓦连柯建议, 在计算冷却器热负荷时, 由于结霜而使设备制冷量的减少可取用这一比例值。

(二) 制冷系数

作为制冷量与外部输入功之比的制冷系数是制冷设备的综合动力特性。在有回热循环时制冷系数的表达式为

$$\varepsilon_{\text{г}} = \frac{[q_0^* + C_{\text{pm}} T_0 \mu (\theta - 1)] \eta_{\text{к}} \eta_{\text{э}} \eta_{\text{сн}}}{h_0 + \mu C_{\text{pm}} T_0 \left\{ (\theta - 1)^2 + \frac{\theta \Psi}{1 - \mu} [1 + \mu (\theta - 1)] \right\}} \quad (1-16)$$

式中 ε_{ϕ} ——设备的有效制冷系数；

η_K ——压缩机效率；

η_{ϕ} ——电力传动效率；

η_{ex} ——考虑制冷量外部损耗的一个系数。

忽略在回热式热交换器中的流动阻力 ($\Psi=0$)；

$$\varepsilon_{\phi} = \frac{q_o^* + C_{pm} T_o \mu (\theta - 1)}{h_o + C_{fm} T_o \mu (\theta - 1)^2} \eta_K \eta_{\phi} \eta_{ex} \quad (1-17)$$

有效制冷系数与循环过程的限界温度之间有着决定性的关系 (见图 1-7)：随着蒸发温度 t_o 的降低和冷凝温度 t_K 的升高， ε_{ϕ} 值减小。 t_K 值对 ε_{ϕ} 的影响要比它对制冷量的影响大得多。

计算表明，甚至当 $t_o = -70^\circ\text{C}$ ，所研究的曲线也不会相交，即实际上不存在 ε_{ϕ} 仅为 t_o 函数的区域。

从图 1-7 中可看出，与制冷量不同，回热度对有效制冷系数的影响不大。

为了探讨车内货物非稳定冷却过程中 ε_{ϕ} 的变化特性，

使用图 1-6 中试运的试验数据 (图 1-8)。

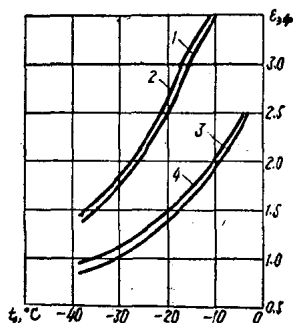


图 1-7 循环过程的限界温度对有效制冷系数的影响

1, 2 ——当 $t_K = 30^\circ\text{C}$, $\mu = 0$ 及 $\mu = 0.6$ 的情况；3, 4 ——当 $t_K = 50^\circ\text{C}$, $\mu = 0$ 及 $\mu = 0.6$ 的情况。

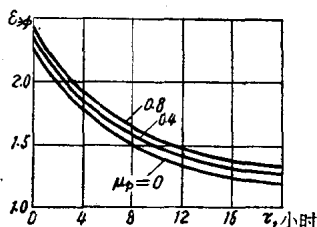


图 1-8 在冷却过程中有效制冷系数的变化 ($t_K = 50^\circ\text{C}$)