

# 制冷和空调系统

1. 简介 .....	1
2. 制冷和空调的类型 .....	3
3. 制冷和空调的评估 .....	8
4. 能源效率机会 .....	11
5. 方案清单 .....	16
6. 工作表 .....	18
7. 参考文件 .....	20

## 1. 简介

本节简要说明制冷和空调系统的主要特性。

### 1.1 什么是制冷和空调系统

制冷和空调系统是用来冷却产品和建筑环境的。制冷或空调系统（R）将热量从较冷的低能贮罐转移到较热的高能贮罐（见图1）。

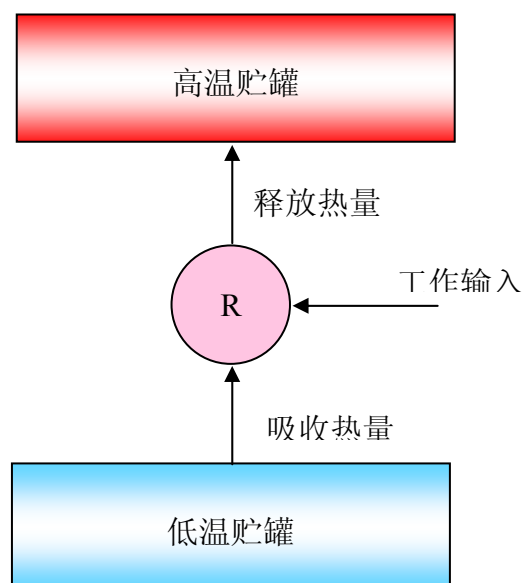


图 1. 制冷系统的图示

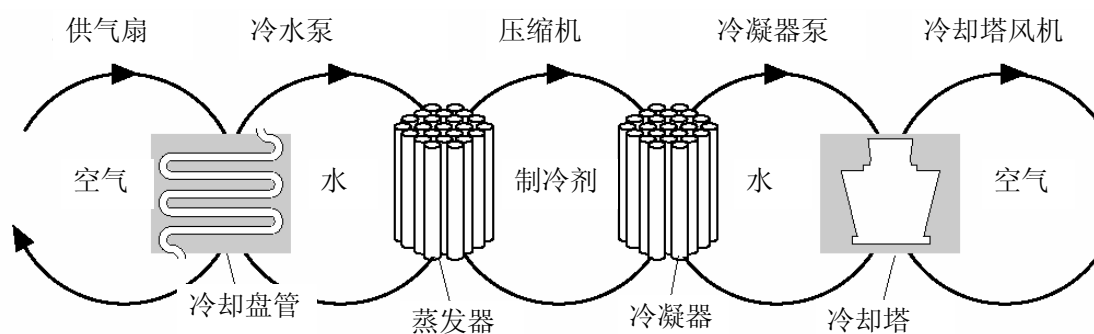


图 2. 冷却系统中典型的传热回路  
(能源效率局, 2004)

在图2所示的制冷系统中有若干个传热回路。热能通过以下五个传热回路从空气中吸收热量，然后在释放到室外，使热能从左向右依次转移。

- **室内空气循环。**在左边的循环中，室内空气由供气扇通过一个冷却盘管驱动室内空气，在冷却螺旋处将热能转换到冷水。冷却空气再使整个建筑空间冷却下来。
- **冷水循环。**由冷水泵驱动，水从冷却盘管回到冷却装置的蒸发器，再次冷却。
- **冷却剂循环。**使用相变冷却剂，冷却装置的压缩将热能从冷水转移到冷凝器水。
- **冷凝器水循环。**水从冷却装置的冷凝器中吸收热量，冷凝器滴水泵再将热量送到冷却塔。
- **冷却塔循环。**冷却塔的风机驱动空气通过热冷凝器水的喷放流，将热量带到室外。

## 1.2 空调系统

根据具体的应用，空调系统有几种选项/组合，可用于：

- 空调（用于空间或机器）
- 分体空调
- 在较大系统中的风机盘管装置
- 在较大系统中的空调机组

## 1.3 制冷系统（用于流程）

下面的制冷系统仅用于工业流程（如冷却车间）和家庭用途（功能装置，如电冰箱）：

- 类似于家用冰箱的直膨式小容量功能装置；
- 以冷却水为二次冷却剂的集中式冷却水装置，温度范围一般在 5 °C 以上。还可用于制作冰块。
- 盐水装置，将盐水用作低温二次冷却剂，通常用于零度以下应用，一般用于模块装置容量以及大型集中式装置容量。
- 50TR（冷吨）的装置容量通常被归为小容量，50 – 250 TR 归为中型容量，250TR 被归为大型容量装置。

大型公司可能有许多装置，通常都有通用的冷却水泵、冷凝水泵、冷却塔作为场外通用设施。同一个公司可能还有两级或三级制冷和空调，例如以下几种的组合：

- 舒适型空调 (20 – 25 °C)
- 冷却水系统 (8<sup>0</sup> – 10<sup>0</sup> C)
- 盐水系统 (零度以下用途)

## 2.制冷和空调的类型

本节说明在工业中常见的两种制冷装置：蒸汽压缩制冷（VCR）和蒸汽吸收制冷（VAR）。VCR 采用机械能作为制冷的动力，而 VAR 采用热能作为制冷的动力。

### 2.1 蒸汽压缩制冷系统

#### 2.1.1 说明

压缩制冷循环利用了高压的液体在某一温度下当他们允许膨胀时就会变冷的原理。如果压力变化明显，压缩的气体温度就比我们冷却源（例如：室外的气体）的温度高，膨胀的气体温度比我们想要达到的冷却温度低。在这种情况下，液体用来制冷，并且将吸收的热量排放到高温环境中。

蒸汽压缩制冷循环有两大优势，第一，要求有大量的热能将液体转换为蒸汽，因此可以将空调空间大量的热吸走。第二，汽化的等温性使得在不将工作流体温度升高到正在冷却温度的情况下吸收热量。这就意味着，热量转移率还是很高的，因为工作流体的温度越接近环境温度，热量的转移率就越低。

制冷循环如图3和图4所示，要分为以下几个阶段：

- **1 – 2.** 蒸发器中的低压液体冷却剂从环境中吸收热量，通常从空气、水或其它处理液中吸收热量。在这个过程中，它的状态从液体变为气体，并且在蒸发器的出口轻微过热。
- **2 – 3.** 过热的蒸汽进入压缩机，压缩机内的压力升高。温度也会上升，因为一部分进入压缩过程的能量转移到了冷却剂。
- **3 – 4.** 高压过热的气体从压缩机进入冷凝器。冷却过程（3-3a）的开始部分在过热的气体变成液体之前（3a-3b）降温。这个过程的冷却通过使用空气或水来实现。进一步的降温在管道和液体接收器中发生（3b - 4），这样制冷液在进入膨胀装置之前先局部冷却。

- 4-1 高压侧冷却液通过膨胀装置，膨胀装置降低压力并且控制气流进入蒸发器。

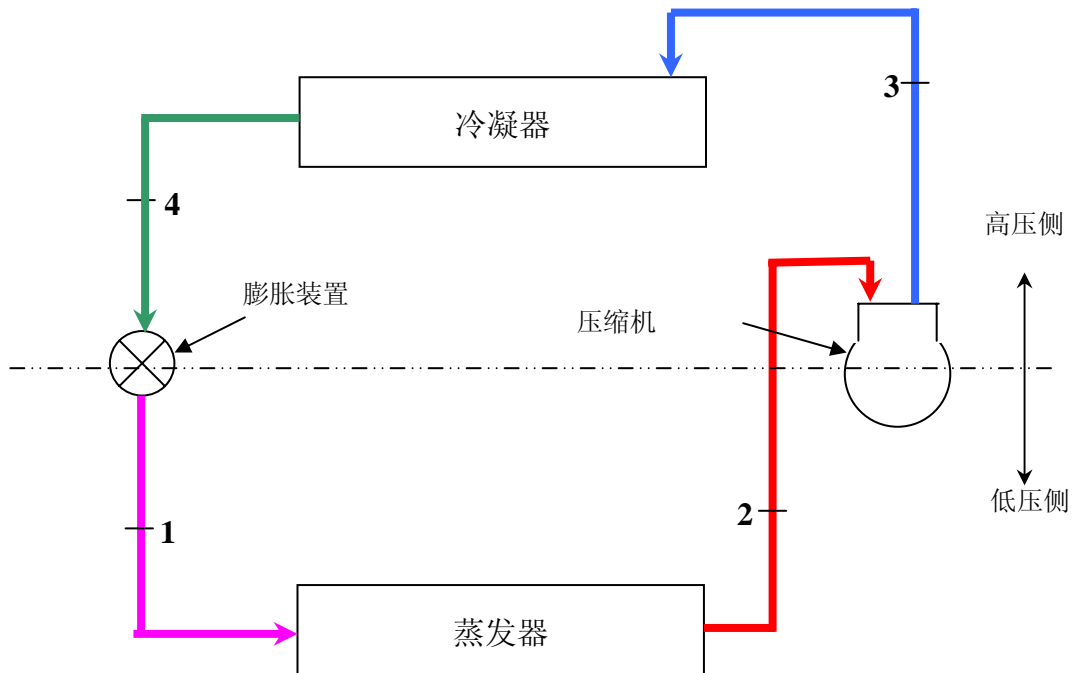


图 3. 蒸汽压缩制冷循环的图示

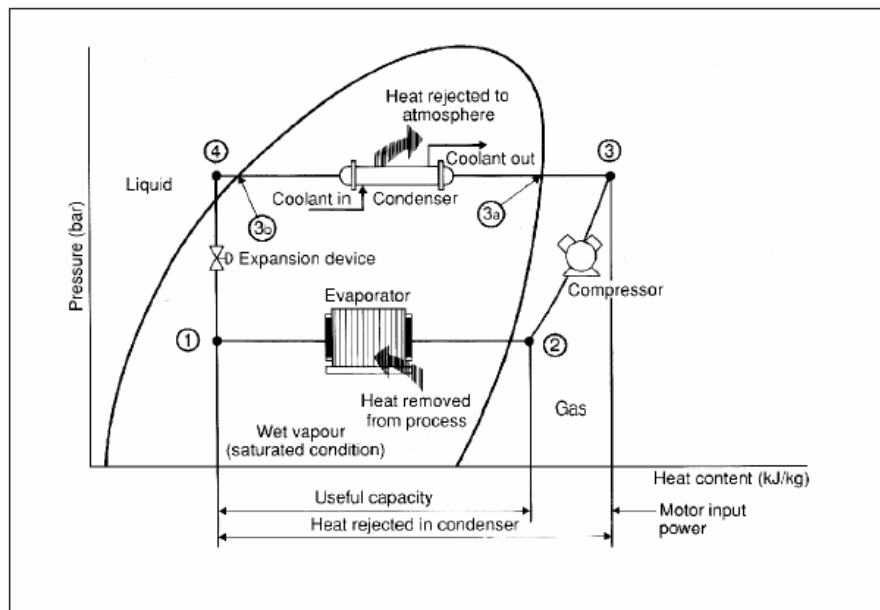


图 4. 包括压力变化在内的制冷循环的图示（能源效率局，2004 年）

冷凝器必须能够抑制蒸发器和压缩机中的热能输入，换句话说， $(1 - 2) + (2 - 3)$  必须与  $(3 - 4)$  相同。通过膨胀装置时没有热能的损失或增加。

### 2.1.2 蒸汽压缩系统中使用的冷却剂类型

各种冷却剂都用于蒸汽压缩系统。所需的冷却温度主要确定了液体的选择，常用的冷却剂通常都是氯氟碳化合物（CFCs，又称氟里昂）：R-11、R-12、R-21、R-22 及 R-502。表 1 中总结了这些冷却剂的性质，下面的表 2 列出了这些冷却剂的性能。

表 1. 常用冷却剂的性质（摘自 Arora, C.P., 2000）

冷却剂	沸点** (°C)	冰点 (°C)	蒸汽压力 * (kPa)	蒸汽体积* (m <sup>3</sup> / kg)	焓*	
					液体 (kJ / kg)	蒸汽 (kJ / kg)
R - 11	-23.82	-111.0	25.73	0.61170	191.40	385.43
R - 12	-29.79	-158.0	219.28	0.07702	190.72	347.96
R - 22	-40.76	-160.0	354.74	0.06513	188.55	400.83
R - 502	-45.40	---	414.30	0.04234	188.87	342.31
R - 7 (氨)	-33.30	-77.7	289.93	0.41949	808.71	487.76

\* 在 -10°C。

\*\* 标准大气压 (101.325 kPa)

表 2. 常用冷却剂的性能（摘自 Arora, C.P., 2000）

冷却剂	蒸发压力 (kPa)	冷凝压力 (kPa)	压力比	蒸汽焓 (kJ / kg)	COP** 卡诺
R - 11	20.4	125.5	6.15	155.4	5.03
R - 12	182.7	744.6	4.08	116.3	4.70
R - 22	295.8	1192.1	4.03	162.8	4.66
R - 502	349.6	1308.6	3.74	106.2	4.37
R - 717	236.5	1166.5	4.93	103.4	4.78

\* 在 -15°C 蒸发器温度和 30°C 冷凝器温度

\*\* COP 卡诺 = 性能系数 = 蒸汽温度 / (冷凝温度 - 蒸汽温度)

冷却剂的选择和所需冷却温度和负荷决定了压缩机的选择以及冷凝器、蒸发器和其它辅助设备的设计。易于维护、物理空间要求以及辅助设备设施（供水、能源等）的可获得性等附加因素也会影响各元件的选择。

## 2.2 蒸汽吸收制冷系统

### 2.2.1 说明

蒸汽吸收制冷系统包括：

- 吸收器：利用适当的吸收剂和吸附剂吸收制冷蒸汽，在吸收剂和吸附剂中形成浓溶液。

- 泵：泵压浓溶液，将压力升高到冷凝器的压力水平。
- 发生器：从浓溶液中蒸馏蒸汽，剩下的稀溶液进行再循环。

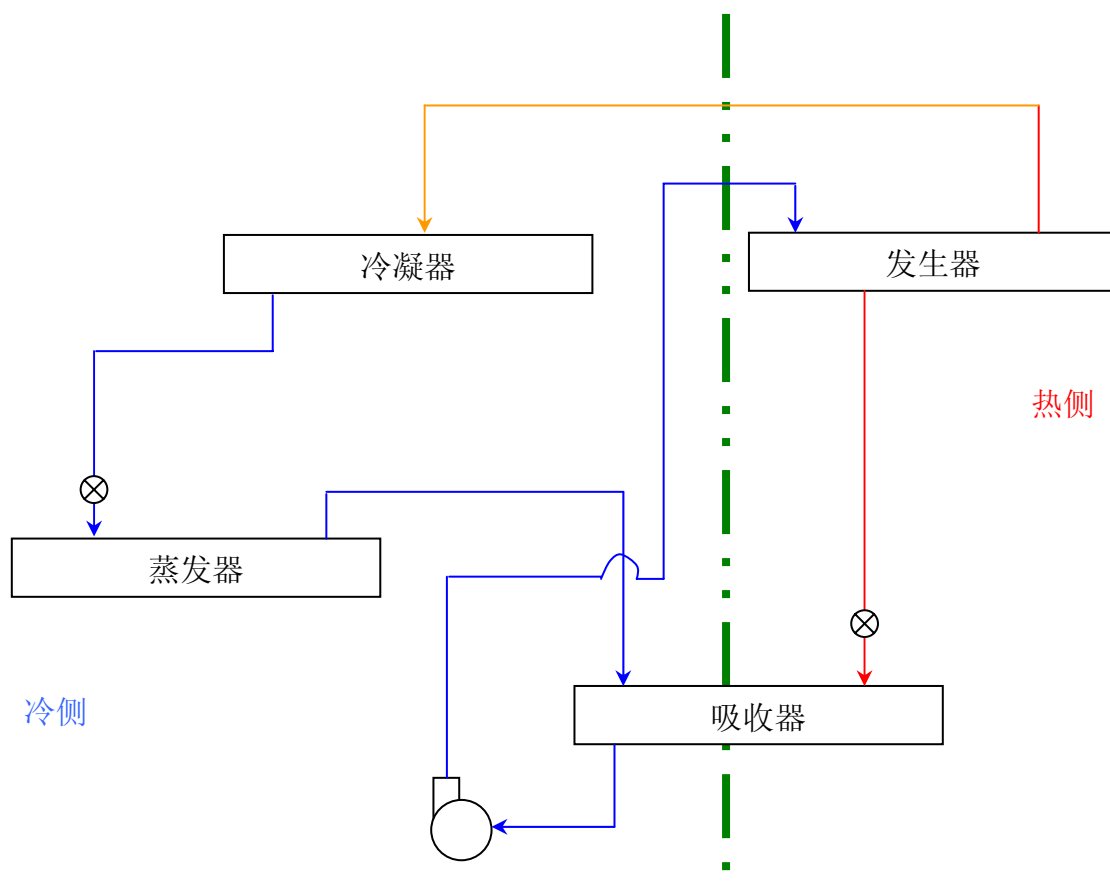
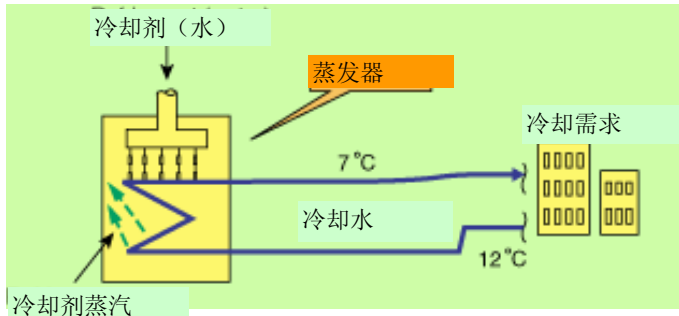
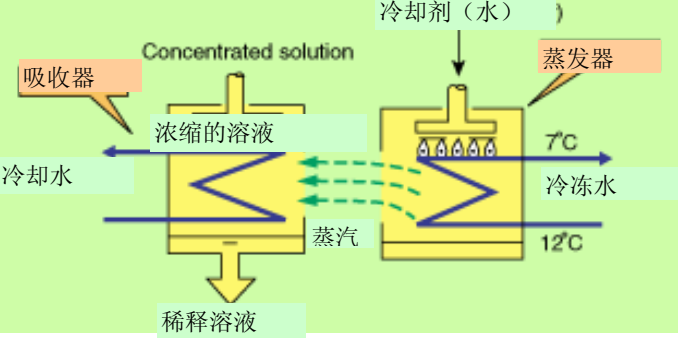
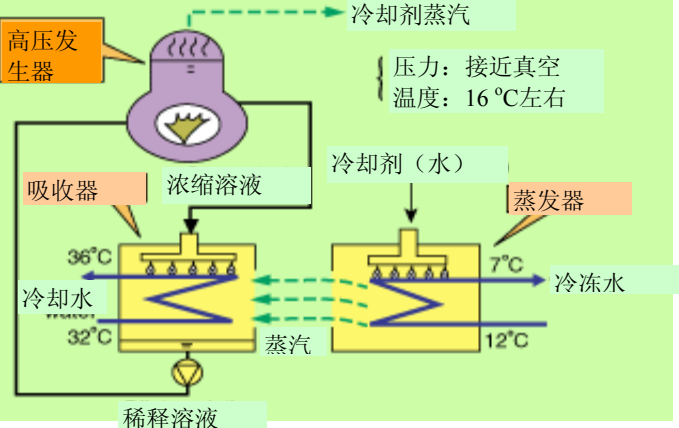
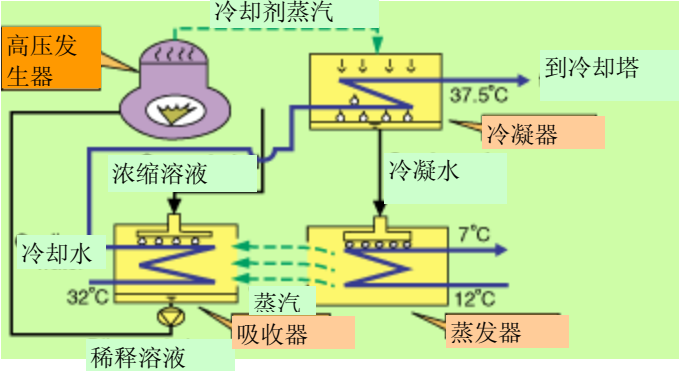


图 5：蒸汽吸收制冷系统的简单图解

吸收冷却器是利用象蒸汽、热水、气体和燃油等热能来生产冷却水的机器。冷却水是利用液体（即在低温时就可以蒸发的冷却剂）蒸发时从环境中吸收热量的原理来生成的。纯水用作冷却剂，溴化锂溶液用作吸收剂。

蒸汽吸收制冷系统的热量可以通过柴油发电机组等中吸取的废热来提供。在这种情况下，吸收系统只需要运行泵的电。根据所需的温度和电能成本，生成热量/蒸汽来运行吸收系统可能就会更经济一些。

下面给出了吸收制冷概念的说明（图片的参照目前还不知道）。

<p><b>蒸发器</b>                  冷却剂（水）在蒸发器中 754mm Hg 的高度真空条件下，在 4°C 左右时蒸发。</p> <p>冷却水在蒸发器中通过换热器管道，将热量转移到蒸发的冷却剂中。</p> <p>蒸发的冷却剂（蒸汽）再变成液体，蒸发过程中的相转变热再使制冷水降温（在图表中从 12 °C 降到 7 °C）。冷却水然后再用于冷却目的。</p>	
<p><b>吸收器</b>                  为保持持续蒸发，必须从蒸发器中释放出冷却剂蒸汽，冷却剂（水）必须持续供应。冷却剂蒸汽吸收到溴化锂溶液，这便于在吸收器中吸收冷却蒸汽。在吸收过程中产生的热量由冷却水持续地从系统中排出。吸收还能保持蒸发器内部的真空状态。</p>	
<p><b>高压发生器</b>                  当溴化锂溶液稀释时，吸收冷却剂蒸汽的能力降低。为了保持吸收过程的持续性，稀释的溴化锂溶液必须再次进行浓缩。吸收制冷器需配备一台叫做发生器的溶液浓缩系统。象蒸汽、热水、气体或燃油等热媒也发挥浓缩溶液的功能。浓缩溶液返回到吸收器再吸收冷却剂蒸汽。</p>	
<p><b>冷凝器</b>                  为了完成制冷循环，从而确保制冷过程持续进行，必须要具有以下两项功能：</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 浓缩和液化在高压发生器中生成的蒸发的冷却剂蒸汽。</li> <li>2. 向蒸发器中供应冷凝水作为冷却剂（水）</li> </ol> <p>要实现这两项功能，需要安装一个冷凝器。</p>	

采用锂-溴-水作为冷却剂的吸收制冷系统的性能系数（COP）在 0.65 - 0.70 之间，并且在 6.7 °C 时可以为冷冻水提供 30 °C 的冷却水温度。还有能够提供 3 °C 冷冻水的系统。基于氨水的系统在标准大气压以上运行，并且能够低温运行（0 °C 以下）。吸收器的能力范围在世界上 0-1500 吨之间。虽然吸收系统的前期成本比压缩系统的要高，但是如果可以利用废热的话，它的运行成本比压缩系统要低得多。

### 2.2.2 蒸汽吸收制冷系统中的蒸发冷却

有时候，保证人体舒适或流程所需的湿度控制在 50% 空调系统可以用一个价格低得多、耗能少得多的蒸汽冷却来代替。

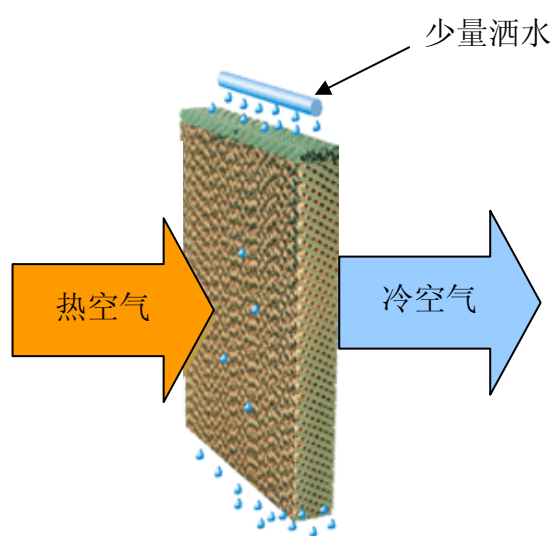


图 5. 蒸汽冷却的图示  
摘自：Munters（2001）

这个系统的原理很简单，与在冷却塔中使用的相同。空气与水密切接触，使水的温度降低到接近湿球温度。冷空气可以用作舒适或流程目的的冷却。这个系统的弊端在于湿气中所含的空气太多。尽管如此，它仍然是一种成本很低的有效的冷却方式。大型商业系统采用上面喷水的塑料纤维板。通过控制气流和水循环的速度来控制温度。在干燥地区，使用蒸发冷却的用作舒适目的的冷却非常受欢迎。

## 3. 制冷和空调的评估

本节讲述了制冷/空调如何安装和评估。

### 3.1 制冷的评估

#### 3.1.1 TR

我们先从 TR 的定义开始入手。

- TR：所取得的冷却效果可以用制冷吨位进行量化，制冷吨位也被称为“冷冻吨位”：

- $TR = Q \times C_p \times (T_i - T_o) / 3024$

式中：

Q 是指冷却剂的质量流率，单位：kg/hr

$C_p$  是指冷却剂的比热，单位：kCal /kg deg C

$T_i$  是指冷却剂进入蒸发器（冷却器）时的温度，单位： $^{\circ}C$

$T_o$  是指冷却剂从蒸发器中排出时的温度，单位： $^{\circ}C$ 。

1 TR 制冷 = 3024 kCal/hr 热量排放

### 3.1.2 比功率损耗

- 比功率损耗（kW/TR）是衡量制冷系统性能的一个有用的指标。通过计量以 TR 计的制冷性能以及功率 kW 输入，kW/TR 就可以用作能源效率指标。
- 在一个集中式冷冻水系统中，除了压缩机装置，冷冻水（二次）冷却剂泵、冷凝器水泵（向冷却塔中排放热量）和冷却塔中的风机也损耗功率。实际上总体的能源损耗应该是以下各项能耗的总和：
  - 压缩机：kW
  - 冷冻水泵 kW
  - 冷凝器水泵 kW
  - 为引风式/强迫通风冷水塔服务的冷却塔风机 kW
- kW/TR 或某 TR 输出的比功率损耗是以下各功率的总和：
  - 压缩机 kW/TR
  - 冷冻水泵 kW/TR
  - 冷凝器水泵 kW/TR
  - 冷却塔风机 kW/TR

### 3.1.3 性能系数

- 理论的性能系数（卡诺）（ $COP_{Carnot}$ ，是理想制冷系统制冷效率的标准量度）取决于两个主要的系统温度：蒸发器温度 $T_e$ 和冷凝器温度 $T_c$ ，下面给出了COP的计算公式：

$$COP_{Carnot} = T_e / (T_c - T_e)$$

这个表达式还说通过较高的蒸发器温度和较低的冷凝器温度可以得到较高的 $COP_{Carnot}$ 。但是 $COP_{Carnot}$ 只是温度比率，没有考虑压缩机的类型。因此，工业中通常使用的COP应通过下式进行计算：

$$COP = \frac{\text{冷却效果 (kW)}}{\text{对压缩机的功率输入 (kW)}}$$

式中：冷却效果是蒸发器中焓的差值，并且用 kW 来表示。

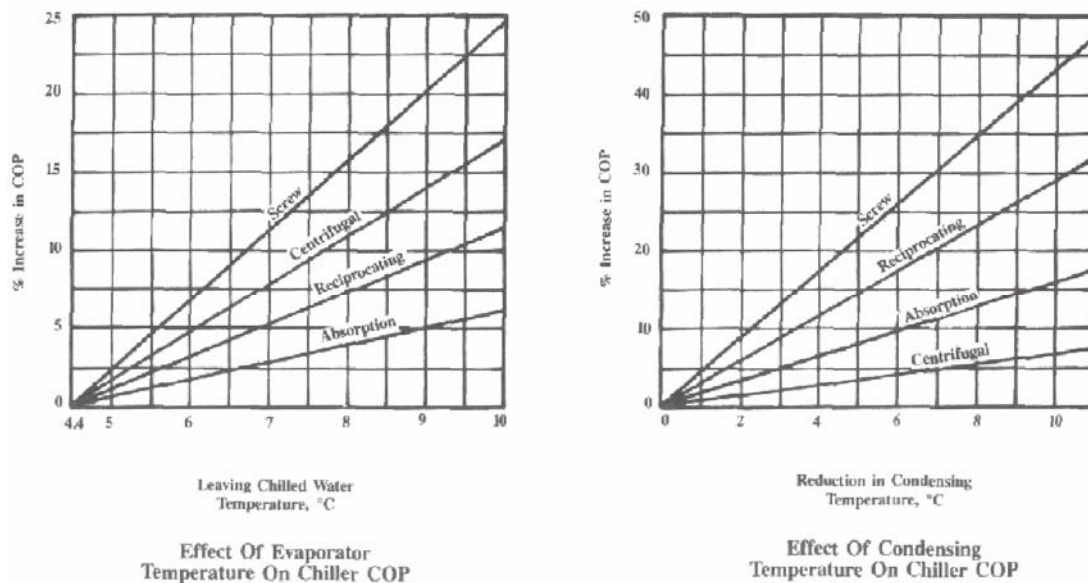


图 6：冷凝温度和急冷器中的蒸汽温度效应（能源效率局，2004 年）

### 3.2 空调的评估

对于空调装置，风机盘管（FCU）或空气处理装置（AHU）可以用风速计来衡量。干球和湿球温度在 AHU 或 FCU 的入口和出口处测量，以 TR 表示的制冷负荷可用下式计算：

$$TR = \frac{Q \times \rho \times (h_{in} - h_{out})}{3024}$$

式中：Q 是风量，单位：m<sup>3</sup>/h

ρ 是空气的密度，单位：kg/m<sup>3</sup>

h<sub>in</sub> 入口空气的焓，单位：kCal/kg

h<sub>out</sub> 是出口空气的焓，单位：kCal/kg

使用干湿图有助于计算干球和湿球湿度值 h<sub>in</sub> 和 h<sub>out</sub>，这两项湿度值用回旋式干湿计在试验过程中进行测量。压缩机、泵、AHU 风机和冷却塔风机的功率可以用便携式负荷分析仪来测量。

空调负荷的估算值也可以通过计算各种显性和隐性热负荷，根据入口和出口的空气参数、空气入口系数、气流、人数和储存材料的类型来获得。

空调的指示性 TR 负荷情况下列示如下：

- 小型办公室 = 0.1 TR/m<sup>2</sup>
- 中型办公室，即带有一个中央 A/C，可容纳 10–30 个人 = 0.06 TR/m<sup>2</sup>
- 带有在央 A/C 的大型多层办公楼 = 0.04 TR/m<sup>2</sup>

### 3.3 评估性能时的考虑因素

#### 3.3.1 流量和温度测量的准确度

在实地性能评估过程中，需要有准备的仪器来测量冷冻水和冷凝器水的入口和出口温度，计数最好能精确到 0.1 °C。冷冻水的流速测量可以用超声流速计直接进行或者可以根据泵的负载参数来确定。冷冻水需要经常检查，大部分装置都是为 0.68 m<sup>3</sup>/hr per TR (3 gpm/TR) 冷冻水流速而设计的。冷凝器水流还可以用非接触式流速计直接测量或者用泵的负载参数来确定，冷冻水需要经常检查，大部分装置都是为 0.91 m<sup>3</sup>/hr per TR (4 gpm/TR) 冷冻水流速而设计的。

#### 3.3.2 综合部分负荷性能系数 (IPLV)

虽然 kW/ TR 可以用作初期的参照，但不应该被当作一个绝对值，因为这个值是以 100%的设备能力和被认为最重要的设计条件为前提的。这些条件在一年中设备运行总时间的%时才会发生。因此，要收集反应设备在部分负荷或要求小于 100%能力时的数据非常重要。为克服这个问题，必须确定部分负荷的平均 kW/TR 值，这个值就被称为综合部分负荷性能系数 (IPLV)。

IPLV 是最合适的参照，虽然它并不认为是最好的，因为它只能了解操作循环中四个点的情况：100%、75%、50%和 25%。而且，它还向每一值赋予相同的比重，大部分设备都是在其能力的 50%到 75%之间运行的。这就是为什么对上述所针对的四点进行具体分析以及掌握一年中换热器运行情况非常重要的原因。

## 4. 能源效率机会

本节包括制冷设备中节能的各个方面。

### 4.1 换热器的最优化

提高安全裕量是当前的趋势，安全裕量对压缩机的吸气压力/蒸发器设定点产生影响。例如：流程冷却要求 15 °C，就需要在低温时的冷冻水温度范围在 6 °C到 10 °C之间。当冷冻水的温度在 10 °C时，冷却剂一侧的温度必须要低（大约在-5°C到+5°C）。冷却剂温度决定了冷却剂的相应吸入压力，从而又决定了冷却剂压缩机的入口载荷条件。采用最适宜/最小的动力（温度差）有助于达到压缩机的最高可能吸入压力，从而使能源消耗达到最低。这就要求换热器和蒸发器的热转换面积的大小合适，并且温度要求合理，以便达到可能的最高值。蒸发器的温度每升高 1°C，就能节约近 3%的功率损耗。相同机器的TR能力也会随着蒸发器的温度变化而增加，下表中列出了具体的变化关系：

**表 3. 说明蒸汽温度对压缩机功率损耗影响的典型的值**

(国家生产力委员会, 未公布)

蒸发器温度 (°C)	制冷能力* (吨)	比功率损耗	增加值 kW/ton (%)
5.0	67.58	0.81	-
0.0	56.07	0.94	16.0
-5.0	45.98	1.08	33.0
-10.0	37.20	1.25	54.0
-20.0	23.12	1.67	106.0

\* 冷凝器温度为 40°C

为了使热转换面积合理，制冷剂侧的热转换系数从 1400 – 2800 watts /m<sup>2</sup>K不等。制冷剂侧的热交换面积的阶数为 0.5 m<sup>2</sup>/TR，在蒸发器中为 0.5 m<sup>2</sup>/TR以上。

制冷设备中的冷凝器是影响 TR 能力和能源消耗需求的关键设备，对于任何制冷剂来说，冷凝温度和相应的冷凝器压力取决于热交换面积、热交换的效率以及所选择的冷却类型。较低的冷凝温度意味着压缩机必须在较低的压力差之间工作，因为释放压力是由冷凝器的设计和性能来确定的。

在实践中冷凝器的选择一般是在空冷、水喷空冷和换热器冷却之间进行。可以用作冷凝器并且配备有优质冷却塔功能的大型壳体和管道换热器可以在低排放压力值下运行，并且能提高制冷设备的 TR 能力。

如果在水冷壳体和管道冷凝中采用制冷剂R22，那么排放压力为 15 kg/cm<sup>2</sup>。如果在空冷冷凝器中采用相同的制冷剂，那么排放压力为 20 kg/cm<sup>2</sup>。这就说明了还需要多少额外的压缩负荷，这些额外的负荷还需要 30%的额外能源消耗。

在设计阶段最好的一个方案是选择水冷的大型（0.65 m<sup>2</sup>/TR及以上）壳体和管道冷凝器，而不要选择其它便宜的设备，如空冷冷凝器或水喷大气冷凝装置。

下表中给出了冷凝温度对制冷设备能源需求的影响情况。

**表 7. 说明冷凝温度对压缩机功率损耗影响的典型值**

(国家生产力委员会, 未公布)

冷凝温度(°C)	制冷能力 (吨)	比功率损耗 (kW / TR)	kW/TR 的增加 (%)
26.7	31.5	1.17	-
35.0	21.4	1.27	8.5
40.0	20.0	1.41	20.5

\* 交互式压缩机使用R-22 制冷剂  
蒸发器温度为-10°C

## 4.2 换热器表面的维护

一旦购买了压缩机，对其进行有效的维护是优化功率损耗的关键。还可以通过确保润滑油和制冷剂的正确隔离、及时为螺管除霜并提高二次冷却剂（空气、水等）的速度来提高热转换的效率。但是，速度提高会导致分配系统中的压力下降幅度增大以及泵/风机中的能源消耗增加。因此，在确定最佳速度时需要进行认真的分析。

冷凝管积垢会迫使压缩机能耗增加。例如，冷凝管中 0.8mm的积垢就会使能源消耗增加高达 35%。类似地，蒸发器积垢（由于残留的润滑油或空气渗透物）也会使功率损耗增加。正确选择冷却塔、调整大小和正确维护是同样重要的。从冷却塔中返回的水温每降低 0.55°就会使压缩机的功率损耗降低 3%。

**表 8. 说明维护不当对压缩机功率损耗影响的典型值**  
(国家生产力委员会)

条件	蒸发温度 (°C)	冷凝温度 (°C)	制冷能力* (吨)	比功率损耗 (kW/ton)	kW/Ton 的增加值 (%)
通常条件下	7.2	40.5	17.0	0.69	-
积垢的冷凝器	7.2	46.1	15.6	0.84	20.4
积垢的蒸发器	1.7	40.5	13.8	0.82	18.3
积垢的冷凝器和蒸发器	1.7	46.1	12.7	0.96	38.7

\* 15 吨交互式压缩机系统。功率损耗比目前印度常用的系统低。但是，功率损耗的百分比变化查不当维护效果的指标。

### 4.3 多级效率

高效压缩机运行要求压缩率要低，以便降低排放压力和温度。对于涉及高压率的低温应用和温度范围较大的要求，最好采用多级交互式机器或者离心/螺旋压缩机，通常比较经济（由于设备的设计限制）。

多级系统分为两种类型：复合式和层叠式，这两种类型适用于各种压缩机。有了交互式或旋转式压缩机，负载温度在-20°C to -58°C范围内最好使用两级压缩机，离心式机器的温度适用于-43°C左右。

在多级运行中，其大小符合冷却负载的一级压缩机在气体交互冷却后送入二级压缩机吸气。冷凝器中出来的部分高压液体反射并且于液体的二次冷却。因此，第二个压缩机必须符合蒸发器和急速气体的负荷。在系统中使用单一冷却剂，并且两个压缩机共用一个压缩任何。因此，两个压缩机与低压缩率的组合可以提供高压缩率。

对于-46°C到-101°C的温度范围，最好使用层叠式系统。在该系统中，使用不同冷却剂的两个独立的系统联接在一起，使其中一个向另一个散热。这个系统的主要优势在于可以选择具有高吸收温度和低比容的低温冷却剂用在较低级别中以满足对低温的要求。

### 4.4 将能力与系统负荷匹配

在部分负荷运行中，蒸发器温度上升，冷凝器温度下降，有效地增加了 COP。但是同时，与设计运行点和机械损耗构成绝大部分总功率的事实偏差又抵消了提高的 COP 效果，导致部分负荷效率较低。

因此，考虑部分负荷运行很重要，因为大多数制冷应用都有不同的负荷。由于温度和流程冷却需求不同，因此负荷也各异。使制冷能力与负荷匹配并不是一项容易的任务，需要了解压缩机的性能、与周围条件的偏差以及冷却负荷的深入了解。

#### 4.5 功率调节与能源效率

压缩机的能力可通过多种方式控制。通过气缸卸载对交互式压缩机进行能力控制会导致逐渐的调节（渐近的）。比较而言，连续调节是在通过轮叶控制的离心式压缩机和通过滑动阀控制的螺旋式压缩机上发生的。因此，温度控制需要对系统进行认真的设计。通常，当在负荷变化范围较大的应用中使用交互式压缩机时，希望能够通过监控回水（或其它二次冷却剂）温度而不是从冷却器中排出的水温来控制压缩机。这就防止了压缩机的过度开关循环或不必要的装载/卸载。但是，如果负荷波动不大，就应该监测从冷却器中排出的水的温度。这就具备了在水温很低时防止运行的优势，尤其是在低载条件当水流下降时。离心式和螺旋式冷却器的出水温度应该测量。

通过速度控制进行的能力调节是最有效的方案。但是，当交互式压缩机采用速度控制时，应该确保润滑系统不受影响。对于离心式压缩机，通常希望将速度控制到能力的50%左右，防止突然放松。在50%以下，轮叶控制或热气旁路可以用作能力调节。

螺旋式压缩机在部分负荷时的效率通常比离心式压缩机或交互式压缩机的效率要高，这就使得螺旋式压缩机在部分负载运行比较普遍的情况下具有吸引力。螺旋式压缩机的性能可以通过改变容积率来得以优化。在某些情况下，这会导致与交互式或离心式压缩机比较时满负荷的效率比较高。而且，螺旋式压缩机防止油或液体制冷剂重击的能力使得他们在某些情况下更受欢迎。

#### 4.6 为满足设备需求的多级制冷

制冷系统的选择还取决于设备中所需的温度范围。对于需要温度范围较大的各种应用，一般提供几个整装机组（在整个设备中分布的若干装置）比提供一个大型中央设备要更经济一些。另一个优势是灵活性和可靠性。整装机组的选择也可以根据冷却负荷所要满足的距离来确定。负荷中心的整装机组减小了系统内的分配损耗。尽管整装机组具有这些优势，但是中央设备通常的功率损耗较低，因为在负荷降低时，由于冷凝器和蒸发器的表面较大，功率消耗大幅降低。

许多行业在中心位置使用各类压缩机来满足不同的负荷要求。通常，冷却物进入一个共用的总管，从总管上分出若干条支线到达设备中不同的位置。在这种情况下，部分负荷运行时需要特别的小心。为实现高效运行，冷却负荷和每一个冷却器上的负荷必须进行密切监测。满负荷下运行单一冷却器比部分负荷下运行两台冷却器的效率更高。分配系统的设计应该使个体冷却物能够流入所有的分支线路。必须安装隔离阀，以确保冷冻水（或其它冷却剂）不流入目前不运行的冷却器中。还应该在分支线路上安装阀门来隔离不需要冷却的部分。这就降低了系统中的压力下降，并且减小了泵系统中的功率损耗。单个压缩机应该在操作第三台压缩机时装载到满负荷。在有些情况下，提供单独的小能力冷却器，来单独控制开关满足峰值需求，同时提供大型冷却器来满足基础负荷也很经济合算。

通常也采用流速控制来满足不同的需求。在这种情况下，在降低流速下抽送中节约的能量应该比由于速度降低而使螺管中减少的热转移要多。有些时候，正常流速下的运行，以及后续长期无负荷（或关闭）的压缩机运行可以使节约的幅度更大。

#### 4.7 冷冻水储存

根据负荷的性质，为冷冻水储存设施提供很好的冷隔离非常经济合算。而且，储存设施还可以完全填满，来满足流程要求，这样冷却器就不需要持续运行。如果温度变化较小的情况可以接受的话，这个系统通常比较经济。这个系统还有一个优势，就是允许冷却器在低电能需求期间继续运行，减少了峰值需求的用电。有些电厂提供夜间运行用电的低费率，可以通过采用该储存设施，利用这一低费率的优点。还有一个好处就是在夜间环境温度较低时，降低了冷凝器的温度，因此增加了 COP。

如果不允许有温度变化，那么提供储存设施可以就不经济了，因为二次冷却剂必须在比在提供吸热时所需的温度低的多的温度下储存。到更低温度时的冷却的额外成本可能抵消了上述优势。解决方案需具体问题具体对待。例如：在某些情况下，按比低温冷却器运行成本更低的负担下，可以采用大型换热器，当不允许温度变化时可利用储存设施的优势。储存冰而不是储存水的冰库系统通常更经济一些。

#### 4.8 系统设计特性

在整个设备设计中，采用良好的作法可以大大地提高能源效率。有一些方面可供考虑：

- 设计带有 FRP 叶轮和薄膜填充和 PVC 隔离物的冷却塔。
- 在冷凝中使用软化水来代替生水。
- 在冷水管线上使用经济隔离厚度、换热器，考虑吸热成本，采用红外线温度记录法进行监控——尤其适用于大型化学/化肥厂/加工业。
- 采用屋顶涂漆/冷却系统、假顶棚/及其它适用的材料使制冷的负荷最小化。
- 采用节能换热器，如空气-空气换热器，通过间接热交换使新鲜空气预冷；通过间接热交换而不是使用冷却后的管道加热器来控制相对湿度。

还有一些其它的例子，如采用可变的空气容积系统；采用太阳膜应用于热反射；优化空调区域内的采光负荷；在空调区域优化空气交换的次数

## 5. 方案清单

本节包括最重要的能源效率方案

- 保温层：使用经济保温厚度来隔离所有的冷管线/容器，使热量吸收最小化；并选择合适（正确）的保温层厚度。
- 建立封闭空间：通过使用假天花板和用空气幕帘隔离空调的关键区域等措施来优化空调容积。
- 实现热负荷最小化：通过采取以下措施使空调负荷最小化，例如利用房顶冷却、房顶喷漆、有效的照明、用空对空换热器对新鲜空气预冷、变频空调系统、空调空间的优化热-静电温度设置、太阳膜应用等。
- 流程热损失最小化：通过以下方式优化 TR 能力和制冷水平，使流程热损失最小化：
  - 流速优化
  - 增加热转换区域，接受高温冷却剂
  - 避免浪费，如热量吸收、冷冻水的损失、空流。
  - 所在地换热器的频繁清洗/除垢
- 在制冷空调设备区域：
  - 确保根据厂商的要求定期维护所有的空调设备元件。
  - 确保冷冻水和冷却水流的充足数量，通过关闭闲置设备的阀门，避免旁路流
  - 通过使负荷与设备能力匹配使部分负荷运行最小化，采用可变速度驱动用于不同的流量负荷。
  - 努力使冷凝器和蒸发器参数持续优化，使比能源消耗最小化，能力最大化。
  - 经济允许作为非 CFC 解决方案时采用 VAR 系统。
- 确保电源不会过载，如果空调不运行，请检查保险丝或断路器。
- 更换或清洗过滤器，定期清洗蒸发器和冷凝器螺管，使空调有效致冷。
- 定期清洗恒温器，如有必要，更换恒温器。
- 如果压缩机不正常工作，立即打电话给服务人员。
- 空调发出任何噪音都需要由机械师来检查。
- 一个好的空气过滤器会处长空调的寿命，因为象排风机组、冷却线管等重要零件和其它内部零件将会更干净，更高效地运行，持续的时间也 longer。
- 避免频繁地开门/开窗。如果门总是开着会使空调的功率消耗翻倍。
- 避免空调空间的阳光直射，避免热量进入空调空间，特别是在下午。
- 大部分人认为恒温器设置到低于预期温度时会迫使空调致冷更快，而事实并不是这样，它所能做的只是使你的空调运行的时间 longer。而且，你还会有一个不必要的冷空间，浪费功率。设置的温度每低一度，就会导致多消耗 3-4% 的功率。因此，一旦觉得自己有了一个比较舒适的温度，就将恒温器设置到这一水平，不要改变恒温器的设置。
- 一旦设计和安装了空调系统，避免对空调热负荷的重大改变，因为这样的话就会很费电。
- 通常排水管内会积累一些藻类（象绿苔癣一样的东西），堵塞排水管。空气处理器提供了生霉和发霉的凉爽潮湿的环境，并且如果不加以处理，会使整个管道中都充

满了这样的东西。用消毒剂（向经销商咨询）清除这些霉。确保冷却或蒸发器螺管表面干净，使空气自由流通。

- 如果在较热的区域如阁楼或车库有一个空气回风装置，确保这个管道没有损坏、破裂或断裂，以及吸入热空气。
- 窗口设备在外侧应该略向下倾斜。除湿的部件（积水处）是冷凝水收集管，这个螺管在你的房间中。通常，有一个水槽和/或排水管，让冷凝水收集到风机盘管的底部随排水管排出室外。如果排水管堵塞，水就会回流，并且泄漏在室内。请你的技师清洗底盘，确保所有的螺丝都拧紧。
- 可以在办公室中装有吊顶来减少热负荷。窗户上挂上窗帘/遮阳布/太阳膜可以降低房间中的热输入。隔离屋顶，带有 50-mm 的保利珑铺设在屋顶，会减少房间中的热输入。
- 检查管道泄漏和管道的断裂。所有的空气泄漏都应用优质的管道密封剂来密封（不用要管道胶带）。
- 根据冷却器制造商的建议检查冷却器。一般来说，每个季度至少要检查一次。
- 例行检查冷却剂泄漏。
- 检查压缩机的操作压力。
- 检查所有的油位和油压。
- 检查所有的马达电压和电流。
- 检查所有的电启动器、接触器和继电器。
- 检查所有的热气和减荷器操作。
- 使用过热和低温冷却温度读数来获得冷却器的最大效率。
- 记录冷冻水出水温度读数。

下面是一些“粗略的估计”：

- 冷凝温度每升高 3.5 °C，制冷能力减少 6%。
- 冷凝温度每降低 5.5 °C，压缩机功率损耗下降 20-25%。
- 冷凝入口的冷却水温度每下降 0.55 °C，压缩机功率损耗下降 3%。
- 冷凝器管道内每积 1mm 的污垢，能源消耗将增加 40%。
- 蒸发器温度每增加 5.5 °C，压缩机功率损耗减少 20-25%。

## 6. 工作表

本节包括以下工作表

- 制冷和空调系统的额定规格表；
- 制冷设备的性能

**工作表 1：制冷和 AC 系统的额定规格表**

序号	制冷压缩机	单位	机械参照			
			1	2	3	4
1.	制造					
2.	类型					
3.	能力（制冷）	TR				
4.	<b>冷却器</b>					
A.	管道数量	--				
B.	管道直径	m				
C.	热转换的总面积	m <sup>2</sup>				
D.	冷水流	m <sup>3</sup> /hr				
E.	冷水温度差	°C				
5.	<b>冷凝器</b>					
A.	管道数量					
B.	管道直径					
C.	热转换的总面积	m				
D.	冷凝器水流	m <sup>3</sup> /hr				
E.	冷凝器水温差	°C				
6.	<b>冷冻水泵</b>					
A.	数量	--				
B.	能力	m <sup>3</sup> /hr				
C.	开发的水头	mWC				
D.	额定功率	kW				
E.	额定效率	%				
7.	<b>冷凝水泵</b>					
A.	数量	--				
B.	能力	m <sup>3</sup> /hr				
C.	开发的水头	mWC				
D.	额定功率	kW				
E.	额定效率	%				

工作表 2：制冷设备性能

序号	参数参照	单位	制冷压缩机参照			
			1	2	3	4
1.	冷冻水流量（使用流速剂或水平差来估量）	m <sup>3</sup> /hr				
2.	冷冻水水泵马达输入功率	kW				
3.	冷冻水水泵吸入压力	kg/cm <sup>2</sup> g				
4.	冷冻水水泵排放压力	kg/cm <sup>2</sup> g				
5.	冷冻水进入冷却器时的温度	°C				
6.	冷冻水在冷却器出口的温度	°C				
7.	冷凝器水入口温度	°C				
8.	冷凝器泵吸入压力	kg/cm <sup>2</sup>				
9.	冷凝器泵排放压力	kg/cm <sup>2</sup>				
10.	冷凝器水出口温度	°C				
11.	冷却器（蒸发器）出口的冷却剂温度	°C				
12.	冷却剂压力	kg/cm <sup>2</sup> (or psig)				
13.	冷凝器入口的冷却剂温度	°C				
14.	冷却剂压力	kg/cm <sup>2</sup> (or psig)				
15.	实际的冷却能力 [(1)*(6-5)/3024]	TR				
16.	COP [11/(10-11)]	--				
17.	压缩机马达输入功率	kW				
18.	比能源消耗	kW/TR				
19.	向 CT 风机的输入功率	kW				
20.	向运行中冷冻水水泵的输入功率	kW				
21.	向运行中冷凝器水泵的输入功率	kW				
22.	整个系统比功率消耗 [(2+17+19+20)/15]	kW/TR				

电气能源设备：制冷和空调

## 7. 参考文件

美国取暖、制冷和空调协会，ASHRAE 手册，2001 年。

Arora, C.P. 制冷和空调，第二版，Tata McGraw-Hill 出版公司，2000 年。

印度能源部能源效率局，HVAC 和制冷系统，电气设施中的能源效率，第 4 章，2004 年。

比较印度：[www.compareindia.com](http://www.compareindia.com)

Munters. 气轮机的预冷——蒸发冷却。2001 年。

[www.munters.com/home.nsf/FS1?ReadForm&content=/products.nsf/ByKey/OHAA-55GSWH](http://www.munters.com/home.nsf/FS1?ReadForm&content=/products.nsf/ByKey/OHAA-55GSWH)

印度工业部国家生产力委员会，能源效率的技术菜单

设备服务杂志：[www.plantservices.com](http://www.plantservices.com)

美国能源部，能源效率和可再生能源网：[www.eere.energy.gov](http://www.eere.energy.gov)

### Copyright:

Copyright © United Nations Environment Programme (year 2006)

*This publication may be reproduced in whole or in part and in any form for educational or non-profit purposes without special permission from the copyright holder, provided acknowledgement of the source is made. UNEP would appreciate receiving a copy of any publication that uses this publication as a source. No use of this publication may be made for resale or any other commercial purpose whatsoever without prior permission from the United Nations Environment Programme.*

### 版权声明:

本出版物可供任何形式的培训或非盈利活动全部或部分复制使用，无需经过版权所有者的特别许可，而只需在副本中注明出处即可。如需在其他出版物中引用本出版物中的内容，请向 UNEP 发送一份该出版物的副本。

未经联合国环境规划署的书面许可，禁止将此出版物用于转售或任何其他商业用途。

### Disclaimer:

*This energy equipment module was prepared as part of the project "Greenhouse Gas Emission Reduction from Industry in Asia and the Pacific" (GERIAP) by the National Productivity Council, India. While reasonable efforts have been made to ensure that the contents of this publication are factually correct and properly referenced, UNEP does not accept responsibility for the accuracy or completeness of the contents, and shall not be liable for any loss or damage that may be occasioned directly or indirectly through the use of, or reliance on, the contents of this publication, including its translation into other languages than English. This is the translated version from the chapter in English, and does not constitute an official United Nations publication.*

### 免责声明:

该能源设备简介是“亚太地区工业温室气体排放削减计划”(GERIAP)的一部分，由印度国家生产力委员会编写。尽管 UNEP 为保证此出版物的内容的正确性做出了不懈的努力，但是 UNEP 不承担其内容的准确性和完整性的责任，对任何通过直接或间接使用或者依赖该出版物内容，包括其非英语译本，而遭受的损失或者伤害，UNEP 概不负责。本材料是英文原版的中文译本，不属于联合国的官方出版物。