

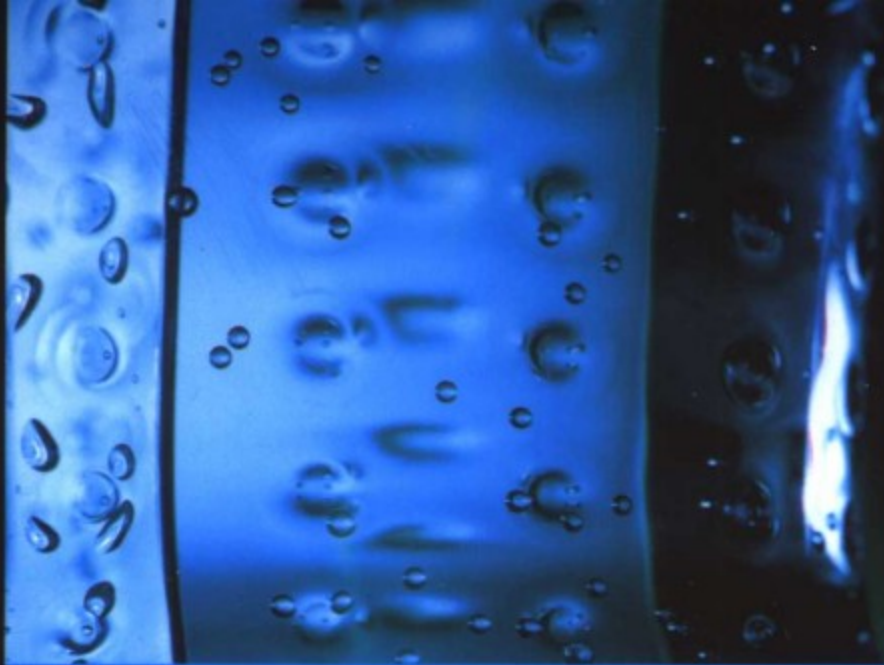
太阳能实用技术丛书

太阳能制冷技术

薛德千 编著



化学工业出版社
环境·能源出版中心



太阳能实用技术丛书

● 太阳能制冷技术

太阳灶技术

太阳热水器及系统

光伏发电户用系统

太阳能干燥技术

太阳能光伏照明系统

并网型太阳能光伏发电系统

ISBN 7-5025-9129-X



9 787502 591298 >

销售分类建议：能源

ISBN 7-5025-9129-X

定价：28.00元

《太阳能实用技术丛书》编委会

主 编：罗运俊

副 主 编：王长贵

编委会成员（按汉语拼音排序）：

陈晓夫 崔容强 戴燕红

季秉厚 刘 宏 罗运俊

任宏琛 陶 楨 田晓红

王长贵 吴达成 薛德千

张璧光





太阳能实用技术丛书

太阳能制冷技术

薛德千 编著



化学工业出版社
环境·能源出版中心
·北京·

序

能源是人类社会求生存和发展的物质基础。建立在煤炭、石油、天然气等化石燃料基础上的常规能源体系，曾极大地推动、并继续支撑着人类社会的发展。但化石燃料的大规模开采和使用，已使资源日益枯竭、环境不断恶化，还诱发了不少国家之间、地区之间的政治经济纠纷，甚至引起冲突和局部战争。我国的矿物能源资源以煤的储量比较丰富，然而人均能源资源只有世界人均能源资源的二分之一左右。从能源消费结构来看，我国是世界上最大的煤炭消费国，煤炭消费约占总能耗的67%，这是导致环境严重污染、生态逐年恶化的根本原因之一。因此，大力开拓新能源与可再生能源的实际应用成为我国解决能源紧张和保护生态环境的重要战略任务。

太阳能是新能源与可再生能源的重要组成部分。太阳能属于分布性洁净的自然资源，能就地开发利用，具有取之不尽、用之不竭、不会污染环境和破坏生态平衡等特点。太阳能的开发利用有着巨大的市场前景，不仅带来很好的社会效益、环境效益，而且还有明显的经济价值。

我国地域广阔，是太阳能资源丰富的国家之一，三分之二的地区年辐射总量大于 $5020\text{MJ}/\text{m}^2$ ，年日照时数在2200h以上。尤其在大西北，更具有有效开发利用的潜力。为此，化学工业出版社专门组织了一批长期从事太阳能开发利用研究的专家和学者撰写了这套《太阳能实用技术丛书》。全套丛书共7册，涉及太阳能实用技术的各个领域。撰写各分册的作者都是相关专业行家，实践经验丰富，学术水平较高。丛书的内容系统全面、实用性和可读性强，对有志开发利用太阳能行业的人员富有参考价值。期望这套丛书的出版会对我国太阳能行业的发展和产品的创新开发提供有益的借鉴，为节约常规能源、减少环境污染、满足人民生活需要作出应有的贡献。



中国科学院院士
清华大学热能工程与热物理研究所所长
原中国太阳能学会理事长

前 言

人类对太阳能的利用从古到今，永无停止。自 20 世纪 80 年代以来，能源和环境问题日益严重。促使人类寻求更新的经济发展模式，可持续发展理论受到人们广泛的重视，基本点是倡导以不破坏生态环境为基础的经济发展模式。几百年来，人类建立了煤炭、石油、天然气等化石燃料基础上的能源体系，但是资源日益枯竭、环境不断恶化，必须寻求一种新的、清洁、安全、可靠的、可持续发展的能源体系，由此产生了太阳能利用的新篇章。

太阳能至少具有两方面的优势：一是输入的能量代价为零，二是排放的污染为零，这也是今天特别关注的原因。目前，对新能源和可再生能源动力装置的主要评价指标大多仍沿用常规化石燃料能源装置的指标，例如效率、功率、单位功率成本、环保指标等。但这些指标对新能源动力装置（包括太阳能）大不一样，应予以不同评价。对于太阳能制冷装置，首先要优化的方向应该是降低单位实用制冷功率的成本，而不是提高其制冷效率。

我国是太阳能资源十分丰富的国家，三分之二的地区年辐射总量大于 $5020\text{MJ}/\text{m}^2$ ，年日照时数在 2200h 以上，尤其是大西北，开发利用太阳能具有很大的潜力。尽快地发展太阳能产业是当务之急。目前，太阳能利用大多数还是在太阳能热水器、太阳房等方面，太阳能制冷的应用刚刚起步，很不成熟，很多产品还处于研制、试验、示范阶段。

太阳能制冷技术发展比较快的方面是太阳能供冷供暖的综合系统，利用溴化锂吸收式制冷技术和较成熟的真空管集热器产品结合，比较成功地供冷供暖，建立了不少示范工程项目。太阳能固体吸附式制冷技术的研究近一二十年来已有新的突破，创造出较理想的实用产品——太阳能间隙式吸附冰箱，白天太阳能加热的水供晚间使用，夜间制冰供白天使用。太阳能连续回热式吸附制冰机和空调机很快可以投入实际应用阶段。

总之，只要我们大胆创新、努力实践，太阳能制冷技术将会得到飞速发展，各种太阳能制冷产品将会涌入市场，太阳能利用的产业将会推向新的高潮。

本书根据太阳能的特点，介绍了可能运用的一些制冷技术。由于编者水平有限，错误之处在所难免，恳切盼望读者批评指正。

编 者

2006 年 6 月

本书是《太阳能实用技术丛书》之一。

利用太阳能进行制冷是太阳能利用的一个重要内容。本书对太阳能热转换和光电转换的制冷技术的基本原理、制冷系统的热工性能、结构方案等进行了全面的叙述，其中包括有太阳能吸收式制冷、太阳能除湿式制冷、太阳能吸附式制冷、太阳能蒸气喷射式制冷、太阳能热机驱动压缩式制冷以及太阳能光伏制冷等。同时还介绍和分析了国内外的研究动向和应用实例，叙述深入浅出，内容丰富、实用性强。

本书可供能源领域的技术人员及太阳能企业、研究所及高等院校师生参考，特别是对制冷技术有兴趣的太阳能利用工作人员会有所帮助，也可供广大能源及太阳能业余爱好者阅读。

图书在版编目 (CIP) 数据

太阳能制冷技术/薛德千编著. —北京: 化学工业出版社, 2006. 7
(太阳能实用技术丛书)
ISBN 7-5025-9129-X

I. 太… II. 薛… III. 太阳能制冷 IV. TK511

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2006) 第 084682 号

太阳能实用技术丛书

太阳能制冷技术

薛德千 编著

责任编辑: 戴燕红 郑宇印

责任校对: 洪雅姝

封面设计: 胡艳玮

*

化学工业出版社 出版发行
环境·能源出版中心

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

购书咨询: (010)64982530

(010)64918013

购书传真: (010)64982630

<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销

北京云浩印刷有限责任公司印刷

三河市延风装订厂装订

开本 720mm×1000mm 1/16 印张 12¼ 字数 223 千字

2006 年 9 月第 1 版 2006 年 9 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-9129-X

定 价: 28.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

目 录

第 1 章 太阳能量的传递	1
1.1 太阳辐射特性	1
1.2 地球表面的日射量的计算	4
1.3 太阳方位的确定	7
1.4 太阳辐射的测量.....	10
第 2 章 太阳集热器	12
2.1 概述.....	12
2.2 太阳集热器的分类.....	13
2.3 平板型太阳集热器.....	14
2.4 真空管太阳集热器.....	29
2.5 聚光型集热器.....	41
第 3 章 太阳能吸收式制冷机	45
3.1 概述.....	45
3.2 吸收剂-制冷剂二元溶液的特性	47
3.3 溴化锂吸收式制冷机.....	65
3.4 氨吸收式制冷机.....	86
第 4 章 太阳能除湿式制冷机	93
4.1 概述.....	93
4.2 湿空气的热力过程.....	94
4.3 太阳能除湿式制冷机的结构方案	106
第 5 章 太阳能吸附式制冷系统	110
5.1 概述	110
5.2 太阳能间隙式吸附制冷系统	112
5.3 太阳能连续回热式吸附制冷系统	118
5.4 太阳能双效复叠吸附式制冷系统	126
第 6 章 太阳能蒸气喷射式制冷	131
6.1 概述	131
6.2 蒸气喷射式制冷机的工作原理及热力计算	132
6.3 太阳能增压喷射制冷循环系统	138

第 7 章 太阳能热机驱动压缩式制冷	146
7.1 概述	146
7.2 太阳能热动力	150
7.3 太阳能热机驱动的压缩式制冷机	152
第 8 章 太阳能光伏制冷	156
8.1 概述	156
8.2 太阳能光伏冰箱系统	168
8.3 太阳能供电与半导体制冷系统	174
8.4 固定式光伏方阵最佳倾角的选择	180
参考文献	186



第 1 章 太阳能量的传递

1.1 太阳辐射特性

太阳是地球上的光和热的主要源泉，它的内部进行着巨大的核反应，产生巨大无比的能量向四周辐射，其中很少的部分投射到地球上来。根据探测和理论计算，太阳的表面温度为5770K或 5497℃，中心的温度高达 $(1500\sim 2000)\times 10^4\text{℃}$ ，压力高达 340 多亿兆帕，密度高达 $160\text{g}/\text{cm}^3$ 。在地球大气外面垂直太阳辐射线的面积上，太阳的辐射能量密度为 $1367\text{W}/\text{m}^2$ ，称为太阳常数。由于太阳距离地球远在 $1.5\times 10^8\text{km}$ 以上，太阳发出的能量只有二十二亿分之一到达地球。

太阳辐射可分为两种。一种是从光球表面发射出来的光辐射，因它以电磁波的形式传播光和热，所以又叫做电磁辐射，这种辐射由可见光和人眼看不见的不可见光组成。它与绝对黑体在 6000K 时的理论辐射强度的分布基本上是一致的。图 1-1 是太阳能的光谱特性图，从中可以看出不同波长的辐射强度。

另一种是微粒辐射，它是由带正电荷的质子和大致等量的带负电荷的电子以及其他粒子组成的粒子流。微粒辐射平时较弱，能量也不稳定，在太阳活动极大期最为强烈，对人类和地球高层大气有一定的影响。但是一般来说，不等它辐射到地球表面上来，便在漫长遥远的路途中逐渐消失了，所以不会给地球送来什么热量。

地球是个大磁体，在它周围形成了一个很大的磁场。磁场控制的区域在 1000km 以上，直至几万公里，甚至几十万公里，这个广大区域叫做地球的磁层。当太阳微粒辐射到达磁层，使其不能到达地面。即使会有少数微粒闯入，也往往被磁层内部的磁场当场“俘获”。这是地球对太阳辐射设置的“第一道防线”。

在地球磁层下面的地球大气层中，对流层、平流层和电离层都对太阳辐射有吸收、反射和散射作用。其中电离层不仅可以将太阳辐射中的无线电波吸收或反射出去，而且会使有害的紫外线部分和 X 射线部分在这里被阻，不能到达地面。这就是“第二道防线”。



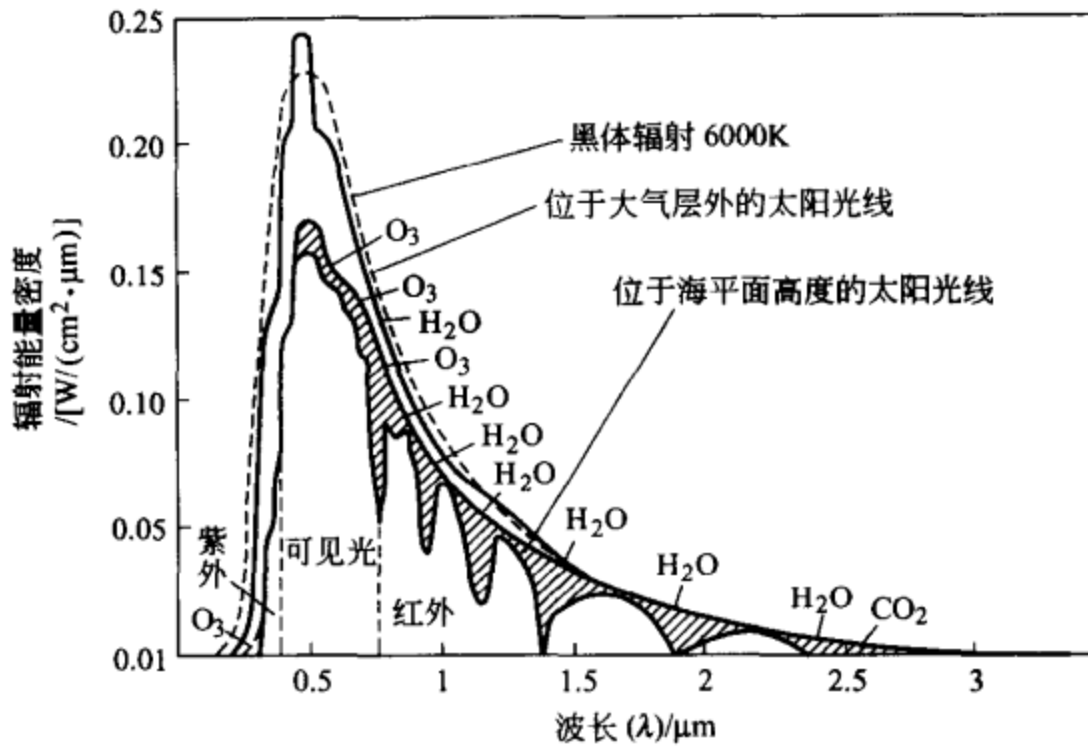


图 1-1 太阳能的光谱特性

(斜线部分代表由于被大气中的 O_2 、 H_2O 、 CO_2 等吸收不能到达地面的部分)

“第三道防线”是在平流层里 24km 左右的高空中，有一个臭氧特别丰富的层，叫做臭氧层。它可以将进入这里的绝大部分紫外线吸收掉。

由于地球设置了这样“三道防线”，把太阳辐射中的有害部分清除了，从而使得人类和各种生物得到保护，能够在地球上平安地生存下来。

下面介绍地球大气层中的各种物质对太阳辐射的影响。大气中的氧、臭氧、水、二氧化碳和尘埃等对太阳辐射均有不同程度的吸收作用，其中，氧在大气中的含有量约占 21%，它主要吸收波长小于 $0.2\mu\text{m}$ 的太阳辐射波段，特别是对于 $0.155\mu\text{m}$ 的辐射波段的吸收能力最强，所以在低层大气内很难找到小于 $0.2\mu\text{m}$ 的太阳辐射。臭氧主要吸收紫外线，它吸收的能量占太阳辐射总能量的 21% 左右。大气中如果含水汽较多，太阳的位置又不太高，水汽可以吸收太阳辐射总能量的 20%，液态水吸收的太阳辐射能量则更多。二氧化碳和尘埃吸收的太阳辐射能量很少。

大气中的水分子、小水滴以及尘埃等大粒子对太阳辐射有反射作用。它们的反射能力约占平均太阳常数的 7% 左右。特别是云层的反射能力很大，但云层的反射能力同云量、云状和云的厚度有关。300m 厚的高积云反射能力可达 72%，积云层的反射能力为 52%。据测算，以地球的平均云量的 54% 计算，大约就有近 1/4 的太阳辐射能量被云层反射回宇宙空间去了。

当太阳辐射以平行光束射向地球大气层时，要遇到空气分子、尘埃和云雾等质点的阻挡而产生散射作用。这种散射不同于吸收，它不会将太阳辐射能转变为各个质点的内能，而只能改变太阳辐射的方向，使太阳辐射在质点上向四面八方传出能量，从而使一部分太阳辐射变为大气的逆辐射，射出地球大气层之外，无

法来到地球表面。这是太阳辐射能量减弱的一个重要原因。

由于大气的存在和影响，到达地球表面的太阳辐射能可分成两个部分，一部分叫直接辐射，另一部分叫散射辐射，这两部分的总和就叫总辐射。投射到地面的那部分太阳光线叫直接辐射。不是直接投射到地面上，而是通过大气、云、雾、水滴、灰尘以及其他物体的不同方向散射而到达地面的那部分太阳光线叫散射辐射。这两部分辐射的能量差别很大。一般来说，晴朗的白天直接辐射占总辐射的大部分，阴雨天散射辐射占总辐射的大部分，夜晚则完全是散射辐射。利用太阳能实际上是利用太阳的总辐射。但是，对于大多数太阳能设备来说，则主要是利用太阳辐射能的直接辐射部分。

总之，理论上粗略估算太阳发射出来的总辐射能量大约为 3.75×10^{28} MW。到达地球范围内的太阳总辐射能量大约为 173×10^9 MW。其中，被大气吸收的太阳辐射能大约为 40×10^9 MW，占到达地球范围内的太阳总辐射能量的 23%；被大气分子和尘粒反射回宇宙空间的太阳辐射能大约为 52×10^9 MW，占 47%。在到达地球表面的太阳辐射能中，到达地球陆地表面的大约为 17×10^9 MW，大约占到达地球范围内的太阳总辐射能量的 10%，它相当于目前全世界一年内消耗的各种能源所产生的总能量的 3.5 万多倍。在陆地表面所接受的这部分太阳辐射能中，被植物吸收的仅占 0.015%，被人们利用作为燃料和食物的仅占 0.002%，已利用的比重微乎其微。可见太阳能利用的潜力是相当大的，开发利用太阳能为人类服务是大有可为的。

太阳是以光辐射的方式把能量输送到地球表面上来，利用太阳能就是利用太阳光线的能量。现代物理学认为，多种光，包括太阳光在内，都是物质的一种存在形式。光既具有波动性，又具有粒子性，即光具有波粒二象性。单个光子的能量是极小的，它们是能量的最小单元。但是，即使在最微弱的光线中，光子的数目也超过千千万万。这样集中起来就可以产生人们能够感觉得到的能量了。科学研究表明，不同频率或波长的光子或光线具有不同的能量，频率越高能量越大。

人眼见到的太阳光叫可见光，呈白色。但是科学实践证明，它不是单色光，而是由红、橙、黄、绿、青、蓝、紫七种颜色的光组成的，是一种复色光。各种颜色的光都有相应的波长范围，如表 1-1 所示。

表 1-1 各种颜色光的波长

光 波长	红外线	红色光	橙色光	黄色光	绿色光	青色光	蓝色光	紫色光	紫外线
波长/nm	$>0.76\mu\text{m}$	700	620	580	510	490	470	420	$<0.4\mu\text{m}$
光谱范围/nm		640~750	600~640	550~600	480~550	465~520	450~480	400~450	



通常，人们把太阳光的各色光按频率或波长大小的次序排列成的光带图叫做太阳光谱。太阳不仅发射可见光，同时还发射许多人肉眼看不见的光，可见光的波长范围只占整个太阳光谱的一小部分。整个太阳光谱包括紫外光区、可见光区和红外光区三个部分。其主要部分，即能量很强的部分，由 $0.3\sim 30\mu\text{m}$ 的波长组成。其中，波长小于 $0.4\mu\text{m}$ 的紫外区和波长大于 $0.76\mu\text{m}$ 的红外区，则是人眼看不见的紫外线和红外线；波长在 $0.4\sim 0.76\mu\text{m}$ 的可见光区，就是我们所看见的白光。在到达地面的太阳光辐射中，紫外线占的比例很小，大约为 8.03% ；主要是可见光区和红外区的光线，分别占 46.43% 和 45.54% 。

太阳光中不同波长的光线具有不同的能量。在地球大气层的外表面具有最大能量的光线，其波长大约为 $0.48\mu\text{m}$ 。太阳辐射穿过大气层时，紫外线和红外线被大气吸收较多，紫外区和可见光区被大气分子和云雾等质点散射较多，所以到达地球表面的太阳辐射能随波长的分布情况就比较复杂了。大体情况是，晴朗的白天，太阳在中午前后的 $4\sim 5\text{h}$ 这段时间，能量最大的光线是绿光和黄光部分；而在早晨和晚间，能量最大的光线则是红光部分。地面上具有最大能量的光线，其波长比大气层外表面的波长要长。

在太阳光谱中，不同波长的光线对物质产生的作用和穿透物体的本领是不同的。紫外线很活跃，它可以产生强烈的化学作用、生物作用和激发荧光等。红外线则不很活跃，被物体吸收后主要引起热效应。至于可见光，因为它的频率范围较宽，可起杀菌的生物作用，被物体吸收后也可转变为热量。植物的生长主要依靠吸收可见光谱部分，大量的波长小于 $0.3\mu\text{m}$ 的紫外线对植物是有害的，波长超过 $0.8\mu\text{m}$ 的红外线仅能提高植物的温度并加速水分的蒸发，不能引起光化学反应（光合作用）。

光的传播速度是非常快的。 $1.5\times 10^8\text{km}$ 之遥的太阳辐射光传送到地面只要 $8\text{min}19\text{s}$ 。实验得到的目前最精确的光速为 $3.0\times 10^8\text{km/s}$ 。

1.2 地球表面的日射量的计算

利用太阳能就是利用太阳光辐射所产生的能量。人们在利用太阳能的科研实验工作中，特别关心太阳常数。它的物理意义是在平均日地距离时，在地球大气层的上界，单位面积上单位时间内在垂直于太阳光线的平面上所获得的太阳总辐射能的数值，常用单位为 W/m^2 。太阳常数取值为 $(1367\pm 7)\text{W}/\text{m}^2$ ，这个数值在太阳活动的极大期和极小期变化都很小，仅为 2% 左右 $[(1367\pm 7)\text{W}/\text{m}^2 = (1183.4\pm 6)\text{kcal}/(\text{h}\cdot\text{m}^2)]$ 。

太阳辐射能实际到达地球表面的大小受多种因素的影响。一般来说，太阳高



度、大气质量、大气透明度、地理纬度、日照时间及海拔高度是影响的主要因素。

地球表面的太阳辐射能量可分为直射日射和散射日射两部分。入射到大气层中的太阳光因被构成大气的物质所吸收和散射，实际到达地面的太阳辐射能量已经减弱了。直接到达地面的部分称为直射光 (I_D)；而经大气分子和悬浮的颗粒散射的太阳光中有一部分也可到达地面，此部分称为天空日射 (I_S)。天空日射一般按完全散射处理。天空日射在太阳周围较多，而和太阳成 90° 角的地方很少，特别是当大气被污染或天空有薄云时，则在太阳附近的天空日射非常多，所以，在一般空气调节领域里把太阳为中心的一定立体角范围内的日射完全按近似直射光处理。当计算平板型集热器的集热量时，也不妨如此处理。而计算聚光型集热器时，则必须把真正的直射光分离开进行单独测定。

另外，由于地表面或其他建筑物等的反射作用而射入的太阳光称为反射日射 (I_R)。透过云层的日射和经地面反射后又被云层反射到地表面的这部分日射，统称为云的日射 (I_C)。将以上列举的三部分间接日射总称为散射，用 I_d 表示。

$$I_d = I_S + I_R + I_C \quad (1-1)$$

总日射量 (I) 等于直射 (I_D) 和散射 (I_d) 之和 (图 1-2)。

$$I = I_D + I_d \quad (1-2)$$

(1) 直射日射 I_D 的计算 如前所述，当天空无云时，将直接到达地面的日射称为直射。但进入大气层的日射因被大气中悬浮物质吸收和散射而衰减。

如图 1-3 所示，日射通过大气层的距离为 dm ，其衰减为 dI ，则可用式(1-3)表示日射量的衰减

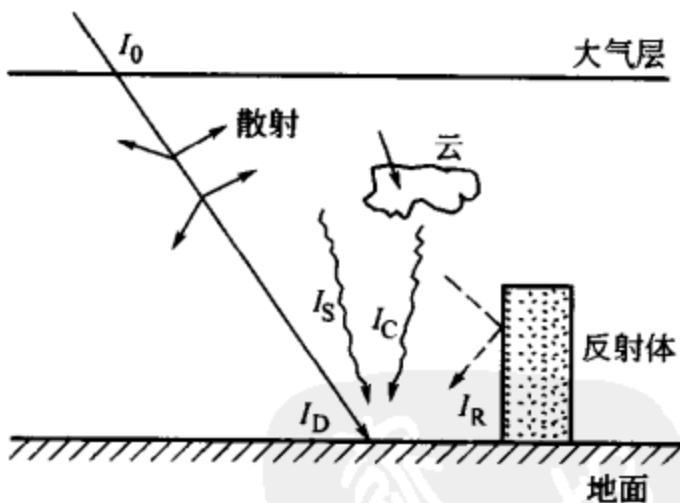


图 1-2 总日射量的组成

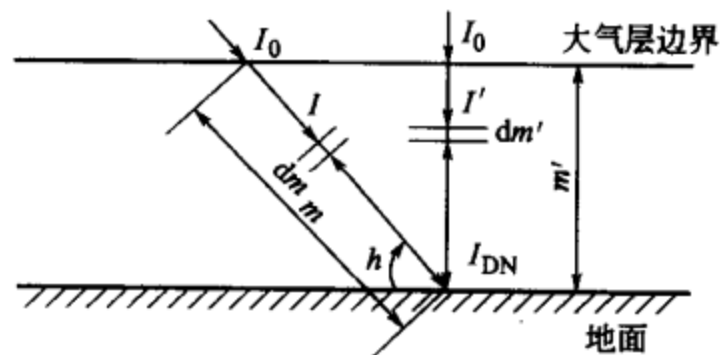


图 1-3 直射日射的计算

$$\frac{dI}{dm} = -kI \quad (1-3)$$

解上式则得出

$$I = I_0 e^{-km} \quad (1-4)$$



式中 k ——消光系数。

为了消去 k ，假定太阳在天顶时的日射量为 I' ，这时通过大气层的距离为 m' ，则

$$I' = I_0 e^{-km'} \quad (1-5)$$

由式(1-4)和式(1-5)可得出

$$I = I_0 \left(\frac{I'}{I_0} \right)^{m/m'} \quad (1-6)$$

I'/I_0 是太阳在天顶时地面上日射量和大气层外面日射量之比，它是衡量大气透明度的标准，称其为大气透过率，用 P 表示。 m/m' 是太阳高度为 h 和太阳在天顶时，其光线通路的长度比，由图 1-3 可知，它等于 $\text{csch} = 1/\sinh$ 。

因此，如果用 I_{DN} 表示地表面的法线上的直射日射量，则

$$I_{\text{DN}} = I_0 P^{1/\sinh} \quad (1-7)$$

P 值越接近 1，则意味着空气越清洁，它随着地区、季节、时间的不同而变化。

表 1-2 列出了日本东京不同季节大气透过率的平均值。早上和晚上 P 值大，可按下式求出

$$P = P_0 + a(\tau - 12)^2 \times 10^{-4} \quad (1-8)$$

式中， τ 为中央的标准时间； P_0 和 a 值也可由表 1-2 查出。

表 1-2 不同月份太阳位置、日射量等有关常数的标准值

项 目	符号	单位	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月
太阳赤纬	δ	(°)	-20.3	-11.7	0	11.7	20.3	23.4	20.3	11.7	0	-11.7	-20.3	-23.4
平均时差	e	min	-11.1	-13.8	-7.3	1.2	1.7	-1.6	-6.2	-3.0	6.9	15.2	14.0	1.8
太阳常数	I_0	kcal / (m ² · h)	1208	1200	1185	1165	1148	1133	1126	1132	1145	1162	1181	1198
大气透过率 (东京晴天)	P	—	0.80	0.79	0.74	0.74	0.70	0.66	0.68	0.69	0.75	0.76	0.77	0.78
式(1-8) 中的常数	P_0	—	0.80	0.79	0.74	0.72	0.70	0.60	0.62	0.63	0.70	0.76	0.79	0.80
	a	—	55	50	45	40	40	40	40	45	45	45	50	55

注：1kcal=4184J，下同。

$1/\sinh$ 称为大气质量，其值列入表 1-3 中。上述情况均假定地表面和大气层无限平行，但实际上它们是曲线，所以多少会存在一些误差。在表 (1-3) 中也给出了贝姆波若德 (Bemporad) 考虑了曲率变化而求出的值。

表 1-3 大气质量

h	90°	60°	45°	30°	15°	10°	5°	0°
$1/\sinh$	1.000	1.155	1.414	2.000	3.864	5.758	11.48	∞
贝姆波若德值	1.000	1.154	1.413	1.995	3.816	5.600	10.40	35~40



(2) 散射日射的计算

① 天空日射 I_S 伯兰基 (Berlage) 整理了晴天时天空日射量的观测值, 并假定天空是等辉度的散射面, 推导出可供一般使用的理论公式。水平天空日射量可用式(1-9)表示

$$I_{SH} = \frac{1}{2} I_0 \sinh \frac{1 - P^{\frac{1}{\sin^2 \alpha}}}{1 - 1.4 \ln P} \quad (1-9)$$

当倾斜面和水平面成 θ 角时, 可以用下式表示倾斜面上天空的日射量

$$I_{S\theta} = \left(\cos^2 \frac{\theta}{2} \right) I_{SH} \quad (1-10)$$

在垂直面上则为

$$I_{SV} = \frac{1}{2} I_{SH} \quad (1-11)$$

② 反射日射 I_R 如果假定前方地面的物体是完全的散射面, 其平均反射率为 ρ_0 , 则由于地面物体反射而进入倾斜角为 θ 表面的日射量为

$$I_{R\theta} = \left(1 - \cos^2 \frac{\theta}{2} \right) \rho_0 I_H \quad (1-12)$$

式中 I_H ——水平面上总日射量;
 ρ_0 ——平均反射率, 参见表 1-4。

表 1-4 各种地表面的反射率

地面类型	反射率/%	地面类型	反射率/%
干燥新雪地	80~95	小麦地	10~25
脏雪地	40~50	牧草地	15~25
黑土地	5~15	水田	23
湿的灰色土	10~20	针叶树林	10~15
干燥砂土地	25~45	阔叶树林	15~20

1.3 太阳方位的确定

计算进入集热器的日射量, 首先必须知道该地区不同季节、不同时刻太阳的位置。为了确定太阳的位置, 则必须求出太阳高度角 (h) 和方位角 (α)。如果用 φ 表示该地区的纬度, 用 δ 表示太阳赤纬 (太阳赤纬以一年为周期, 夏至是 $+23.5^\circ$, 冬至是 -23.5° , 春分和秋分是 0°), 用 t 表示时角 (正午的时角规定为 0° , 午前为负值, 午后为正值, 每小时变化 15°)。根据球面三角公式, h 和 α 可用下列公式表示

$$\sinh = \sin\varphi \sin\delta + \cos\varphi \cos\delta \cos t \quad (1-13)$$



$$\sin\alpha = \frac{\cos\delta\sin t}{\cosh} \quad (1-14)$$

当 $\sin\alpha > 1$ 时, 则表明 $|\alpha| > 90^\circ$, 此时不能使用上式, 必须用下式计算

$$\cos\alpha = \frac{\sinh\sin\varphi - \sin\delta}{\cosh\cos\varphi} \quad (1-15)$$

严格地讲, 随着年、月、日的不同, 太阳赤纬值也在变化, 应由理科年表查出, 但计算集热量时可使用表 1-2 (图 1-4)。

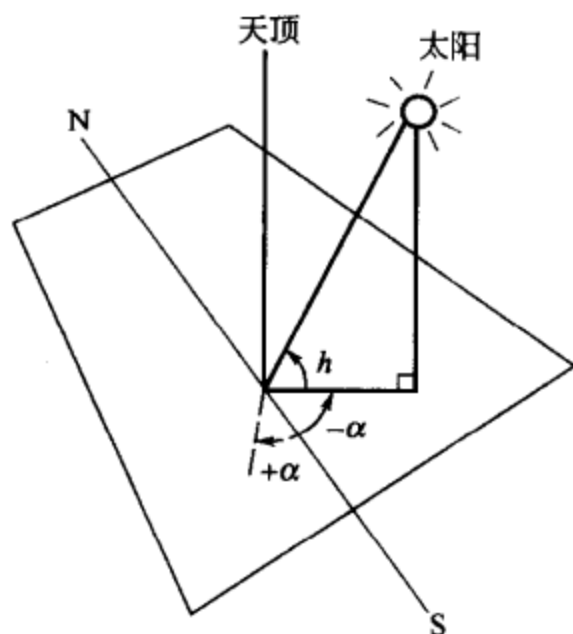


图 1-4 太阳方位的变化

由上式得到的值是以当地真太阳时为准求出的, 如果换算为以东经 135° (东京) 为基准的时间, 则对东经 135° 以东地区, 经度每变化 15° , 必须将时间调后 1h。由地球公转而引起的平均时差 (e), 每年约为 $\pm 15\text{min}$, 除了设计太阳计时器外, 其他情况可以忽略。如果在经度为 L 的地区, 时间用中央的标准时间 τ 表示, 则时角 t 可用下式计算

$$t = 15(\tau - 12) + L - 135 + \frac{e}{4} \quad (1-16)$$

对倾斜面的直射日射量, 如果用 I_{DN} 表示法线面上的直射日射量, 则水平面上的直射日射量 I_{DH} 可用式(1-17)表示

$$I_{DH} = I_{DN} \sinh \quad (1-17)$$

如果对垂直面的入射角为 γ , 则垂直面上的直射日射量为

$$I_{DV} = I_{DN} \times \cosh \cos\gamma \quad (1-18)$$

参见图 1-5, $\gamma = \alpha - \epsilon$ 。 ϵ 是壁面的法线与正南面的偏角, 其方向和方位角 α 的规定相同, 取向西侧为正。

可以用下式计算出入射到像集热器那样具有任意倾斜角 θ 和方位角 ϵ 的倾斜面的直射日射量 $I_{D\theta}$

$$I_{D\theta} = I_{DN} \cos\beta \quad (1-19)$$

$$\cos\beta = \sinh\cos\theta + \cosh\sin\theta\cos\gamma \quad (1-20)$$

当 $\cos\beta \leq 0$ 时, 则 $I_{D\theta} = 0$

例如, 计算在东京地区 1 月 15 日、晴朗天气、向南倾斜 45° 的倾斜面上每小时的日射量, 但散射日射中只包括天空日射。

步骤 1: 准备好像表 1-5 那样的计算表格和带函数的台式电子计算器。

步骤 2: 由表 1-2 和理科年表等查出东京的纬度 (φ)、经度 (L)、1 月的太

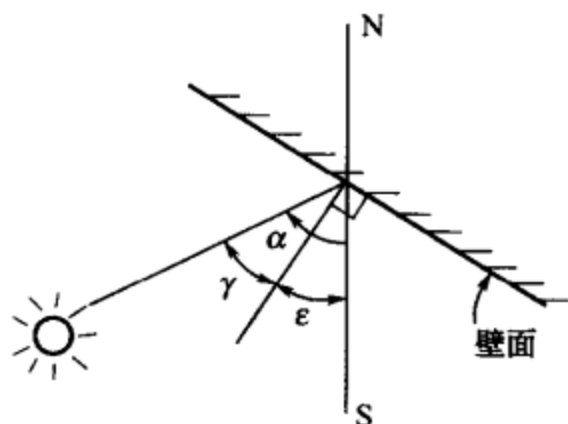


图 1-5 垂直面上的直射日射量

表 1-5 计算表格

项目	真太阳时	7时	8时	9时	10时	11时	12时	备注
		(17时)	(16时)	(15时)	(14时)	(13时)	(12时)	
$t/(\circ)$		-75	-60	-45	-30	-15	0	东京 $\varphi=35.68^\circ, L=139.77^\circ$
$h/(\circ)$		-0.30	10.29	19.65	27.22	32.24	34.02	1月 $\delta=-20.3^\circ, \theta=45^\circ$
$\alpha/(\circ)$			-55.64	-44.76	-31.83	-16.68	0	
$1/\sinh$			5.598	2.973	2.186	1.875	1.787	
$P^{1/\sinh}$			0.2867	0.5150	0.6140	0.6582	0.6711	$P=0.80$
$I_{DN}/[\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})]$			346.3	622.1	741.7	795.1	810.7	$I_0=1208$
$\cos\beta$			0.5190	0.7107	0.8577	0.9501	0.9817	
$I_{D\theta}/[\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})]$			179.7	442.1	636.2	755.4	795.9	$I_{D\theta}=I_{DN}\cos\beta$
$I_{SH}/[\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})]$			58.6	75.1	81.3	83.9	84.7	$\ln P=\ln 0.8=-0.2231$
$I_{S\theta}/[\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})]$			50.0	64.1	69.4	71.6	72.2	$\cos^2(\theta/2)=\cos^2 22.5^\circ=0.8536$
$I_\theta/[\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})]$			229.7	506.2	705.6	827.0	863.1	$I_\theta^\oplus=I_{D\theta}+I_{S\theta}$

① 时差 $t=15(12-12)+139.77-135+(-11.1/4)=1.995^\circ \approx 8(\text{min})$

即东京 (1/15) 在标准时间 11 点 52 分太阳正南。

阳赤纬 (δ)。

步骤 3: 规定 12 点时角 (t) 为 0° , 午前为负, 午后为正, 1h 为 15° 。由式 (1-13) 和式 (1-14) 计算太阳高度 (h)、太阳方位角 (α)。在 7 点时 $h < 0$, 所以可确定它是日出之前。

步骤 4: 由表 1-2 查出东京的 $P=0.80$ 。当准确计算时, 可按公式 (1-8) 求出随时间变化的值。

步骤 5: 按公式 (1-7) 计算法线面的直射日射量 (I_{DN})。

步骤 6: 按公式 (1-19)、公式 (1-20) 计算倾斜面的直射日射量 ($I_{D\theta}$)。

步骤 7: 按式 (1-9) 和式 (1-10) 计算水平面天空日射量 (I_{SH}) 和倾斜面天空日射量 ($I_{S\theta}$)。

步骤 8: 由 $I_\theta = I_{D\theta} + I_{S\theta}$ 求全天日射量。

图 1-6 是全天日射量和天空日射量的变化图。图中的点线是 HASP 标准年, 每月五天晴朗天气

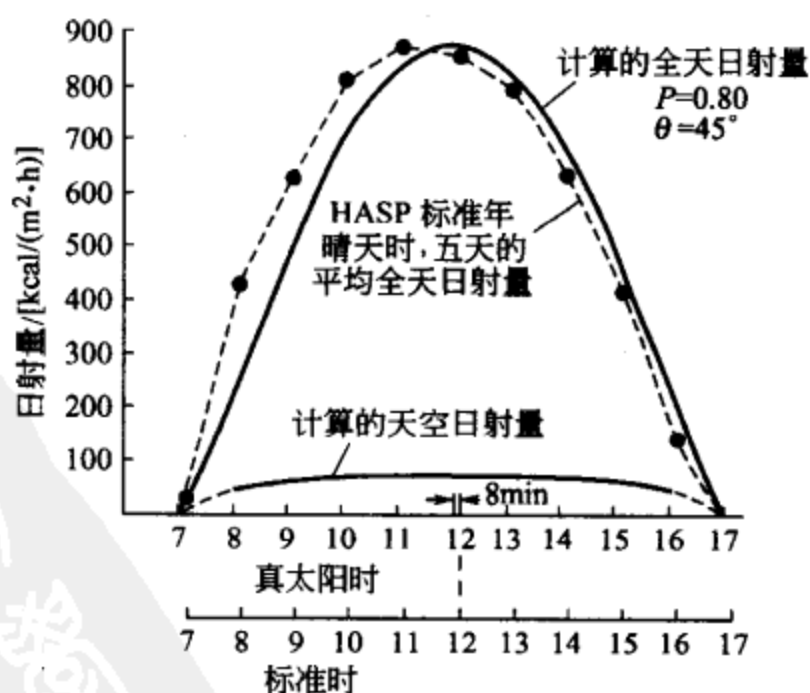


图 1-6 全天日射量和天空日射量的变化 (东京, 1月, 南面 45°)



时的平均全天日射量的实测值。

1.4 太阳辐射的测量

测量太阳辐射采用辐射计，辐射计主要有两种，一种是只测量直射光的直射辐射计，另一种是同时可以测定直射光和散射光的全天辐射计。供冷暖中一般使用的是全天辐射计。计算平板型集热器效率时，以能知道全天辐射为好。另外，当设计聚光型集热器时，必须知道直射日射量，所以需要直射辐射计。

(1) 全天辐射计 全天辐射计的检测端有用双金属片的机械型和用热电堆的电气型两种。洛比其辐射计是把涂黑的双金属片的一端固定，让另一端自由活动。当受到日射时，活动端的连接机构把产生的挠度加以放大并进行记录。这种装置在气象测定中早就开始使用，但是，这种辐射计需要对测定值进行修正和积分，所以从1970年开始逐步被热电堆所取代。

利用热电堆测定日射量的原理，就是利用日光照射在黑白两个环上，由于其吸热不同而产生微小的温差，测定出由此温差而形成的热电势，即可反应出不同的日射量。前几年使用的有埃普利 (Eppley) 辐射计，最近则把入射角性能较好的耐欧 (Neo) 辐射计定为标准型 [图 1-7(a)]。一般使用电子管式自动记录电位差计作为记录仪表。但是，由于在非晴朗天气时其测点很分散，按一定时间积分很困难。为此，可以把前面介绍的电位差计安装一个简单的积分量打点的积分变换器。再者，可以在全天辐射计上沿着太阳轨道设置遮蔽环或遮蔽圆板，把直射光遮住，因而能只测出散射的日射量。由此亦可对伯兰基推导的计算散射日射量的公式进行验证，并能从全天日射量中分别得到直射和散射的数据。

因为埃普利辐射计和耐欧辐射计的表面用球状玻璃遮着，所以它们不能测定大气辐射。根据情况可采用能够测定长波段范围的贝克曼 (Backman) 辐射计。

贝克曼辐射计的测定原理和埃普利辐射计等差不多，但其上下表面均是黑色的吸收面，所以能测量和里边的温差，而且也可以做成强制通风型，以便消除外界风速的影响。还有测定辐射热量绝对值和测地面与大气热交换量的辐射计，另外，还设计出在构造上和埃普利辐射计相同、但为了能测定低温辐射而贴有聚乙烯薄膜盖的特殊的辐射计，以使用于农业方面。

(2) 直射辐射计 直射辐射计有以下几种：有由阿包特 (Abbot) 设计的流水式辐射计，其吸收日射的部位设在只能让直射光通过的圆筒深处，通过其冷却水的流量和温度差来求出日射量；还有与上述构造相同，只是紧贴其吸收部位放置一个温度计，可读取一定时间（数秒）内的日射所引起的温度上升值的银盘式辐射计；以及奥古斯特洛姆 (Ångstrom) 设计的奥古斯特洛姆补偿式辐射计，



这种仪器是通过用电加热一个不受日光照射的锰铜片，使其达到与受日光照射而被加热的锰铜片的温度相等，从所消耗的电量来推算出日射量。

无论如何，想靠导入圆筒完全遮住散射光是困难的。特别是因为太阳周边光线非常强，所以容易造成很大的测定误差。对太阳热发电来说，因为取的聚光倍率大，只有真正太阳光球部分（视角约 $32'$ ）的日射光能够聚光，所以严格地计量直射光是不太可能的。



第2章 太阳集热器

2.1 概述

太阳集热器是吸收太阳能量并将产生热能传递到传热工质的一种装置。它是太阳能制冷系统的重要组成部分，在太阳能供冷暖、供热水系统中也是很关键的部件。它的性能和成本对整个系统的成败起着决定性的作用。

太阳能供暖和热水系统所需温度低于 60°C ，所以一般可使用价钱便宜而且构造简单的平板型集热器。对制冷来说，如使用吸收式制冷机，其集热温度需要在 $80\sim 100^{\circ}\text{C}$ ，经过研制改进，一种应用热水的两级溴化锂吸收式制冷机驱动热源的温度也需要 $60\sim 85^{\circ}\text{C}$ 。使用朗肯循环制冷机时，集热温度则需要在 $120\sim 130^{\circ}\text{C}$ 。若使用氨-水-氢三工质吸收-扩散式循环制冷时，在制冷机芯加热段的温度需要达到 $150\sim 170^{\circ}\text{C}$ ，因此需要中、高温集热器，而效率不能太低，否则成本太高。对此根据目前技术的发展，应用下述的措施达到较高集热温度的要求。当选用平板型集热器供吸收式制冷用时，集热板选用选择性涂层，或者利用具有蜂窝状结构的集热器。而使用朗肯循环机时，一般需使用聚光型集热器，亦可使用特殊的非聚光型真空管集热器。真空管集热器是最近发展起来的，而且已经成熟和商品化的集热器。真空管集热器的吸热板和透明盖板之间是真空状态，以防止对流热损失，同时其吸热板带有选择性涂层，从而大大提高集热器的效率。

根据聚光方法和防止热损失方法的不同，聚光型集热器也有各种不同型式。因其吸收体面积一般小于受光面积，所以热损失小，适用于高温集热。由于采用真空隔热、选择性镀层、选择性反射膜等，聚光型集热器的集热温度可达 $300\sim 500^{\circ}\text{C}$ 。但这种系统需要有太阳跟踪设备，用于一般住宅是有困难的。另外，聚光型集热器的特性是只能利用太阳光线的直射光部分，不能利用在城市四周的散射光（约占 30%），这也是它不适用供冷暖系统的原因之一。

另外的措施是采用辅助加热，提高从集热器出来的工质温度，以满足制冷机



的要求。应用辅助能源往往是不可缺少的，但必须要有最佳的配合和有效的控制方案。

2.2 太阳集热器的分类

太阳集热器有许多种分类方法，例如，按传热工质的类型；按进入采光口的太阳辐射是否改变方向；按是否跟踪太阳；按是否有真空空间；按工作温度范围等。

(1) 按集热器内传热工质分类

① 液体集热器 液体集热器是用液体如水作为传热工质的太阳集热器。

② 空气集热器 空气集热器是用空气作为传热工质的太阳集热器。

(2) 按进入采光口的太阳辐射是否改变方向分类

① 聚光型集热器 聚光型集热器是利用反射器、透镜或其他光学器件将进入采光口的太阳辐射改变方向并会聚到吸热体上的太阳集热器。

② 非聚光型集热器 非聚光型集热器是进入采光口的太阳辐射不改变方向也不集中射到吸热体上的太阳集热器。

(3) 按集热器是否跟踪太阳分类

① 跟踪集热器 跟踪集热器是以绕轴或双轴旋转方式全天跟踪太阳视运动的太阳集热器。

② 非跟踪集热器 非跟踪集热器是全天都不跟踪太阳视运动的太阳集热器。

(4) 按集热器内是否有真空空间分类

① 平板型集热器 平板型集热器是吸热体表面基本上为平板形状的非聚光型集热器。

② 真空管集热器 真空管集热器是采用透明管（通常为玻璃管）、管壁和吸热体之间有真空空间的太阳集热器。其中吸热体可以由一个内玻璃管组成，也可以由另一种用于转移热能的元件组成。

(5) 按集热器的工作温度范围分类

① 低温集热器 低温集热器是工作温度在 100°C 以下的太阳集热器。

② 中温集热器 中温集热器是工作温度在 $100\sim 200^{\circ}\text{C}$ 的太阳集热器。

③ 高温集热器 高温集热器是工作温度在 200°C 以上的太阳集热器。

以上分类的各种太阳集热器实际上是相互交叉和关联的。例如，某一台液体集热器可以是平板型集热器，自然也是非聚光型集热器及非跟踪集热器，属于低温集热器；另一台液体集热器，可以是真空管集热器，又是聚光型集热器，但也是非跟踪集热器，属于中温集热器等。



以上分类的各种太阳集热器还可以进一步细分，而且细分又有不同的分类方法。下面仅以聚光型集热器为例。

聚光型集热器可以用以下几种方法分类。

(1) 按聚光是否成像

① 成像集热器 成像集热器是使太阳辐射聚焦，即在接收器上形成焦点（焦斑）或焦线（焦带）的聚光型集热器。

② 非成像集热器 非成像集热器是使太阳辐射会聚到一个较小的接收器上而不使太阳辐射聚焦，即在接收器上不形成焦点（焦斑）或焦线（焦带）的聚光型集热器。

(2) 按聚焦的形式

① 线聚焦集热器 线聚焦集热器是使太阳辐射会聚到一个平面上并形成一条焦线（或焦带）的聚光型集热器。

② 点聚焦集热器 点聚焦集热器是使太阳辐射基本上会聚到一个焦点（或焦斑）的聚光集热器。

(3) 按反射器的类型

① 槽形抛物面集热器 又称为抛物槽集热器，它是通过一个具有抛物线横截面的槽形反射器来聚集太阳辐射的线聚焦集热器。

② 旋转抛物面集热器 又称为抛物盘集热器，它是通过一个由抛物线旋转而成的盘形反射器来聚集太阳辐射的点聚焦集热器。

(4) 其他聚光型集热器

① 复合抛物面集热器 又称为 CPC 集热器，它是利用若干块抛物面镜组成的反射器来会聚太阳辐射的非成像集热器。

② 多反射平面集热器 多反射平面集热器是利用许多平面反射镜片将太阳辐射会聚到一小面积上或细长带上的聚光型集热器。

③ 菲涅耳集热器 菲涅耳集热器是利用菲涅耳透镜（或反射镜）将太阳辐射聚焦到接收器上的聚光型集热器。

2.3 平板型太阳集热器

2.3.1 平板型太阳集热器的结构

平板型太阳集热器的主要构成部件有吸热板、透明盖板、隔热层、外壳等组成。聚光型集热器除了上述几部分外，还有反射材料（图 2-1）。

当平板型集热器工作时，太阳辐射穿过透明盖板后投射在吸热板上，被吸收并转换成热能，然后将热量传递给吸热板内的传热工质，使传热工质的温度升

高，作为集热器的有用能量输出。与此同时，温度升高后的吸热板不可避免地要通过传导、对流和辐射等方式向四周散热，成为集热器的热量损失。

(1) 吸热板 吸热板也可称做集热板，它具有把太阳辐射转换为热能，并将热能传送给工质（水）的功能。

图 2-2 是一种带肋片传热管的吸热板，它由集热管、集热肋片、吸热板表面涂层等组成。集热管和集热肋片可以采用不同的材料制作。

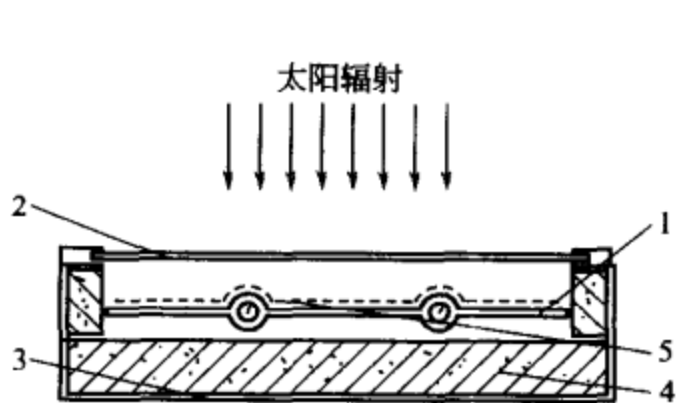


图 2-1 平板型集热器结构简图

1—吸热板；2—透明盖板；3—外壳；
4—隔热材料；5—吸收涂层

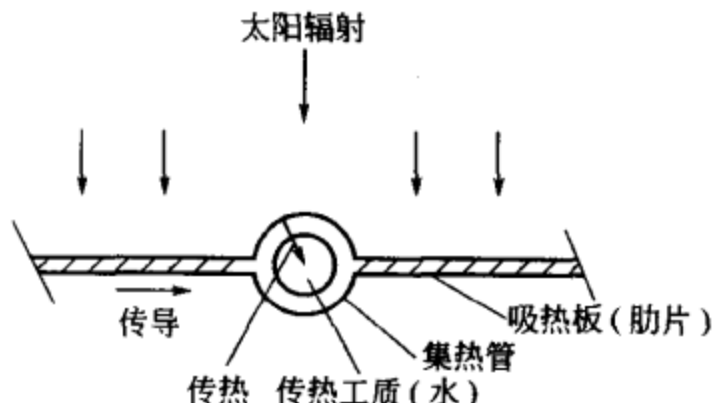


图 2-2 吸热板的构造

肋片材料的导热系数要大，价格要便宜，加工性能要好。铝和铜较好，但采用铁、不锈钢、合成树脂等材料时，把肋片的长度缩短一些，集热管排得密一些，也可以弥补其缺点。

集热管导热系数的大小和耐压性能好坏虽然是值得注意的问题，但耐腐蚀性比这些更重要。铜、不锈钢和合成树脂等耐腐蚀性能比较好。铝一般抵抗点腐蚀的性能弱，经氧化铝膜或替代腐蚀处理后可以改善一些。

由于金属材料多少存在腐蚀问题，所以根据使用的目的不同，必须采用防腐剂或其他防腐措施。如果使用铜管和铝肋片这种不同的材料组合时，可以避免它们各自的缺点，但是必须注意制造方法和产生的接触热阻问题。并且，如以肋片作为选择性涂层的基板时，则应使用易于进行选择层处理而且耐久性和耐热性好的材料。

1986 年，我国从加拿大引进了一条具有国际先进水平的铜铝复合太阳条生产线，尔后该项技术辐射到沈阳、烟台、广州、昆明、兰州等地，在全国又相继建立起十几条铜铝复合生产线。该项技术是将铜管置于两条铝板之间热碾压在一起，然后再用高压空气将它吹胀成型。使铜铝材料很好地组成吸热板的构件。

近年来，全铜吸热板正在我国逐步兴起，它是铜管和铜板通过高频焊接或超声焊接工艺而连接在一起。全铜吸热板具有铜铝复合太阳条的所有优点：a. 热效率高，无结合热阻；b. 水质清洁，铜管不会被腐蚀；c. 保证质量，整个生产

过程实现机械化；d. 耐压能力强，铜管可以承受较高的压力。

集热管不限于只制作成圆形，重要的是布置管子时要保证具有足够的传热面积，压力损失要小。并且要注意，即使流量有一定的变化在管束之间也不应产生不均匀的流动现象。而且希望集热管能自动排水和便于排除空气。

根据国家标准 GB/T 6424—1997 《平板型太阳集热器技术条件》，吸热板有如下主要结构型式（图 2-3）。

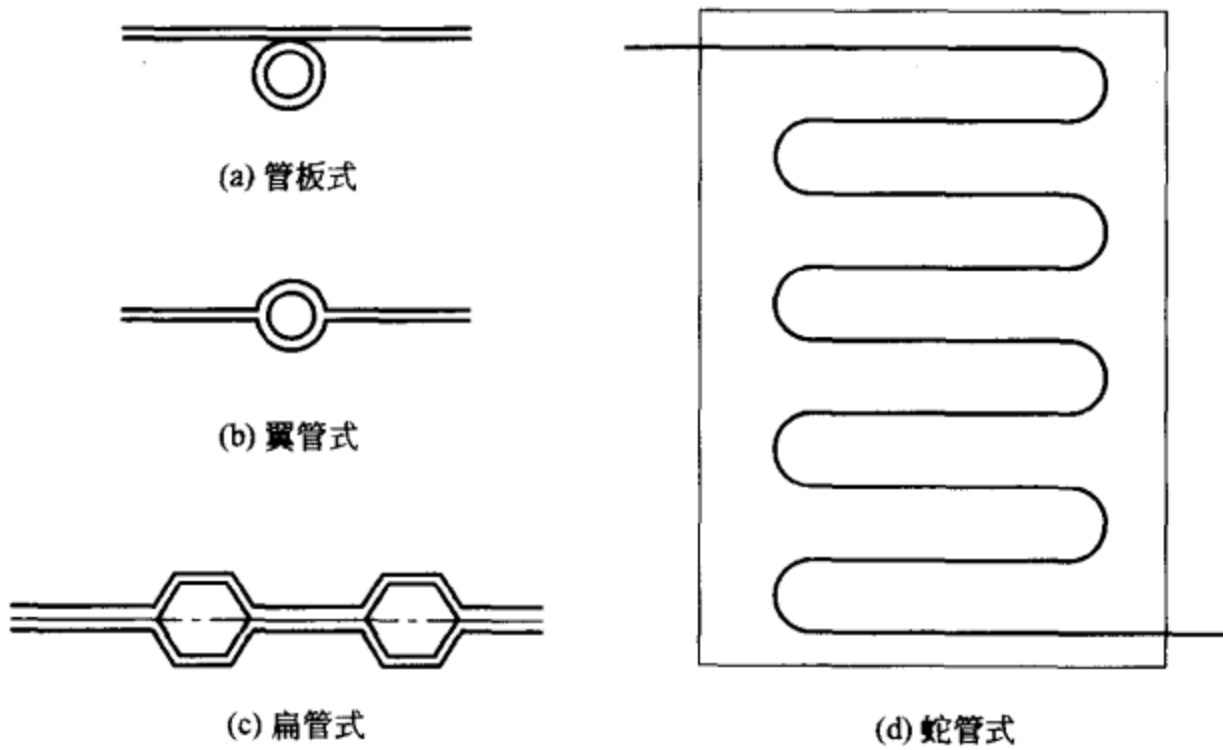


图 2-3 吸热板的主要型式

① 管板式吸热板 是将排管与平板以一定的结合方式连接构成吸热条带，然后再与上下集管焊接成吸热板。这是目前国内外使用比较普遍的吸热板结构类型。排管与平板的结合有很多种方式，目前较先进的有热碾压吹胀、高频焊接、超声焊接等。

② 翼管式吸热板 是利用模子挤压拉伸工艺制成金属管两侧连有翼片的吸热条，然后再与上下集管焊接成吸热板，吸热板材料一般采用铝合金。

③ 扁管式吸热板 是将两块金属板分别模压成型，然后再焊接成一体构成吸热板。吸热板材料可采用不锈钢、铝合金、镀锌钢。通常，流体通道之间采用点焊工艺，吸热板四周采用滚焊工艺。

④ 蛇管式吸热板 是金属管弯曲成蛇形。这种结构类型在国外使用较多。吸热板材料一般采用铜，焊接工艺可采用高频焊接或超声焊接。

(2) 透明盖板 透明盖板是平板型集热器中覆盖吸热板、并由透明（或半透明）材料构成的板状部件。它的功能主要有三个：一是透过太阳辐射，使其投射在吸热板上；二是保护吸热板，使其不受灰尘及雨雪的侵蚀；三是形成温室效

应，阻止吸热板在温度升高后通过对流和辐射向周围环境散热。

透明盖板的材料主要有两大类：平板玻璃和玻璃钢板。但两者相比，目前国内使用更广泛的还是平板玻璃。

① 平板玻璃 平板玻璃具有红外透射比低、导热系数小、耐候性能好等特点。这些方面无疑可以很好地满足太阳集热器透明盖板的要求。但是对平板玻璃来说，太阳辐射透过率比和冲击强度差是需重视的问题。

平板玻璃中一般都含有三氧化二铁 (Fe_2O_3) 成分，而 Fe_2O_3 是会吸收波长范围集中在 $2\mu\text{m}$ 以内的太阳辐射。玻璃中 Fe_2O_3 含量越高，则吸收太阳辐射的比例越大 (图 2-4)。

从图 2-4 可以看出，a. Fe_2O_3 含量在 0.02% 的情况下，玻璃对太阳辐射的吸收可以忽略不计，整个波长范围内的单色透射比基本保持不变，因而玻璃的透过率比较高；b. 在 Fe_2O_3 含量提高到 0.10% 的情况下，玻璃对太阳辐射的吸收开始明显，波长在 $2\mu\text{m}$ 以内的单色透射比下降，因而玻璃的透过率下降；c. 在 Fe_2O_3 含量高达 0.5% 的情况下，玻璃对太阳辐射的吸收非常厉害，波长 $2\mu\text{m}$ 以内的单色透射比严重下降，因而玻璃的透过率很低；d. 不管 Fe_2O_3 的含量多少，各种平板玻璃在波长 $2.5\mu\text{m}$ 以上的单色透射比都是微乎其微，所以具有红外透射低的特点。

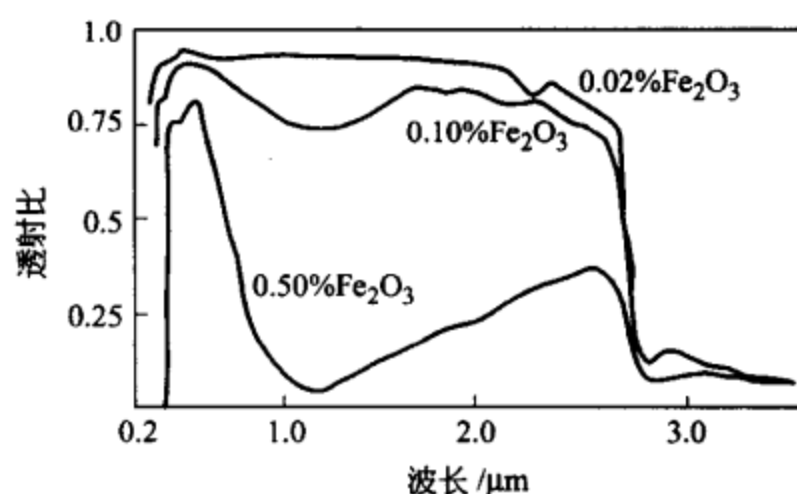


图 2-4 不同 Fe_2O_3 含量、厚度 6mm 玻璃的单色透射比与波长的关系

我国目前常用的透明盖板材料是普通平板玻璃，由于玻璃中有较多的 Fe_2O_3 ，也就是通常所说的含铁量较高，造成玻璃的太阳透射比不高。据了解，国内 3mm 厚普通平板玻璃的太阳透射比一般都在 0.83 以下，有的甚至低于 0.76，而根据国家标准 GB/T 6424—1997 的规定，透明盖板的太阳透射比应不低于 0.78。相比之下，发达国家生产用于太阳集热器的低铁平板玻璃，其太阳透射比高达 0.90~0.91。

另一方面，玻璃的透射比因入射角不同而不同，入射角由 0° 变到 60° 左右时变化不大，当入射角大于 60° 时，透射比将迅速降低。玻璃本身吸收约为 4%~6%，玻璃表面会有一些的反射，约为 8% 左右；如果涂上防反射漆，可以降低反射率，但作为集热器用，价格太贵。以上措施可使透射比达到 0.92~0.94。图 2-5 是标准厚玻璃板的透射比、吸收率和入射角的关系。

普通平板玻璃的冲击强度低、易破碎，但只要经过钢化处理，就可以有足够



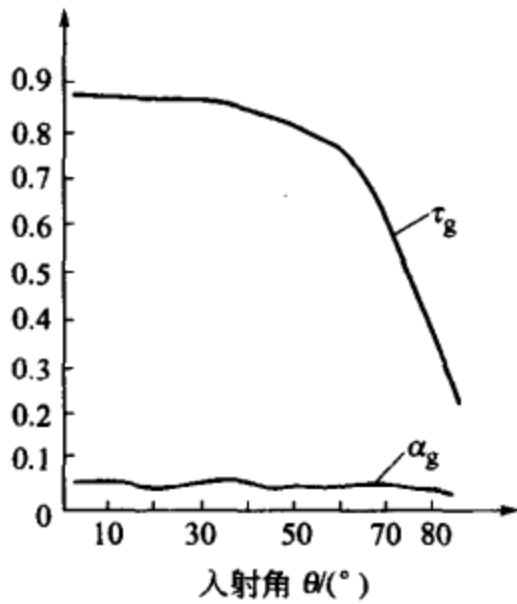


图 2-5 标准厚玻璃板的透射比 (τ_g)、吸收率 (α_g) 和入射角的关系

的冲击强度。因此，尽可能选用钢化玻璃作为透明盖板，确保集热器可以经受防冰雹试验的考验。

② 玻璃钢板 玻璃钢板（即玻璃纤维增强塑料板）具有太阳透射比高、导热系数小、冲击强度高特点，在这些方面无疑也可以很好地满足太阳集热器透明盖板的要求。玻璃钢板的单色透射比与波长的关系曲线表明，单色透射比不仅在 $2\mu\text{m}$ 以内有很高数值，而且在 $2.5\mu\text{m}$ 以上仍有较高数值。因此，玻璃钢板的太阳透射比一般都在 0.88 以上，它的红外透射比也比平板玻璃高得多。

通过使用高键能树脂和胶衣，可以减少受紫外线破坏的程度，具有较好的耐候性能。但是，玻璃钢板的使用寿命是不能跟作为无机材料的平板玻璃相比的。

当然，玻璃钢板具有一些平板玻璃所没有的特点，如便于运输与安装、加工性能好等。

③ 透明盖板的层数和与吸热板的间距 透明盖板的层数取决于要求太阳集热器的工作温度和使用地区的室外温度。在应用于制冷空调时，传热工质温度较高，因此采用双层玻璃可以减少集热器的对流和辐射的热损失，但同时大幅度降低实际有效的太阳透射比。实际很少采用三层玻璃作为透明盖板，同时在外界温度很低的高寒地区，由于太阳辐射较好，也可考虑双层玻璃作为透明盖板。

对吸热板和透明盖板之间的距离，国内外文献提出过各种不同的数值，有的还根据平板夹层内空气自然对流换热机理提出了最佳间距。由不同分析得出，透明盖板和吸热板之间距离应大于 20mm。

(3) 隔热层 隔热层的主要作用是防止集热器向后侧散热。在吸热板后面设置隔热层的厚度取决于总的隔热材料的费用、施工费用和壳体增加的费用以及集热温度、室外气温、集热时间和所节省的能量费用。对于供暖、供热水，可用 15~50mm 即可。对于制冷空调用集热器的集热，隔热层厚度应在 25~75mm。侧面的隔热层也需相同的厚度。

用于隔热层的材料有岩棉、矿棉、聚氨酯、聚苯乙烯等。根据国家标准 GB/T 6424—1997 的规定，隔热层材料的导热系数应不大于 $0.055\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，以上几种材料都能满足要求。聚苯乙烯只允许耐温 70°C 。所以这种材料不理想，由于它便宜并具有耐水性能，一般在热水器上可使用。泡沫聚氨酯、泡沫聚乙烯等可耐 100°C 左右，玻璃棉能耐温达 400°C 。这些能适用于较高工作温度的集

用于隔热层的材料有岩棉、矿棉、聚氨酯、聚苯乙烯等。根据国家标准 GB/T 6424—1997 的规定，隔热层材料的导热系数应不大于 $0.055\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，以上几种材料都能满足要求。聚苯乙烯只允许耐温 70°C 。所以这种材料不理想，由于它便宜并具有耐水性能，一般在热水器上可使用。泡沫聚氨酯、泡沫聚乙烯等可耐 100°C 左右，玻璃棉能耐温达 400°C 。这些能适用于较高工作温度的集

热器。

玻璃棉有吸水性问题，但它不像硅酸钙保温板那样一见水就坏，即使由于漏水而引起暂时的浸水时，它能自然干燥，并恢复原状，因此问题不大。

目前，有用带铝箔的玻璃棉板的，估计将来用聚氨酯注入发泡或利用蜂窝状结构的会逐步增加。这些材料不仅能起隔热的作用，同时还能增加整个集热器的刚性，具有构造体的作用，并有可能降低集热器的成本。特别是蜂窝层状结构有刚性，如能和增强玻璃很好的组合，则可做成基本无框的集热器。

(4) 选择性涂层 作为吸收日射部分的吸热板表面涂层，应该尽可能地提高日射的吸收率，同时要具有耐热性、耐久性以及良好的传热性能。太阳能吸收涂层可分为两大类：非选择性吸收涂层和选择性吸收涂层。非选择性吸收涂层是其光学特性和辐射波长无关的吸收涂层；选择性吸收涂层则是指其光学特性随辐射波长不同有显著变化的吸收涂层。

以往用涂漆法或化学处理法在板面上涂刷一种用碳和无机黑色颜料作为基本材料的耐热漆便是非选择性吸收涂层。这种去掉光泽的涂漆表面，吸收率 α 达到95%是不困难的。但是这种油漆存在剥落和耐热性问题，而且在光辐射热性能方面不能满足要求。特别是对空调制冷用太阳能集热板表面，必须应用选择性吸收涂层。

太阳辐射可近似地认为是温度为6000K的黑体辐射，约90%的太阳辐射能集中在 $0.3\sim 2\mu\text{m}$ 波长范围内；而太阳集热器的吸热体一般为 $400\sim 1000\text{K}$ ，其热辐射能主要集中在 $2\sim 30\mu\text{m}$ 波长范围内。因此，采用对不同波长范围的辐射具有不同辐射特性的涂层材料，具体地讲，就是采用既有高的太阳吸收比又有低的发射率的涂层材料，就可以在保证尽可能多地吸收太阳辐射的同时，又尽量减少吸热板本身的热辐射损失。

前面说到的非选择性吸收涂层在吸收太阳辐射时吸收率很高，同时低温从吸热板辐射出去的辐射率也较高，所以不能满足要求。在供暖和供热水系统中，因为集热温度低于 60°C ，所以其对流热损失比辐射热损失大；而制冷用的集热温度达 90°C 以上，所以其辐射热损失比对流热损失要大，因而采用选择性吸收膜减少辐射热损失效果好。选择性吸收涂层吸收率较高而在低温辐射率较低。表示选择性吸收涂层的指标是 α/ϵ 。 α/ϵ 越大，则性能越好。

选择性吸收涂层可以用多种方法制备，如喷涂方法、化学方法、电化学方法、真空蒸发方法、磁控溅射方法等。采用这些方法制备的选择性吸收涂层，绝大多数的太阳吸收比都可达到0.9以上，但是它们可达到的发射率范围却有明显的区别，如表2-1所示。



表 2-1 各种方法制备的选择性吸收涂层的发射率 ε

制备方法	涂层材料举例	ε
喷涂方法	硫化铅、氧化钴、氧化铁、铁锰铜氧化物	0.30~0.50
化学方法	氧化铜、氧化铁	0.18~0.32
电化学方法	黑铬、黑镍、黑钴、铝阳极氧化	0.08~0.20
真空蒸发方法	黑铬/铝、硫化铅/铝	0.05~0.12
磁控溅射方法	铝-氮/铝、铝-氮-氧/铝、铝-碳-氧/铝、不锈钢-碳/铝	0.04~0.09

单从发射率的性能角度出发，上述各种方法优劣的排列顺序应是：磁控溅射方法、真空蒸发方法、电化学方法、化学方法、喷涂方法。每种方法所得的发射率值都有一定的范围，具体涂层的实际发射率值取决于制备该涂层工艺化的程度。

制冷用的太阳集热板板温较高，应用选择性吸收涂层时必须注意涂层的耐热界限，如镍黑（硫化镍）在空气紫外线照射下不稳定，而硫化镍-硫化锌（NiS-ZnS）膜在太阳光下是稳定的，可耐 280℃ 高温，但对高温多湿则抵抗力弱。在澳大利亚，把氧化铜（CuO）和硫化锌膜主要用作供热水的吸收膜，有数年的使用实践，性能稳定，处理方法很简单。氧化铬系（CrO_x）对供冷暖用是最稳定的，但必须注意防止处理时产生公害。

除了上述的选择性吸收涂层外，还可以对透明盖板进行处理，使它能够反射吸收体发出的低温辐射而不氧化。曾有人把氧化铟等半导体进行真空镀膜或在其上面附上一层干涉膜，但必须考察其耐热、耐久性问题，减少辐射热损失同时也会带来透过率的降低，必须综合考虑。

在吸热板和玻璃之间，放置蜂窝状结构的材料能防止对流损失，同时也具有减少辐射热损失的效果。

(5) 外壳 壳体和透明盖板都对吸热板和隔热材料起保护作用，它们可保护集热器免受外力作用，并将受的力传递给支架。所以外壳具有构造材料和装饰材料的功能。

一般可以用钢、铝合金、不锈钢、玻璃钢、塑料等为壳体材料。钢板便宜，而且强度大，故使用较多，但是，由于使用条件较差，尽管有烤漆，一般也用不到 10 年。而且用于住宅时，还不能做到定期重涂，所以更成问题。为了提高外壳的密封性，有的产品已采用铝合金板一次模压成型工艺，应用大批量生产可降低成本。

作为密封材料的腻子子和垫圈等也必须足够地重视。对于具有选择性吸收涂层的太阳集热器，严密性好是不可缺少的，至少应该保证不致由于水分而引起吸

收涂层的劣化。

2.3.2 平板型太阳集热器的热性能计算

在设计太阳能制冷系统时，首先要确定太阳能集热器的热性能，主要是集热器工质的出口温度、集热量、集热效率等。通过实验的方法或计算的方法求得其热性能，最后有必要在自然的太阳光下对实物进行校验。

由于太阳辐射量、室外气温、风速等时刻都在变化，在这些不规则的气象条件影响下，持续地准确测量集热性能是不容易的，其数据通用化的整理工作也很复杂。因此进行初步的计算太阳集热器热性能是必要的。

根据能量守恒定律，在稳定状态下，从集热器在规定时段内输出的有用能量等于同一时段内入射在集热器上的太阳辐射能量减集热器对周围环境损失的能量。

由此可得

$$Q_v = Q_A - Q_L \quad (2-1)$$

式中 Q_v ——集热器在规定时间内输出的有用能量，W；

Q_A ——同一时段内入射在集热器上的太阳辐射能量，W；

Q_L ——同一时段内集热器对周围环境散失的能量，W。

如图 2-6 所示，平板型集热器的总散热损失 Q_L 是由顶部散热损失 Q_t 、底部散热损失 Q_b 和侧面散热损失 Q_e 三部分组成，即

$$Q_L = Q_t + Q_b + Q_e$$

$$Q_L = A_t U_t (t_p - t_a) + A_b U_b (t_p - t_a) + A_e U_e (t_p - t_a) \quad (2-2)$$

式中 U_t 、 U_b 、 U_e ——顶部、底部、侧面热损系数，W/(m²·K)；

A_t 、 A_b 、 A_e ——顶部、底部、侧面面积，m²。

(1) 顶部热损系数 U_t 集热器的顶散热损失是由对流和辐射两种换热方式引起的，它既包括吸热板与透明盖板之间的对流和辐射换热，又包括透明盖板与周围环境的对流和辐射换热。一般说来，顶部散热损失在数量上比底部散热损失、侧面散热损失都

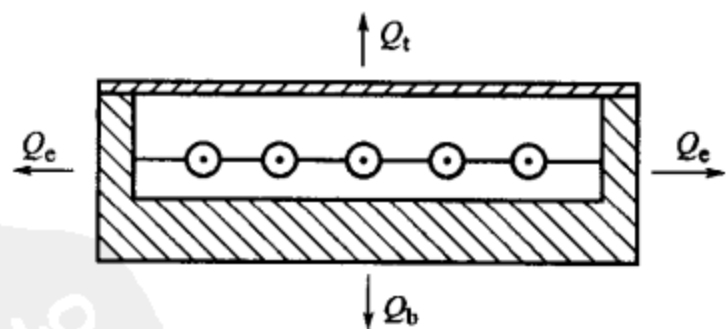


图 2-6 平板型集热器散热损失示意图

大得多。因而是集热器总散热损失的主要部分。顶部热损系数 U_t 的计算比较复杂，因为在吸热板温度和环境温度数值都已确定的条件下，透明盖板温度仍是个未知数，需要通过数学上的迭代法才能计算出来。

为了简化计算，克莱恩 (Klein) 提出了一个计算 U_t 的经验公式



$$U_t = \left[\frac{N}{\frac{344}{T_p} \times \left(\frac{T_p - T_a}{N + f} \right)^{0.31} + h_w} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a) \times (T_p^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\epsilon_p + 0.0425N(1 - \epsilon_p)} + \frac{2N + f - 1}{\epsilon_g} - N} \quad (2-3)$$

其中

$$f = (1.0 - 0.04h_w + 5.0 \times 10^{-4}h_w^2) \times (1 + 0.058N) \quad (2-4)$$

$$h_w = 5.7 + 3.8v \quad (2-5)$$

式中 N ——透明盖板层数；

T_p ——吸热板温度，K；

T_a ——环境温度，K；

ϵ_p ——吸热板的发射率；

ϵ_g ——透明盖板的发射率；

h_w ——环境空气与透明盖板的对流换热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

v ——环境风速，m/s；

σ ——斯蒂芬-玻尔兹曼常数， $5.669 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ 。

对于 $40 \sim 130^\circ C$ 的吸热板温度范围，采用克莱恩 (Klein) 公式的计算结果跟采用迭代法的计算结果非常接近，两者偏差在 $\pm 0.2 W/(m^2 \cdot K)$ 之内。

(2) 底部热损系数 U_b 。集热器的底部散热损失是通过底部隔热层和外壳以热传导方式向环境空气散失的，一般可作为一维热传导处理，有

$$Q_b = A_b \frac{\lambda}{\delta} (t_p - t_a) \quad (2-6)$$

由此将式(2-2)与式(2-6)进行对照，可得底部热损系数 U_b 的计算公式

$$U_b = \frac{\lambda}{\delta} \quad (2-7)$$

式中 λ ——隔热层材料的导热系数， $W/(m \cdot K)$ ；

δ ——隔热层的厚度，m。

由式(2-7)可见，如果底部隔热层的厚度为 $0.03 \sim 0.05m$ ，底部隔热层材料的导热系数为 $0.03 \sim 0.05 W/(m \cdot K)$ ，那么底部热损系数 U_b 为 $0.6 \sim 1.6 W/(m^2 \cdot K)$ 。

(3) 侧面热损系数 U_e 。集热器的侧面散热损失是通过侧面隔热层和外壳以热传导方式向环境空气散失的。侧面热损系数 U_e 的计算公式也可表示为

$$U_e = \frac{\lambda}{\delta} \quad (2-8)$$

如果侧面隔热层的厚度及隔热层材料的导热系数跟底部相同，那么侧面热损系数 U_e 的数值范围也跟底部相同。然而，由于侧面的面积远小于底部的面积，

所以侧面散热损失远小于底部散热损失。

下面引入集热器效率和效率曲线。

(1) 集热器效率方程 在式(2-1)中, Q_A 和 Q_L 的表达式分别为

$$Q_A = AG(\tau\alpha)_e \quad (2-9)$$

$$Q_L = AU_L(t_p - t_a) \quad (2-10)$$

式中 A ——集热器面积, m^2 ;

G ——太阳辐照度, W/m^2 ;

$(\tau\alpha)_e$ ——透明盖板透射比与吸热板吸收比的有效乘积;

U_L ——集热器总热损系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

t_p ——吸热板温度, $^{\circ}C$;

t_a ——环境温度, $^{\circ}C$ 。

将式(2-9)和式(2-10)代入式(2-1), 可得到

$$Q_v = AG(\tau\alpha)_e - AU_L(t_p - t_a) \quad (2-11)$$

集热器效率的定义为, 在稳态(或准稳态)条件下, 集热器传热工质在规定时段内输出的能量与规定的集热器面积和同一时段内入射在集热器上的太阳辐照量的乘积之比, 即

$$\eta = \frac{Q_v}{AG} \quad (2-12)$$

式中, η 为集热器效率。

将式(2-12)代入式(2-11), 整理后可得到

$$\eta = (\tau\alpha)_e - U_L \frac{t_p - t_a}{G} \quad (2-13)$$

由于吸热板温度不容易测定, 而集热器进口温度和出口温度比较容易测定, 所以集热器效率方程也可以用集热器平均温度 $t_m = (t_i + t_e)/2$ 来表示。

$$\begin{aligned} \eta &= F' \left[(\tau\alpha)_e - U_L \frac{t_m - t_a}{G} \right] \\ &= F' (\tau\alpha)_e - F' U_L \frac{t_m - t_a}{G} \end{aligned} \quad (2-14)$$

式中 F' ——集热器效率因子;

t_m ——集热器平均温度, $^{\circ}C$;

t_i ——集热器进口温度, $^{\circ}C$;

t_e ——集热器出口温度, $^{\circ}C$ 。

集热器效率因子 F' 的物理意义是, 集热器实际输出的能量与假定整个吸热板处于工质平均温度时输出的能量比。



以管板式集热器为例，吸热板的翅片结构如图 2-7 所示。经推导，集热器效率因子 F' 的表达式为

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left\{ \frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right\}} \quad (2-15)$$

式中 W ——排管的中心距，m；

D ——排管的外径，m；

D_i ——排管的内径，m；

U_L ——集热器总热损系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

h_{fi} ——传热工质与管壁的换热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

F ——翅片效率；

C_b ——结合热阻， $W/(m \cdot K)$ ；

$$F = \frac{\tanh[m(W - D)/2]}{m(W - D)/2}; \quad (2-16)$$

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{\lambda \delta}}; \quad (2-17)$$

$$C_b = \frac{\lambda_b b}{\gamma}; \quad (2-18)$$

λ ——翅片的导热系数， $W/(m \cdot K)$ ；

δ ——翅片的厚度，m；

λ_b ——结合处的导热系数， $W/(m \cdot K)$ ；

γ ——结合处的平均厚度，m；

b ——结合处的宽度，m。

由式(2-15)可见，集热器效率因子 F' 是跟翅片效率 F 、管板结合工艺 C_b 、管内传热工质换热系数 h_{fi} 、吸热板结构尺寸 W 、 D 、 D_i 等有关的参数。

由式(2-16)、式(2-17)可见，翅片效率 F 是跟翅片的厚度、排管的中心距、排管的外径、材料的导热系数、集热器的总热损系数等有关的参数，它表示出翅片向排管传导热量的能力。如图 2-7 所示，随着材料导热系数 λ 增大，翅片厚度 δ 增大，排管中心距 W 减小，则翅片效率 F 就增大，但 F 增大到一定值之后，便增加得非常缓慢。因此，从技术经济指标综合考虑，应当在翅片效率曲线的转折点附近选取 F 对应的上述各项参数。

尽管集热器平均温度可以测定，但由于集热器出口温度随太阳辐照度变化，不容易控制，所以集热器效率方程也可以用集热器进口温度来表示

$$\eta = F_R \left[(\tau\alpha)_e - U_L \frac{t_i - t_a}{G} \right] = F_R (\tau\alpha)_e - F_R U_L \frac{t_i - t_a}{G} \quad (2-19)$$

式中, F_R 为集热器热转移因子。

集热器热转移因子 F_R 的物理意义是, 集热器实际输出的能量与假定整个吸热板处于工质进口温度时输出的能量之比。

集热器热转移因子 F_R 与集热器效率因子 F' 之间有一定的关系

$$F_R = F' F'' \quad (2-20)$$

式中, F'' 为集热器流动因子。

由于 $F'' < 1$, 所以 $F_R < F' < 1$ 。

式(2-13)、式(2-14)、式(2-19)称为集热器效率方程, 或称为集热器瞬时效率方程。

(2) 集热器效率曲线 将集热器效率方程在直角坐标系中以图形表示, 得到的曲线称为集热器效率曲线, 或称为集热器瞬时效率曲线。在直角坐标系中, 纵坐标表示集热器效率 η , 横坐标表示集热器工作温度 (吸热板温度, 或集热器平均温度, 或集热器进口温度) 和环境温度的差值与太阳辐照度之比, 有时也称为归一化温差, 用 T^* 表示。所以, 集热器效率曲线实际上就是集热器效率 η 与归一化温差的关系曲线。若假定 U_L 为常数, 则集热器效率曲线为一条直线。

上述三种形式的集热器效率方程, 可得到三种形式的集热器效率曲线, 见图 2-8。

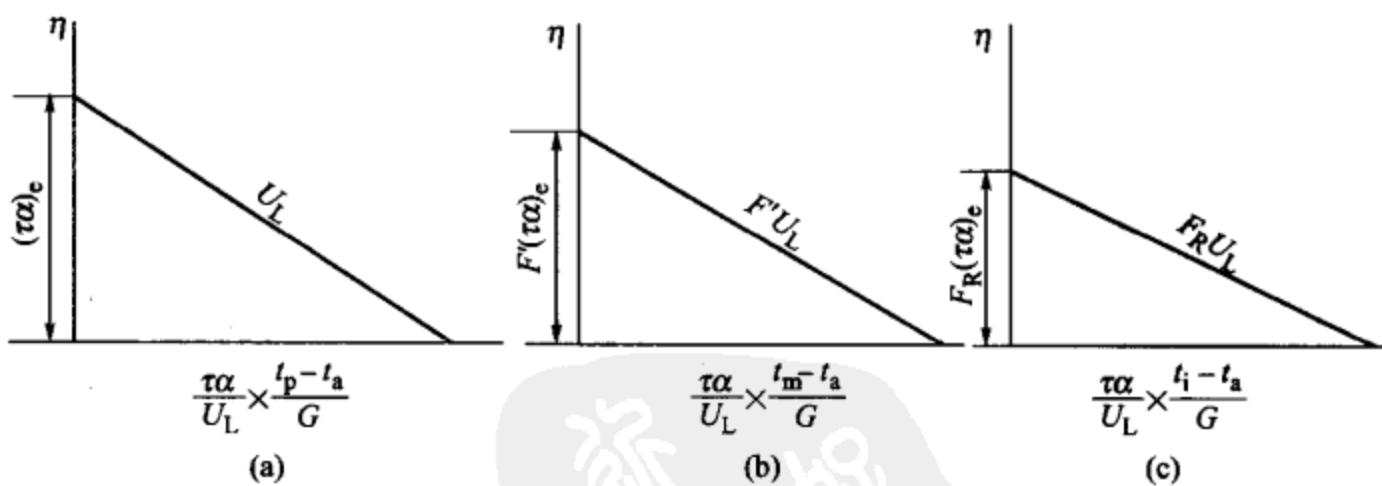


图 2-8 三种形式的集热器效率曲线

由图 2-8 可知, 该曲线有以下规律。

① 集热器效率不是常数而是变数 集热器效率与集热器工作温度、环境温度和太阳辐照度都有关系。集热器工作温度越低或者环境温度越高, 则集热器效率越高; 反之, 集热器工作温度越高或环境温度越低, 则集热器效率越低。因

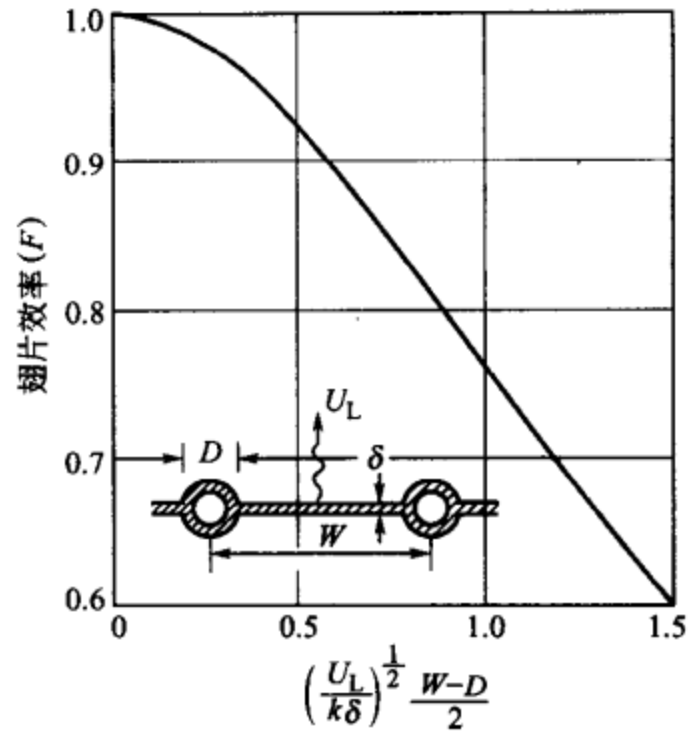


图 2-7 管板式集热器的翅片结构示意以及翅片效率曲线

此，同一台集热器在夏天有较高的效率，而在冬天具有较低的效率；而且，在满足使用要求的前提下，应尽量降低集热器工作温度，以获得较高的效率。

② 效率曲线在 y 轴上的截距值表示集热器可获得的最大效率 当归一化温差为零时，集热器的散热损失为零，此时集热器达到最大效率，也可称为零损失集热器效率，常用 η_0 表示。在这种情况下，效率曲线与 y 轴相交， η_0 就代表效率曲线在 y 轴上的截距值。在图 2-8 中， η_0 值分别为 $(\tau\alpha)_e$ 、 $F'(\tau\alpha)_e$ 、 $F_R(\tau\alpha)_e$ 。由于 $1 > F' > F_R$ ，故 $(\tau\alpha)_e > F'(\tau\alpha)_e > F_R(\tau\alpha)_e$ 。

③ 效率曲线的斜率值表示集热器总热损系数的大小 效率曲线的斜率值是跟集热器总热损系数直接有关的。斜率值越大，即效率曲线越陡峭，则集热器总热损系数就越大；反之，斜率值越小，效率曲线越平坦，则集热器总热损系数就越小。在图 2-8 中，效率曲线的斜率值分别为 U_L 、 $F'U_L$ 、 $F_R U_L$ 。同样由于 $1 > F' > F_R$ ，故 $U_L > F'U_L > F_R U_L$ 。

④ 效率曲线在 x 轴上的交点值表示集热器可达到的最高温度 当集热器的散热损失达到最大时，集热器效率为零，此时集热器达到最高温度，也称为滞止温度或闷晒温度。用 $\eta=0$ 代入式(2-13)、式(2-14)、式(2-19)后，发现有

$$\frac{t_p - t_a}{G} = \frac{t_m - t_a}{G} = \frac{t_i - t_a}{G} = \frac{(\tau\alpha)_e}{U_L} \quad (2-21)$$

说明此时的吸热板温度、集热器平均温度、集热器进口温度都相同。在图 2-8 中，三条效率曲线在 x 轴上有相同的交点值。

(3) 集热器面积 在定义集热器效率的式(2-12)中，曾使用过一个参数——集热器面积 A 。这意味着集热器效率的大小在很大程度上取决于所用集热器面积的数值。

为了使世界各国对于集热器面积的定义得以规范，国际标准 ISO 9488—1999《太阳能术语》提出了三种集热器面积的定义，它们分别是吸热体面积、采光面积、总面积（毛面积）。下面就平板型集热器的具体情况对上述三种集热器面积的定义及其计算方法做简要的说明。

① 吸热体面积 A_A 平板型集热器的吸热体面积是吸热板的最大投影面积，见图 2-9。

② 采光面积 A_a 平板型集热器的采光面积是太阳辐射进入集热器的最大投影面积，见图 2-10。

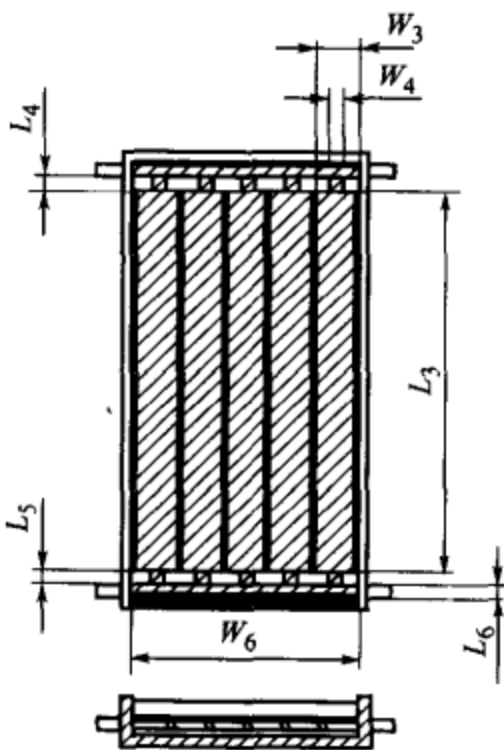


图 2-9 平板型集热器的吸热体面积

$$A_A = (Z \times L_3 \times W_3) + [Z \times W_4 \times (L_4 + L_5)] + (2W_6 \times L_6)$$

式中， Z 为翅片数量； L_3 为翅片长度； W_3 为翅片宽度； W_4 、 W_6 、 L_4 、 L_5 、 L_6 见图。

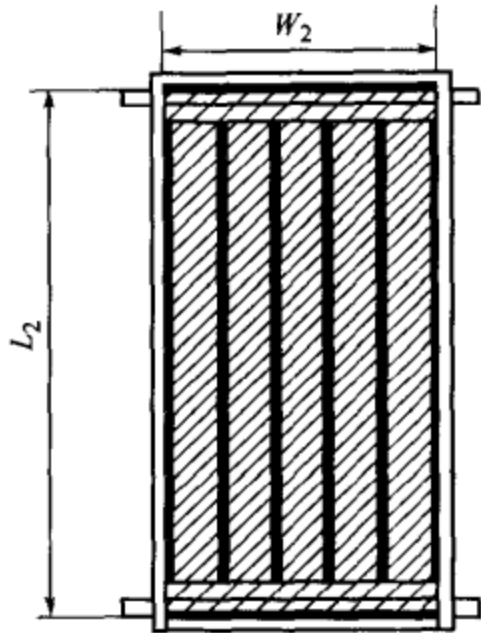


图 2-10 平板型集热器的采光面积

$$A_s = L_2 \times W_2$$

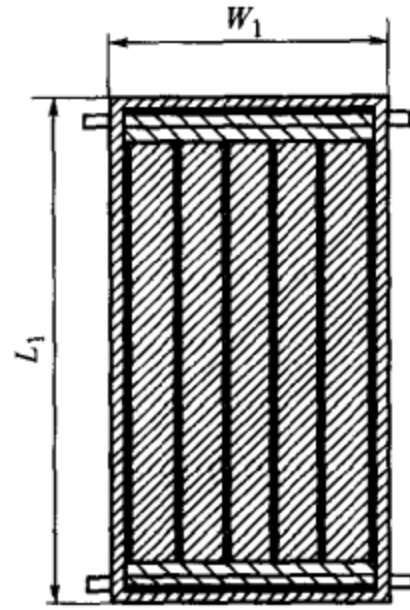


图 2-11 平板型集热器的总面积

$$A_G = L_1 \times W_1$$

L_1 为最大长度 (不包括固定支架和连接管道)

W_1 为最大宽度 (不包括固定支架和连接管道)

③ 总面积 (毛面积) A_G 平板型集热器的总面积是整个集热器的最大投影面积, 见图 2-11。

2.3.3 平板型太阳集热器的热性能试验

进行集热器的热性能试验是很重要的, 是分析整个系统运行的重要依据。国家标准 GB/T 4271—2000《平板型太阳集热器热性能试验方法》跟国际标准 ISO 9806—1: 1994《太阳集热器试验方法——第一部分: 带压力降的有透明盖板的液体集热器的热性能》是接轨的, 两者在试验条件、测试方法、数据整理、公式表达、参数符号、表达格式等方面都基本保持一致。

集热器的热性能试验项目包括: 瞬时效率曲线、入射角修正系数、时间常数、有效热容量、压力降等。其中, 瞬时效率曲线是最主要的。在测定瞬时效率曲线时, 提出以下几点注意事项。

(1) 集热器有用功率的测定 集热器实际获得的有用功率由下列公式计算

$$Q = \dot{m} c_f (t_e - t_i) \quad (2-22)$$

式中 Q ——集热器实际获得的有用功率, W;

\dot{m} ——传热工质流量, kg/s;

c_f ——传热工质比热容, J/(kg·°C);

t_i ——集热器进口温度, °C;

t_e ——集热器出口温度, °C。

(2) 集热器效率的计算 由于集热器效率跟选择的集热器面积有直接的关系, 所以在计算集热器效率之前, 必须先确定计算以哪一种面积为参考, 即吸热

体面积 A_A 、采光面积 A_a 、总面积 A_G 中的哪一个，然后计算出以相应面积为参考的集热器效率

$$\eta_A = \frac{Q}{A_A G} \quad (2-23)$$

$$\eta_a = \frac{Q}{A_a G} \quad (2-24)$$

$$\eta_G = \frac{Q}{A_G G} \quad (2-25)$$

式中 η_A ——以吸热体面积为参考的集热器效率；
 η_a ——以采光面积为参考的集热器效率；
 η_G ——以总面积为参考的集热器效率；
 G ——太阳辐照度， W/m^2 。

(3) 归一化温差的计算 集热器效率可以由归一化温差 T^* 的函数关系表示。在计算归一化温差之前，先要确定采用哪一种温度为参考计算，即集热器平均温度 t_m 、集热器进口温度 t_i 中的哪一个，其中 $t_m = (t_i + t_e)/2$ ，然后计算出以相应温度为参考的归一化温差

$$T_m^* = \frac{t_m - t_a}{G} \quad (2-26)$$

$$T_i^* = \frac{t_i - t_a}{G} \quad (2-27)$$

式中 T_m^* ——以集热器平均温度为参考的归一化温差， $(m^2 \cdot K)/W$ ；
 T_i^* ——以集热器进口温度 t_i 为参考的归一化温差， $(m^2 \cdot K)/W$ 。

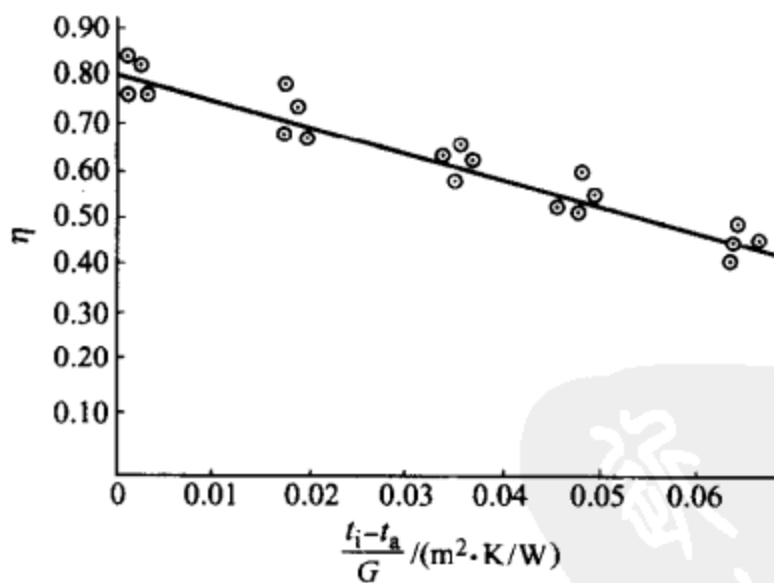


图 2-12 集热器瞬时效率曲线图

(4) 瞬时效率曲线的测定 假定试验选择以采光面积 A_a 和集热器进口温度 t_i 为参考。通过试验取得 t_i 、 t_e 、 t_a 、 \dot{m} 、 G 等参数的一批测试数据，然后画在由集热器效率-归一化温差组成的坐标系中，如图 2-12 所示。

根据这些数据点，用最小二乘法进行拟合，得到集热器瞬时效率方程的表达式，即

$$\eta_a = \eta_{0a} - U_a T_i^* \quad (2-28)$$

或
$$\eta_a = \eta_{0a} - a_{1a} T_i^* - a_{2a} G (T_i^*)^2 \quad (2-29)$$

式中 η_a ——以采光面积为参考的集热器效率；

T_i^* ——以集热器进口温度为参考的归一化温差, $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$;

η_{0a} ——以采光面积为参考、 $T_i^* = 0$ 时的集热器效率;

U_a ——以采光面积及 T_i^* 为参考的常数;

a_{1a} ——以采光面积及 T_i^* 为参考的常数;

a_{2a} ——以采光面积及 T_i^* 为参考的常数。

由线性方程式(2-28)可见, η_{0a} 是效率曲线的截距, U_a 是效率曲线的斜率。将式(2-28)和式(2-29)进行对比后求得, 截距 $\eta_{0a} = F_R(\tau\alpha)_e$, 斜率 $U_a = F_R U_L$ 。

以上叙述了平板型集热器的热性能, 对一台高质量的集热器, 除了热性能外还有全面的技术要求, 国家标准 GB/T 6424—1997《平板型太阳集热器技术条件》做了全面的规定, 主要内容归纳在表 2-2 中。

表 2-2 平板型集热器的技术要求

试验项目	技术要求
热性能试验	$F_R(\tau\alpha)_e$ 不低于 0.68, $F_R U_L$ 不高于 $6.0 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
空晒试验	应无变形、开裂及其他损坏
闷晒试验	应无泄漏及明显变形
内通水热冲击试验	应无泄漏、变形、破裂及其他损坏
外淋水热冲击试验	应无明显变形及其他损坏
淋雨试验	应无渗水和破坏
强度试验	应无损坏及明显变形, 塑料透明盖板应不与吸热板接触
刚度试验	应无泄漏、损坏及过度永久性变形
耐压试验	应无传热工质泄漏
防震(耐冲压)试验	应无划痕、翘曲、裂纹、破裂、断裂或穿孔
外观检查	①吸热板在外壳内应安装平整, 间隙均匀; ②涂层应无剥落、反光及发白现象; ③透明盖板应与外壳密封接触, 应无扭曲及明显划痕; ④隔热层应当填塞严实, 不应有明显萎缩或膨胀隆起, 不允许有发霉、变质或释放污染物质的现象; ⑤外壳的外表面应平整, 无扭曲、破裂, 应采取充分的防腐措施

根据集热器瞬时效率曲线及蓄热槽保温性能就可以运用一定的计算程序, 计算出太阳集热器在不同地理位置、不同气象条件、不同安装方式的全天、全月乃至全年的得热量及有关参数。根据相配的制冷机, 设计必要的辅助的加热设备。

2.4 真空管太阳集热器

20 世纪 70 年代中期, 美国欧文斯 (Owens) 公司首先研制开发出全玻璃真



空集热管，接着，中国、日本、德国、荷兰、加拿大、以色列、澳大利亚等国家对各种类型的真空管集热器进行了研究开发，并形成了一定的生产规模。由于这种集热器没有对流损失，同时应用了选择性涂层，能防止辐射热损失。因此不必跟踪、聚光即可使集热温度达到 $100\sim 150^{\circ}\text{C}$ ，大大开拓了太阳能的利用，特别是制冷系统。目前，真空管集热器应用于太阳能热水、开水、泵水、采暖、制冷空调、物料干燥、海水淡化、工业加热、热发电等多领域。

2.4.1 全玻璃真空管集热器

(1) 全玻璃真空集热管的基本结构 全玻璃真空集热管是由内玻璃管、外玻璃管、选择性吸收涂层、弹簧支架、消气剂等部件组成，其形状犹如一只细长的暖水瓶胆，如图 2-13 所示。

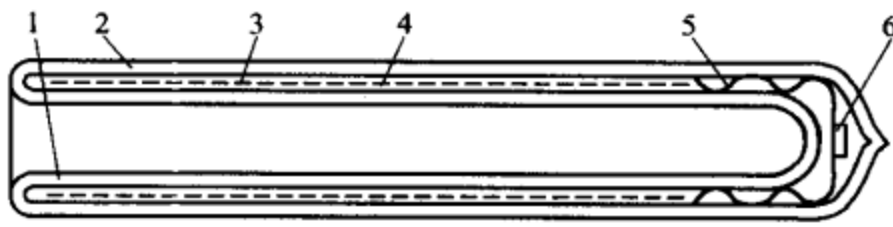


图 2-13 全玻璃真空集热管结构示意图

1—内玻璃管；2—外玻璃管；3—选择性吸收涂层；
4—真空；5—弹簧支架；6—消气剂

全玻璃真空集热管采用一端开口，将内玻璃管和外玻璃管的一端管口进行环状熔封；另一端都密闭成半球形圆头，内玻璃管用弹簧支架支撑，而且可以自由伸缩，以缓冲它热胀冷缩引起的应力；内玻璃管和外玻璃管之间的夹层抽成真空。全玻璃真空集热管的结构跟制冷技术常用的杜瓦瓶十分相似，因而国外也有将全玻璃真空集热管称为“杜瓦管”（Dewar tube）的。内玻璃管的外表面涂有选择性吸收涂层。弹簧支架上装有消气剂，它在蒸散以后用于吸收真空集热管运行时产生的气体，保持管内真空度。

① 玻璃 全玻璃真空集热管所用的玻璃材料应具有太阳透射比高、热稳定性好、热胀系数低、耐热冲击性能好、机械强度较高、抗化学侵蚀性较好、适合于加工等特点。根据理论分析和实践证明，硼硅玻璃 3.3 是生产制造全玻璃真空集热管的首选材料。其热膨胀系数为 $3.3 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ ，玻璃中的三氧化二铁含量为 0.1% 以下，耐热温差大于 200°C ，机械强度较高，完全可以满足全玻璃真空集热管的要求。

② 真空度 确保全玻璃真空集热管的真空度是提高产品质量、延长使用寿命的重要指标。真空集热管内的气体压强很低，常用来描述真空度，管内气体压强越低，说明其真空度越高。要使真空集热管长期保持较高的真空度，就必须在排气台排气时先对真空集热管进行较高温度、较长时间的保温烘烤，以消除管内

的水蒸气及其他气体。此外，还应在真空集热管内放置一片钡-钛消气剂，将它蒸散在抽真空封口一端的外玻璃管内表面上，像镜面一样，能在真空集热管运行时吸收集热管内释放出的微量气体，以保持管内的真空度。一旦银色的镜面消失，则说明真空集热管的真空度已受到破坏。

③ 选择性吸收涂层 全玻璃真空集热管的又一重要特点是采用选择性吸收涂层作为吸热体的光热转换材料。要求选择性吸收涂层有高的太阳吸收比、低的发射率，可最大限度地吸收太阳辐射能，同时又尽量抑制吸热体的辐射热损失；另外，还要求选择吸收涂层有良好的真空性能和耐热性能，在涂层工作时不影响管内的真空度，本身的光学性能也不下降。

全玻璃真空集热管的选择性吸收涂层都采用磁控溅射工艺。目前我国绝大多数生产企业采用铝-氮/铝选择性吸收涂层，也有少数生产企业采用不锈钢-碳/铝选择性吸收涂层。

(2) 全玻璃真空集热管的技术要求 根据国家标准 GB/T 17049—1997《全玻璃真空太阳集热管》的规定，全玻璃真空集热管的主要技术要求归纳如下：

① 玻璃管材料应采用硼硅玻璃 3.3，玻璃管太阳透射比 $\tau \geq 0.89$ ；

② 选择性吸收涂层的太阳吸收比 $\alpha \geq 0.86$ (AM1.5)，半球向发射率 $\epsilon_h \leq 0.09$ ($80^\circ\text{C} \pm 5^\circ\text{C}$)；

③ 空晒性能参数 $Y \geq 175\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{kW}$ (太阳辐照度 $G \geq 800\text{W}/\text{m}^2$ ，环境温度 t_a 为 $8 \sim 30^\circ\text{C}$)；

④ 闷晒太阳曝辐量 $H \leq 3.8\text{MJ}/\text{m}^2$ (当太阳辐照度 $G \geq 800\text{W}/\text{m}^2$ 时，环境温度 t_a 为 $8 \sim 30^\circ\text{C}$)；

⑤ 平均热损系数 $U_{LT} \leq 0.90\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ；

⑥ 真空夹层内的气体压强 $p \leq 5 \times 10^{-2}\text{Pa}$ ；

⑦ 耐热冲击性能，应能承受 25°C 以下冷水与 90°C 以上热水交替反复冲击 3 遍而不损坏；

⑧ 耐压性能，应能承受 0.6MPa 的压力；

⑨ 抗冰雹性能，应在径向尺寸不大于 25mm 的冰雹袭击下无损坏。

关于全玻璃真空集热管的外形尺寸，国家标准 GB/T 17049—1997 只规定了外玻璃管直径为 47mm ，内玻璃管直径为 37mm 一种规格，长度为 1200mm 和 1500mm 两种规格。目前市场上又相继出现外玻璃管直径为 58mm 、 70mm 、 90mm 等若干规格，因而国家标准 GB/T 17049 正在修订之中。

(3) 全玻璃真空集热管的热性能测试 在国家标准 GB/T 17049—1997 中，较为详细地阐述了全玻璃真空集热管的热性能测试方法。此处，简要介绍如下。

① 空晒性能参数的测定 空晒性能参数的定义是，空晒温度和环境温度之



差与太阳辐照度的比值。此处所述空晒温度的定义是，全玻璃真空管内只有空气，在规定的太阳辐照度下，在滞流状态和准稳态时，全玻璃真空集热管内空气达到的最高温度。试验时，全玻璃真空集热管内以空气为传热工质，开口端放置保温帽。在太阳辐照度 $G \geq 800 \text{ W/m}^2$ 及环境温度 $8^\circ\text{C} \leq t_a \leq 30^\circ\text{C}$ 的条件下，每隔 5min 记录一次太阳辐照度、空晒温度、环境温度，共记录四次数据，取四次数据的平均值，再按式(2-30) 计算出全玻璃真空集热管的空晒性能参数 Y

$$Y = \frac{t_s - t_a}{G} \quad (2-30)$$

式中 Y ——空晒性能参数， $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{kW}$ ；

t_s ——空晒温度， $^\circ\text{C}$ ；

t_a ——环境温度， $^\circ\text{C}$ ；

G ——太阳辐照度， W/m^2 。

② 闷晒太阳曝辐量的测定 闷晒太阳曝辐量的定义是，充满水的全玻璃真空集热管在滞流状态下，管内水温升高一定温度范围所需的太阳曝辐量。试验时，全玻璃真空集热管内以水为传热工质，初始水温低于环境温度。在太阳辐照度 $G \geq 800 \text{ W/m}^2$ 及环境温度 $8^\circ\text{C} \leq t_a \leq 30^\circ\text{C}$ 的条件下，记录全玻璃真空集热管内水温升高 35°C 时所需的太阳曝辐量 H 。

③ 平均热损系数的测定 平均热损系数的定义是，在无太阳辐照的条件下，全玻璃真空集热管内平均水温与平均环境温度相差 1°C 时，吸热体单位表面积散失的功率。试验时，全玻璃真空集热管内以水为传热工质，放在室内无阳光直射处，管内自上而下布置三个测温点，它们与开口端的距离分别为集热管长度的 $1/6$ 、 $1/2$ 和 $5/6$ ，三个测点的平均值为平均水温。集热管内注入 90°C 以上的热水，自然降温至三个测点平均水温为 80°C 时开始记录水温和环境温度，再每隔 30min 记录一次数据，共记录三次数据，最后按式(2-31)、式(2-32) 和式(2-33) 计算出全玻璃真空集热管的平均热损系数 U_{LT}

$$U_{LT} = \frac{c_f M (t_1 - t_3)}{A_A (t_m - t_a) \Delta \tau} \quad (2-31)$$

$$t_m = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{3} \quad (2-32)$$

$$t_a = \frac{t_{a1} + t_{a2} + t_{a3}}{3} \quad (2-33)$$

式中 U_{LT} ——平均热损系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ；

t_m ——平均水温， $^\circ\text{C}$ ；

t_a ——平均环境温度， $^\circ\text{C}$ ；

$\Delta \tau$ ——总的测试时间，s；

M ——集热管内水的质量, kg;
 c_f ——水的比热容, J/(kg·°C);
 A_A ——吸热体的外表面积, m²。

下脚标 1、2、3 分别表示在测试时间内的三个数据点。

(4) 全玻璃真空集热管的改进型式 尽管全玻璃真空集热管有许多优点, 但由于管内装水, 在运行过程中若有一只管破损, 整个系统就要停止工作。为了弥补这个缺陷, 可以在全玻璃真空集热管的基础上, 采用两种方法进行改进: 一种是将带有金属片的热管插入真空集热管中, 使金属片紧紧靠在内玻璃管的内表面, 见图 2-14(a); 另一种是将带有金属片的 U 形管插入真空集热管中, 也使金属片紧紧靠在内玻璃管的内表面, 见图 2-14(b)。

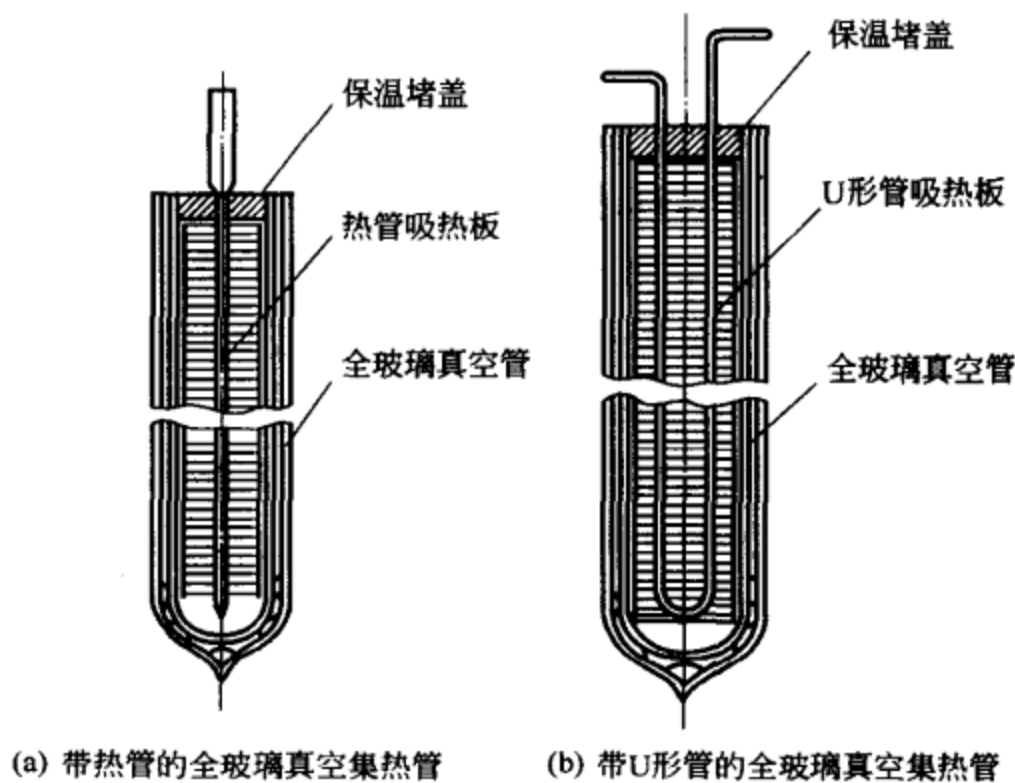


图 2-14 两种改进型式的全玻璃真空集热管

这两种改进型式的全玻璃真空集热管由于内玻璃管内没有水, 不会因一只破损而影响系统的运行, 因而提高了产品运行的可靠性, 根据制冷系统或其他系统工作的需要, 可应用除水以外的工质。

2.4.2 热管式真空管集热器

为进一步提高太阳集热器的运行温度, 拓宽太阳能应用领域, 北京市太阳能研究所自 1986 年起研发了热管式真空管集热器, 并先后经历了实验室研究、中试研究、中试生产、规模化生产等几个阶段。热管式真空管集热器已成为批量生产的成熟的太阳能高科技产品。

(1) 热管式真空集热管的基本结构 热管式真空集热管是金属吸热体真空集热管的一种, 它由热管、金属吸热板、玻璃管、金属封盖、弹簧支架、蒸散型消



气剂和非蒸散型消气剂等部分构成，其中热管又包括蒸发段和冷凝段两部分，如图 2-15 所示。

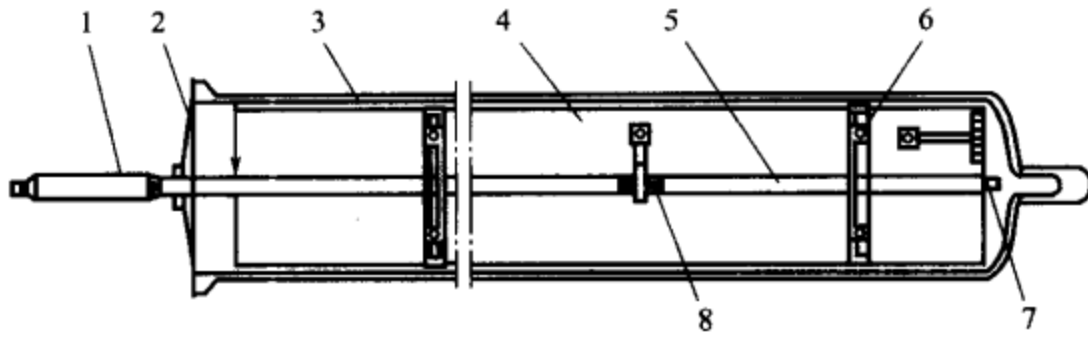


图 2-15 热管式真空集热管结构示意图

1—热管冷凝段；2—金属封盖；3—玻璃管；4—金属吸热板；5—热管蒸发段；
6—弹簧支架；7—蒸散型消气剂；8—非蒸散型消气剂。

在热管式真空集热管工作时，太阳辐射穿过玻璃管后投射在金属吸热板上。吸热板吸收太阳辐射能并将其转换为热能，再传导给紧密结合在吸热板中间的热管，使热管蒸发段内的工质迅速汽化。工质蒸气上升到热管冷凝段后，在较冷的内表面上凝结成液体，释放出蒸发潜热，将热量传递给集热器的传热工质。凝结后的液态工质依靠自身的重力流回到蒸发段，然后重复上述过程。

① 热管 热管是利用汽化潜热高效传递热能的强化传热元件。在热管式真空集热管中使用的热管一般都是重力热管，也称为热虹吸管。重力热管的特点是管内没有吸液芯，冷凝后的液态工质依靠其自身的重力流回到蒸发段，因而结构简单、制造方便、工作可靠、传热性能优良。目前，国内大都使用铜-水热管，国外也有使用有机物质作为热管工质的，但是必须满足工质与热管材料的相容性。

由于采用了热管技术，热管式真空集热管具有许多优点，例如，真空集热管内没有水，因而耐冰冻，即使在 -40°C 的环境温度下也不会冻坏；热管工质的热容量小，因而真空集热管启动快；热管有“热二极管效应”，热量只能从下部传递到上部，而不能从上部传递到下部，因而真空集热管保温好等。当然，由于热管的液态工质是依靠其自身的重力流回到蒸发段，所以在安装时要求热管式真空集热管与地面保持一定的倾角。

② 玻璃-金属封接 采用金属吸热板是热管式真空集热器的另一个特点。由于金属和玻璃的热膨胀系数差别很大，所以存在玻璃与金属之间如何实现气密封接的技术难题。

玻璃-金属封接技术大体可分为两种：一种是熔封，也称为火封，它是借助一种热膨胀系数介于金属和玻璃之间的过渡材料，利用火焰将玻璃熔化后封接在一起；另一种是热压封，也称为固态封接，它是利用一种塑性较好的金属作为焊

料，在加热加压的条件下将金属封盖和玻璃管封接在一起。

目前，国内玻璃-金属封接大多采用热压封技术，热压封使用的焊料有铅、铝等。与传统的火封技术相比，热压封技术具有以下几个优点：

a. 封接温度低，封接是在玻璃的应变温度以下进行，封接后不需要经过退火；

b. 封接速度快，封接过程是在几分钟内完成，明显提高了生产效率；

c. 封接材料匹配要求低，对金属封盖和玻璃管之间热膨胀系数的差别要求降低，比较容易找到替代材料。

③ 真空度与消气剂 由于热管式真空集热管采用金属吸热板，因而在制造过程中的真空排气工艺不同于全玻璃真空集热管，有其自身独特的真空排气规律。为了使真空集热管长期保持良好的真空性能，热管式真空集热管内一般应同时放置蒸散型消气剂和非蒸散型消气剂两种。蒸散型消气剂在高频激活后被蒸散在玻璃管的内表面上，像镜面一样，其主要作用是提高真空集热管的初始真空度；非蒸散型消气剂是一种常温激活的长效消气剂，其主要作用是吸收管内各部件工作时释放的残余气体，保持真空集热管的长期真空度。

(2) 热管式真空集热管的技术要求 国家标准《热管式真空集热管》正在制定之中，现将对热管式真空集热管的主要技术要求归纳如下。

① 玻璃管材料应采用硼硅玻璃 3.3，玻璃管太阳透射比 $\tau \geq 0.89$ ，玻璃管内应力——双折射光程差 $\delta \leq 120 \text{mm/cm}$ 。

② 热管的启动温度 $\leq 30^\circ\text{C}$ ，在热源温度为 30°C 的状况下，热管的冷凝段温度 $T_q \geq 23^\circ\text{C}$ 。

③ 选择性吸收涂层的太阳吸收比 $\alpha \geq 0.88$ (AM1.5)，发射率 $\epsilon \leq 0.10$ ($80^\circ\text{C} \pm 5^\circ\text{C}$)。

④ 金属与玻璃管封接的漏气率 $Q \leq 1.0 \times 10^{-10} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 。

⑤ 真空空间内的气体压强 $p \leq 5 \times 10^{-2} \text{Pa}$ 。

⑥ 空晒性能参数 $Y \geq 0.175 \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ (当太阳辐照度 $G \geq 800 \text{W}/\text{m}^2$ 时，环境温度 t_a 为 $0 \sim 30^\circ\text{C}$ ，风速 $v \leq 4 \text{m}/\text{s}$)。

⑦ 抗冰雹性能，应在径向尺寸不大于 25mm 的冰雹袭击下无损坏。

关于热管式真空集热管的外形尺寸，正在制定的国家标准并不做规定。目前国内产品以玻璃管直径 100mm 居多，近来也有玻璃管直径 70mm、120mm 等若干种规格问世。

(3) 热管式真空集热管的热性能测试 正式制定的国家标准中，热管式真空管的热性能指标仅有空晒性能参数一项。空晒性能参数的定义是，空晒温度和环境温度之差与太阳辐照度的比值。此处所述空晒温度的定义是，热管式真空集热



管在规定的太阳辐照度、环境温度和风速条件下，热管冷凝段达到的最高温度。试验时，热管式真空集热管的玻璃管以外部分（包括冷凝段、金属封盖等）均要做到良好保温，测温元件放置在冷凝段的中部且与其接触良好。在太阳辐照度 $G \geq 800 \text{ W/m}^2$ 、环境温度 $8^\circ\text{C} \leq t_a \leq 30^\circ\text{C}$ 、风速 $v \leq 4 \text{ m/s}$ ，且 G 的变化不大于 $\pm 30 \text{ W/m}^2$ 的条件下，每隔 5min 同时记录一次冷凝段上的空晒温度、太阳辐照度、环境温度，共记录四次数据，取四次数据的平均值，再按式(2-34) 计算出热管式真空集热管的空晒性能参数 Y

$$Y = \frac{t_s - t_a}{G} \quad (2-34)$$

式中 Y ——空晒性能参数， $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ ；

t_s ——空晒温度， $^\circ\text{C}$ ；

t_a ——环境温度， $^\circ\text{C}$ ；

G ——太阳辐照度， W/m^2 。

(4) 热管式真空管集热器的基本结构 热管式真空管集热器由真空集热管、导热块、连集管、隔热材料、保温盒、支架、套管等部分组成，如图 2-16 所示。

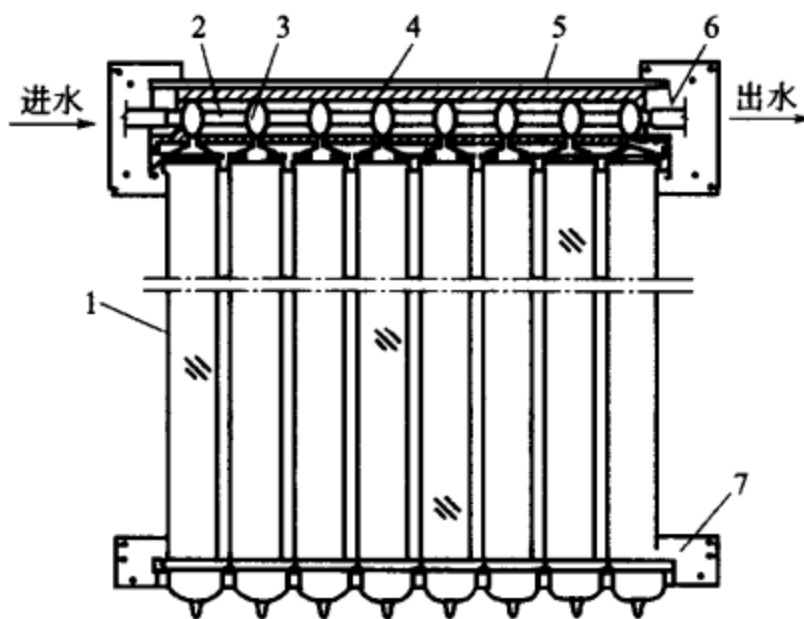


图 2-16 热管式真空管集热器结构示意图

1—真空集热管；2—连集管；

3—导热块；4—隔热材料；

5—保温盒；6—套管；7—支架

在热管式真空管集热器工作时，每只真空集热管都将太阳辐射能转换为热能，并将热量传递给吸热板中间的热管，热管内的工质通过汽化、凝结的无数次重复过程，将热量从热管冷凝段释放出去，然后再通过导热块将热量传导给连集管内的传热工质（比如水）。其结果是若干根真空集热管连续不断地加热传热工质，使传热工质的温度逐步上升，直至达到使用的目的。与此同时，真空集热管不可避免地通过辐射形式向环境散失一些热量；保温盒通过传导形式也向环境散失一部分热量。

由于连集管内的传热工质与真空集热管之间是不相连通的，因此特别适用于太阳能空调制冷和大中型热水系统。

综上所述，热管式真空管集热器具有如下优点：

- ① 热管工质热容量小，启动快；
- ② 真空集热管内没有水，耐冰冻；

- ③ 真空集热管内没有水，耐热冲击；
- ④ 热管和连集管是金属管，承压能力强；
- ⑤ 热管有“热二极管效应”，保温好；
- ⑥ “干性连接”不漏水，运行安全可靠；
- ⑦ 真空集热管“干性连接”，易于安装维修。

2.4.3 其他型式金属吸热体真空管集热器

热管式真空管集热器是金属吸热体真空管集热器的一种，近来又发展起来其他的型式，不过凡是金属吸热体真空管集热器都具有共同的特点：吸热体都采用金属材料，而且真空集热管之间也都用金属件连接。

金属吸热体真空管集热器的共同优点如下。

(1) 运行温度高 所有集热器的运行温度都可达到 $70\sim 120^{\circ}\text{C}$ ，有的集热器甚至可达 $300\sim 400^{\circ}\text{C}$ ，使之成为太阳能中高温热利用必不可少的集热部件。

(2) 承压能力强 所有真空集热管及其系统都能承受自来水或循环泵的压力，多数集热器还可用于产生 10^6Pa 以上的水甚至高压蒸汽。

(3) 耐热冲击能好 所有真空集热管及其系统都能承受急剧的冷热变化，即使对空晒的集热器系统突然注入冷水，真空集热管也不会因此而炸裂。

下面分别简要介绍五种形式的真空管集热器。

(1) 同心套管式真空管集热器 同心套管式真空集热管又称为直流式真空集热管，它主要由同心套管、吸热板、玻璃管等几部分组成，如图 2-17 所示。同心套管是由两根内外相套的金属管做成，它们位于吸热板的轴线上，跟吸热板紧密连接。设计上应尽量减小它们的接触热阻。

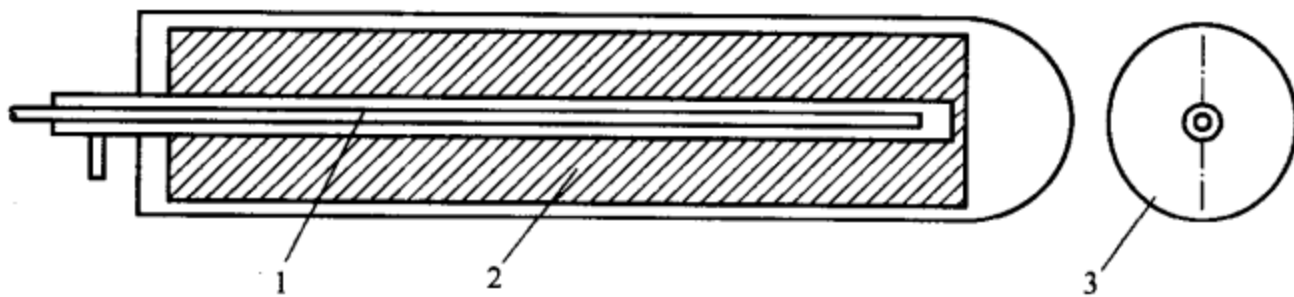


图 2-17 同心套管式真空集热管示意图

1—同心套管；2—吸热板；3—玻璃管

工作时，太阳辐射穿过玻璃管，投射在吸热板上；吸热板吸收太阳辐射能并将其转换为热能；传热介质（通常是水）从内管进入真空管，被吸热板加热后，热水通过外管流出。

同心套管式真空集热管除了具有运行温度高、承压能力强和耐热冲击性能好等金属吸热体真空管集热管共同的优点外，还有其自身显著的特点。

① 热效率高 由于传热介质进入真空管后，被吸热板直接加热，减少了中



间环节的传导热损，因而可最大限度地利用太阳辐射能。

② 可水平安装 在有些场合下，可将真空管东西向水平安装在建筑物的屋顶上或南立面上，通过转动真空管将吸热板与水平方向的夹角调整到所需要的数值，这样既可简化集热器的安装支架，又可避免集热器影响建筑外观。

(2) U形管式真空管集热器 U形管式真空集热管主要由U形管、吸热板、玻璃管等几部分组成，如图2-18所示。国外有些文献将同心套管式真空集热管和U形管式真空集热管统称为直流式真空管，因为两者的基本结构和工作原理几乎一样，只是前者的冷、热水从内、外两根同心套管进出，后者的冷、热水从连接成U字形的两根平行管进出。U形管式真空管集热器的主要特点有以下几项。

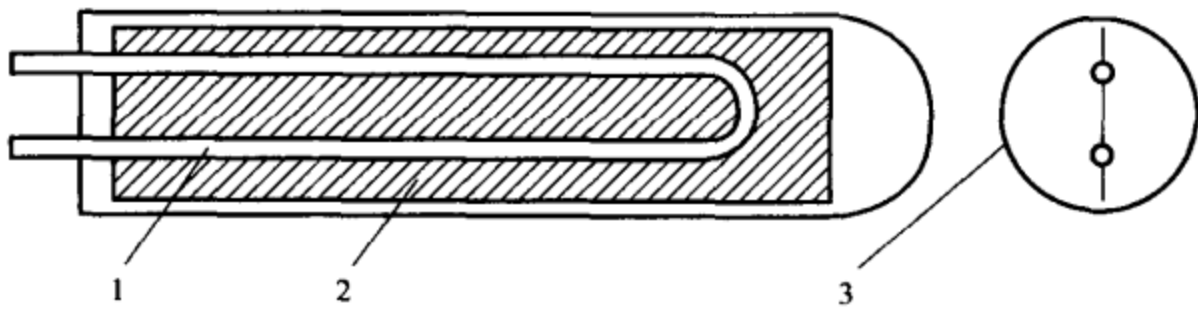


图 2-18 U形管式真空集热管示意图

1—U形管；2—吸热板；3—玻璃管

① 热效率高 由于传热介质进入真空管后，被吸热板直接加热，减少了中间环节的传导热损，因而可更大限度地利用太阳能。

② 可水平安装 可将真空管东西向水平安装在建筑物的屋顶上或南立面上，这样既可简化集热器的安装支架，又可避免集热器影响建筑外观。

③ 安装简单 真空管和集热管之间的连接比同心套管式真空管简单。

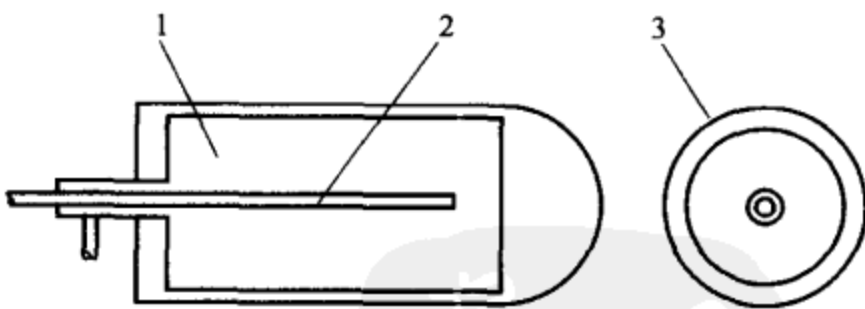


图 2-19 储热式真空集热管示意图

1—吸热管；2—内插管；3—玻璃管

(3) 储热式真空管集热器

储热式真空集热管主要由吸热管、内插管、玻璃管等几部分组成，如图2-19所示。吸热管内储存水，外表面有选择性吸收涂层。白天，太阳辐射能被吸热管转换成热能后，直接用于加热吸热管内的水；使用时，冷水通过

内插管渐渐注入，同时将热水从吸热管顶出；夜间，由于真空夹层隔热，吸热管内的热水降温很慢。

储热式真空集热管组成的系统有以下主要特点。



① 不需要储水箱 真空管本身既是集热器，又是储水箱，因而由储热式真空管组成的热水器也可称为真空闷晒式热水器，不需要附加的储水箱。

② 使用方便 打开自来水龙头后，热水可立即放出，所以特别适合于家用热水器。

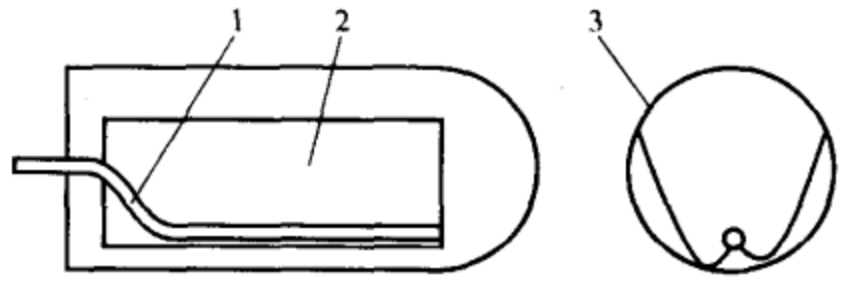


图 2-20 内聚光式真空集热管示意图

1—吸热体；2—复合抛物聚光镜；3—玻璃管

(4) 内聚光真空管集热器 内聚光真空集热管主要由吸热体、复合抛物聚光镜、玻璃管等几部分组成，如图 2-20 所示。复合抛物聚光镜亦可简称为 CPC。由于

CPC 放置在真空管的内部，故称为内聚光真空管。吸热体通常是热管，也可以是同心套管（或 U 形管），其表面有中温选择性吸收涂层。平行的太阳光无论从什么方向穿过玻璃管，都会被 CPC 反射到位于其焦线处的吸热体上，然后仍按热管式真空集热管或直流式真空集热管的工作原理运行。

内聚光真空管集热器的主要特点如下。

① 运行温度较高 由于 CPC 的聚光比大于 1，所以内聚光真空管的运行温度可达 $100\sim 150^{\circ}\text{C}$ 。

② 不需要跟踪系统 这是由 CPC 的光学特性所决定的，从而避免了复杂的自动跟踪系统。

(5) 直通式真空管集热器 直通式真空集热管主要由吸热管和玻璃管两部分组成，如图 2-21 所示。

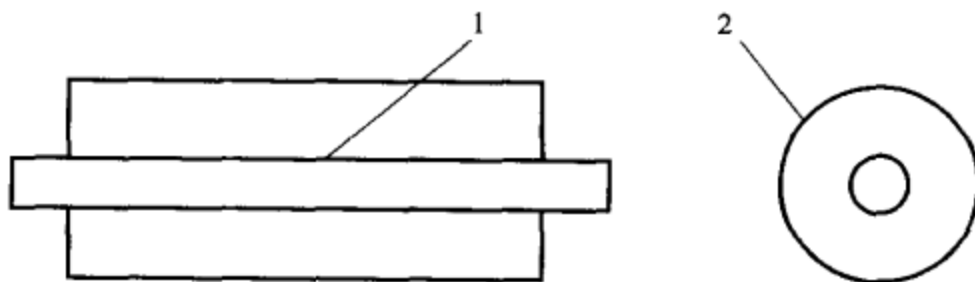


图 2-21 直通式真空集热管示意图

1—吸热管；2—玻璃管

吸热管表面有高温选择性吸收涂层。传热介质从吸热管的一端流入，经太阳辐射能加热后从吸热管的另一端流出，故称为直通式。由于金属吸热管与玻璃管之间的两端都需要封接，因而必须借助于波纹管过渡，以补偿金属吸热管的热胀冷缩。直通式真空管通常跟抛物柱面聚光镜配套使用，组成一种聚光型太阳集热器。

直通式真空管集热器的主要特点如下。

① 运行温度很高 由于抛物柱面聚光镜的开口可以做得很大，使集热器的聚光比很高，所以直通式真空管集热器的运行温度可达 $300\sim 400^{\circ}\text{C}$ 。

② 比较易于组装 由于传热介质从真空管的两端进出，因而便于将直通式真空管串联连接。

当然，以上介绍的一些真空管没有概括金属吸热体真空管的全部形式。随着太阳能热利用技术的提高，根据太阳能制冷技术的要求，可研究和设计出性能更好、用途更广泛的各种新型真空管太阳集热器。

2.4.4 真空管集热器的热性能试验

(1) 瞬时效率曲线的测定 国家标准 GB/T 17581—1998《真空管太阳集热器》对真空管集热器的热性能试验做了明确的规定，其试验方法也是参照了国际标准 ISO 9806—1: 1994《太阳集热器试验方法——第一部分：带压力降的有透明盖板的液体集热器的热性能》，内容跟 2.3.3 节所述的平板型太阳集热器的热性能试验方法基本一致，其中包括：用于计算集热器有用功率的式(2-22)；用于计算归一化温差的式(2-26)、式(2-27)；用于计算集热器效率的式(2-23)、式(2-24)和式(2-25)；用最小二乘法进行拟合后得到的集热器瞬时效率方程式(2-28)、式(2-29)。

(2) 真空管集热器面积 由于真空管集热器效率的计算也取决于所参考的面积，即在吸热体面积、采光面积、总面积（毛面积）中参考哪一种面积，因此明确定义真空管集热器的这几种面积十分重要。

为了使世界各国对于集热器面积的定义得以规范，国际标准 ISO 9488—1999《太阳能术语》对真空管集热器也提出了三种集热器面积的定义，它们分别

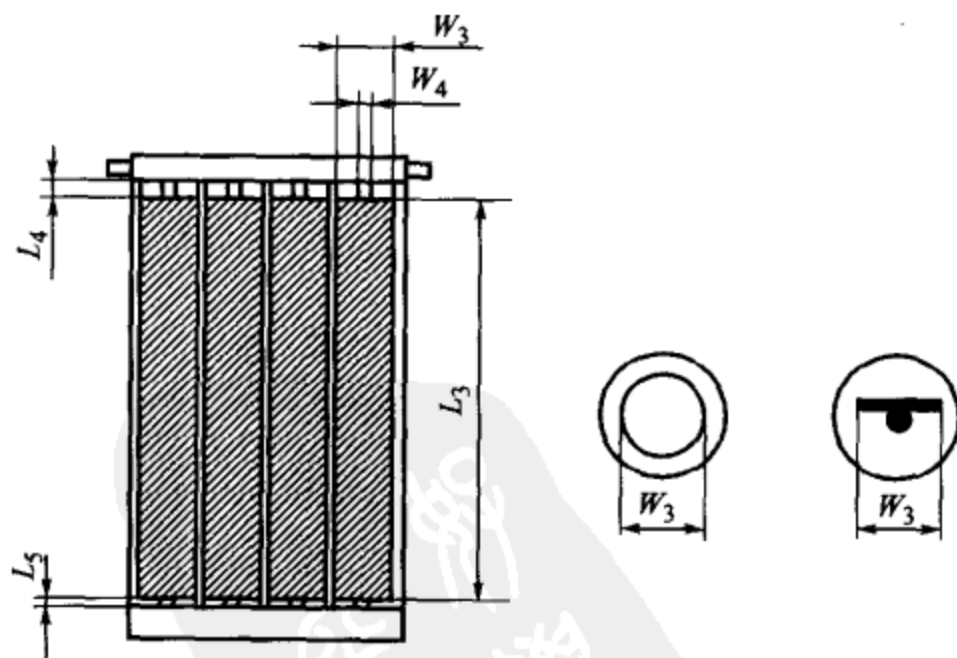


图 2-22 真空管集热器的吸热体面积

$$A_A = N \times (L_3 \times W_3) + N \times W_4 \times (L_4 + L_5)$$

N 为真空管数量； L_3 为吸热体长度； W_3 为吸热体直径或宽度； W_4 ， L_4 ， L_5 见图

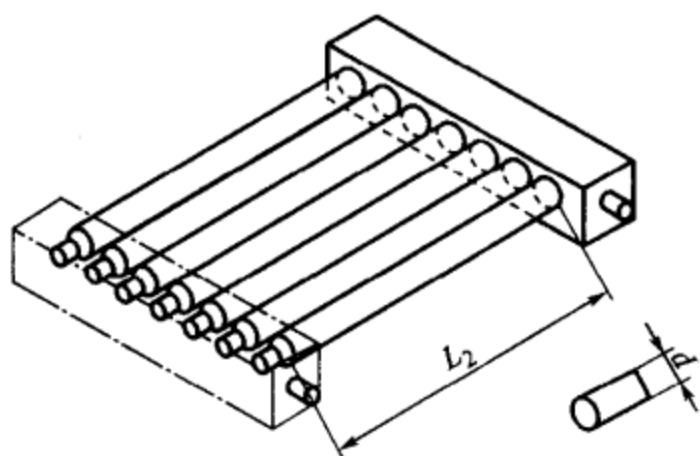


图 2-23 无反射器的真空管
集热器的采光面积

$$A_s = L_2 \times d \times N$$

L_2 为真空管未被遮挡的平行和透明部分的长度；
 d 为外玻璃管内径； N 为真空管数量

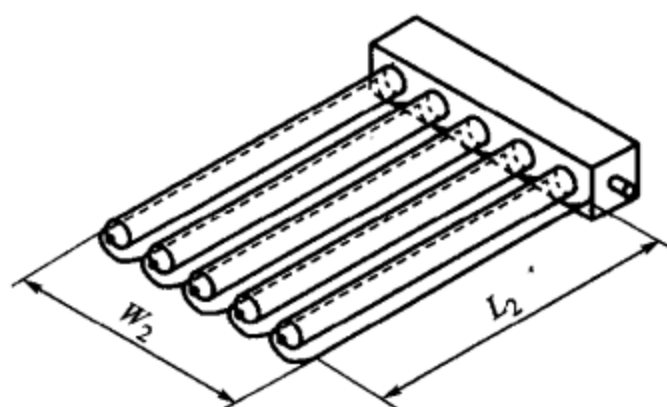


图 2-24 有反射器的真空管
集热器的采光面积

$$A_s = L_2 \times W_2$$

L_2 为外露反射器长度； W_2 为外露反射器宽度

是：吸热体面积、采光面积、总面积（毛面积）。
下面就真空管集热器的具体情况，对上述三种集热器面积的定义及计算方法做简要的说明。

① 吸热体面积 A_A 真空管集热器的吸热体面积是吸热体的最大投影面积，见图 2-22。

② 采光面积 A_s 真空管集热器的采光面积是非会聚太阳辐射进入集热器的最大投影面积。真空管集热器分为两种情况：一种是无反射器的真空管集热器；另一种是有反射器的真空管集热器。无反射器的真空管集热器的采光面积见图 2-23。有反射器的真空管集热器的采光面积见图 2-24。

③ 总面积（毛面积） A_G 真空管集热器的总面积是整个集热器的最大投影面积，不包括那些固定和连接传热工质管道的组成部分，见图 2-25。

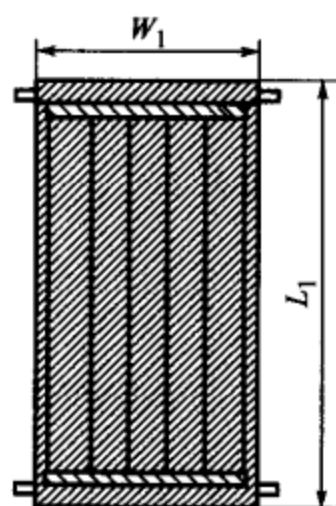


图 2-25 真空管集热器的总面积

$$A_G = L_1 \times W_1$$

L_1 为最大长度（不包括固定支架和连接管道）； W_1 为最大宽度（不包括固定支架和连接管道）

2.5 聚光型集热器

如前所述，聚光型集热器适用于中、高温集热。在供冷暖方面应用不是很广泛，处于试验和探索阶段，主要原因有以下几方面。

① 因供暖和供热水时，其温度最多不过 60°C ，从获得热量的角度看，它可



以采用低温集热，而不是像要取得动力的热机那样，为提高热效率，不仅是热量，而且温度也是需要越高越好。

② 太阳能供冷暖、供热水系统都是以太阳房这些小规模建筑为对象的，若用聚光型集热器，其不可少的跟踪装置的价格却较贵，同时维护管理也困难。

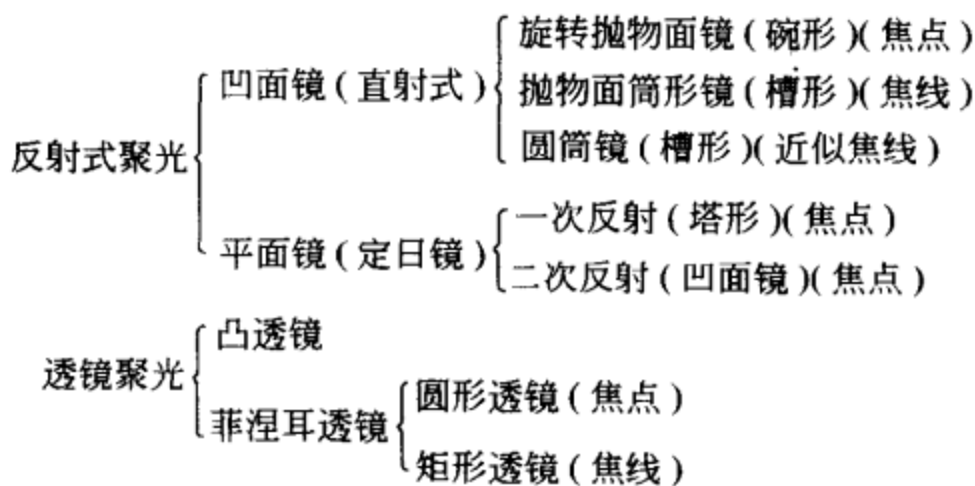
③ 进行太阳能供冷暖和供热水的住宅等多在城市近郊，那里的直射光少，散射光的比率大，所以对不能利用散射光的聚光型集热器来说，在集热量上是非常不利的。

④ 制作和安装高精度的反射板以及保持其具有较高的反射率是非常困难的。

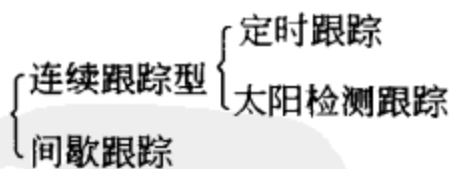
对太阳能制冷来说，因为不论使用吸收式制冷机还是使用朗肯循环动力机的压缩式制冷机，都需要高温，因此可考虑利用聚光型集热器。但吸收式制冷机的温度可为 $80\sim 90^{\circ}\text{C}$ ，一般趋向于使用能满足此要求的带选择膜的平板型集热器，而朗肯循环动力机最好在 120°C 以上，所以可考虑采用聚光型集热器。目前能与聚光型集热器媲美的是真空管型集热器，它正引起人们的重视。

(1) 聚光型集热器的分类 聚光型集热器根据其构造可以按以下两种方法分类。

① 聚光方法



② 跟踪方式



(2) 聚光型集热器的一些例子 (图 2-26)

① 槽形抛物面线聚光集热器 把集热器的轴对着南北，且倾斜度能与太阳高度一致的抛物面筒形集热器。在这种情况下，应使其每小时转动 15° ，每隔适当的时间用手动调节仰角。当为东西轴时，平时不能经常跟踪太阳，如能每周根据中午的太阳高度变化手动调节其仰角，则以正午时刻为中心，在 $4\sim 5\text{h}$ 内大致可以连接为焦线。为防止焦线的偏离，也有把集热管加上适当宽度的肋片。但这

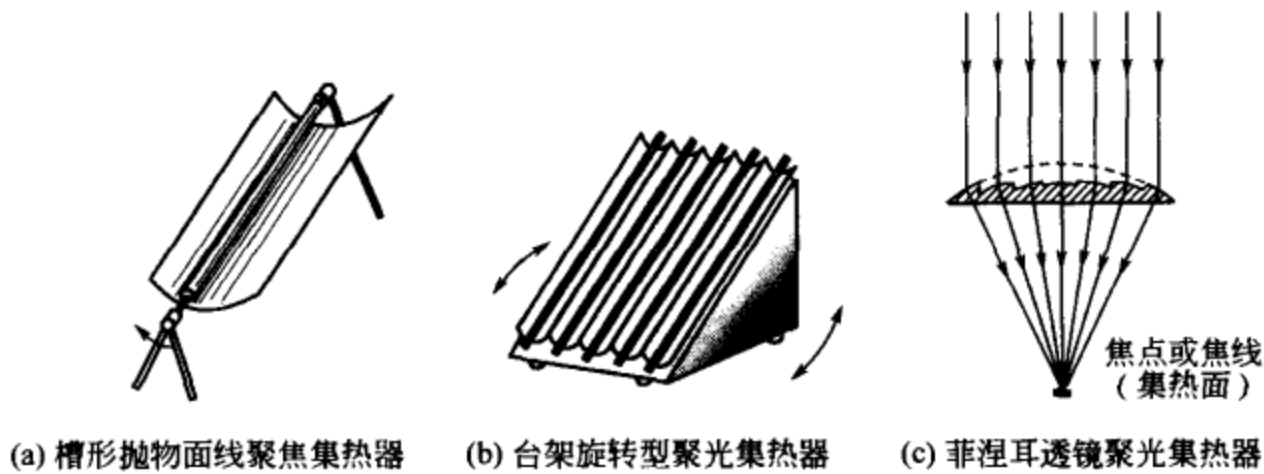


图 2-26 几种聚光型集热器结构示意图

样做其散热量也增大。在整个抛物面筒上或集热管上，或者双方都可以加透明盖板，而为了避免降低反射率，在抛物面侧安置是很必要的。

这种集热器是线聚焦集热器，在集热器内加热传热工质，聚光集热器可由许多分散布置的槽形抛物面镜聚光集热器串、并联组成。其聚光比塔式系统低得多，吸收器的散热面积也较大，因而集热器所能达到的介质工作温度一般不超过 400°C ，属于中温系统。这种系统，容量可大可小，不像塔式系统只有大容量才有较好的经济效益；其集热器等装置都布置于地面上，安装和维护比较方便；特别是多聚光集热器可同步跟踪，使控制成本大为降低。主要缺点是能量集中过程依赖于管道和泵，致使输热管路比塔式系统复杂，输热损失和阻力损失也较大。

② 台架旋转型聚光集热器 这种集热器整体和支架一起旋转，有倾斜面旋转式和水平面旋转式两种。不管哪种，都比①型的聚光效率高，跟踪机构也简单。但是，由于旋转机构大，设备费用增加，这是它的缺点。因此，也有的提出采用浮在水面上的驱动方法。

③ 菲涅耳透镜聚光集热器 见图 2-26(c)，它比凸透镜使用材料少，用玻璃或塑料都可以制作。有做成圆形或半圆锥形的，圆形的像唱片那样，也可用作探照灯的透镜用。

④ 碟式抛物面镜点聚光集热器 这种集热器外形类似于大型抛物面雷达天线。由于盘状抛物面镜是一种点聚焦集热器，其聚光比可以高达数百到数千倍，因而可产生非常高的温度。这种系统可以独立运行，作为无电偏远地区的小型电源，一般功率为 $10\sim 25\text{kW}$ ，聚光镜直径约 $10\sim 15\text{m}$ ；也可由数台到十几台装置并联起来，组成小型太阳热发电或制冷空调应用（图 2-27）。

⑤ 塔式聚光系统 图 2-28 所示为塔式聚光集热系统。塔式系统是在很大面积的场地上装有许多台大型反射镜，通常又称定日镜，每台都各自配有跟踪机构，准确地将太阳光反射集中到一个高塔顶部的接收器上。接收器的聚光倍率可超过 1000 倍。在这里把吸收的太阳光能转换成热能，再将热能传给工质，经过

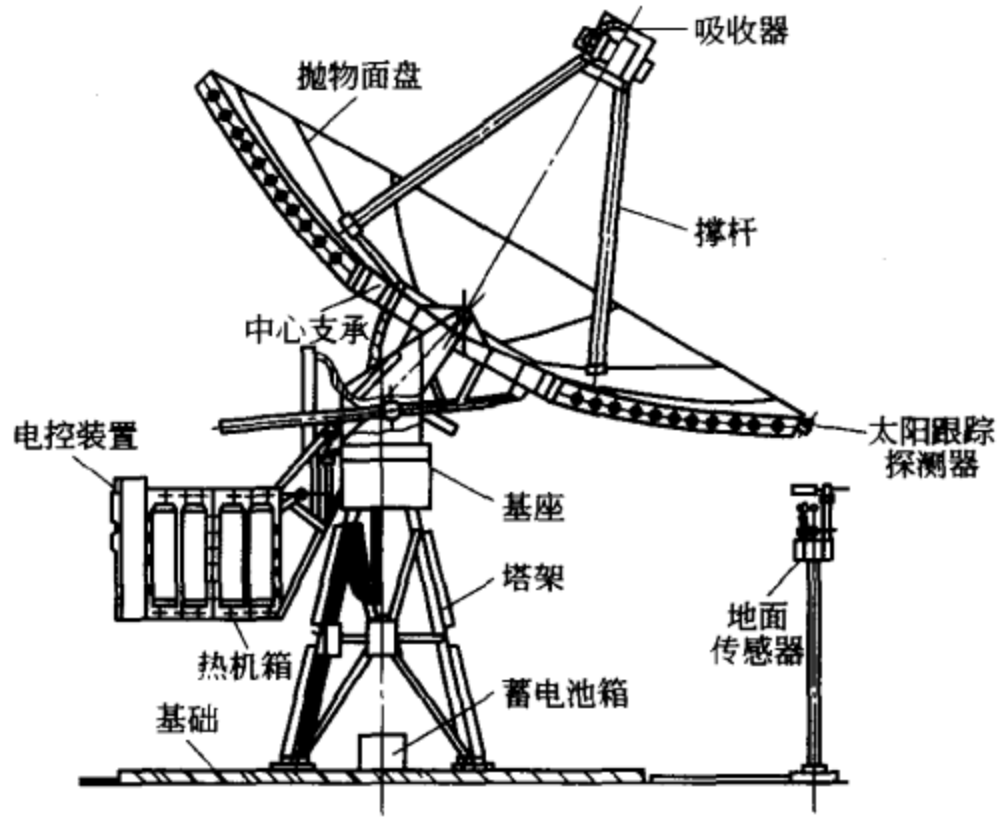


图 2-27 碟式抛物面镜点聚光集热器

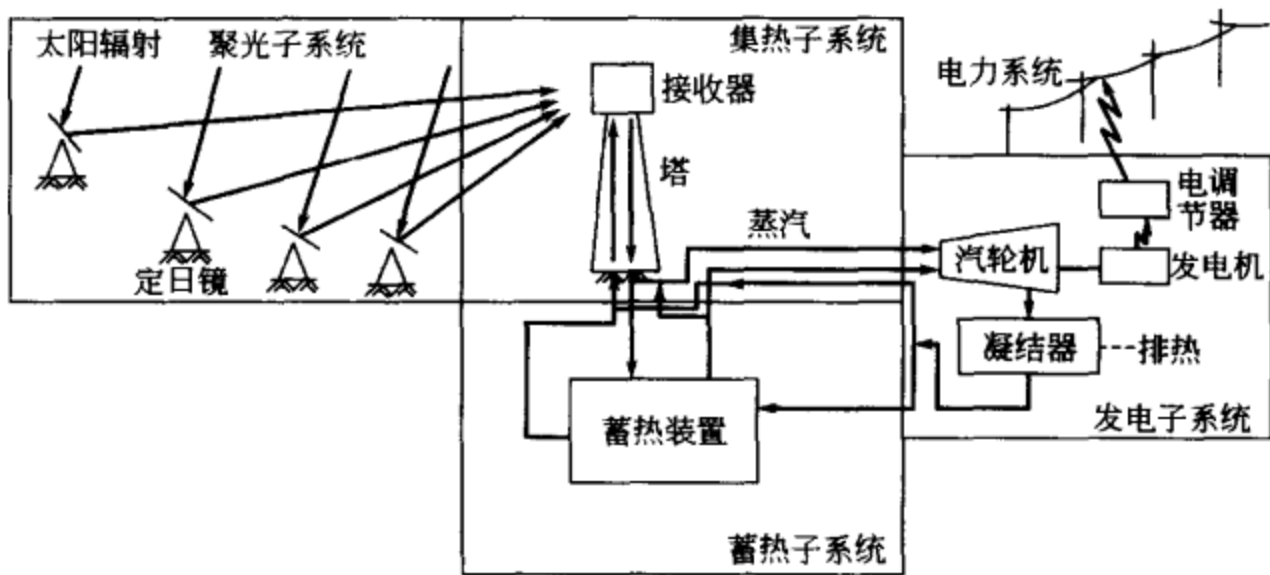


图 2-28 塔式聚光集热系统

蓄热环节，再输入热动力机、膨胀机，带动发电机或制冷机。需用千百面反射镜，并要有合理的布局，使其反射光都能集中到较小的集热窗口。反射镜的反光率应在 80%~90% 以上，自动跟踪太阳要同步。

以上介绍的几种聚光集热器是目前已应用的型式，其中槽形抛物面线聚焦集热器已比较成熟，而且商品化。碟式抛物面镜点聚光集热器和塔式聚光系统正处于中试和示范阶段，在太阳能热发电系统中应用较多，同样方式可以运用到太阳能热动力和太阳能制冷上。

第3章 太阳能吸收式制冷机

3.1 概述

太阳能驱动的吸收式制冷机是目前应用太阳能制冷最成功的方式之一，也是较容易实现的方法。由于吸收式制冷机可在较低的热源温度下运行，制冷效率较高，而且有希望小型化。目前用作太阳能空调机的绝大部分都是溴化锂（ $\text{H}_2\text{O} + \text{LiBr}$ ）吸收式制冷机，有较小型的采用无溶液泵的自然循环式制冷机 [1.5~10 冷吨（1 冷吨=1USRt=3.5169kW，下同）]。也有大容量的强制循环式制冷机，它的优点是当热源温度即使有某种程度的变化，也能稳定地运行。另一类吸收式制冷机是氨吸收式（ $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ ）制冷机，它的优点是能够制取低温（ 0°C 以下）、溶液不会发生结晶等优点。因此有可能用氨-水吸收式制冷机做成冰箱、冷库的制冷机。另外，由于系统不需要真空操作运行，能将集热器直接当作发生器用，可以简化系统结构和运行，其缺点是氨的泄漏会产生危害，整个系统设置在室内有一定的困难。

太阳能吸收式制冷机实际就是从太阳集热器部件获得热能而制冷。因此从集热器-制冷机-冷风机等相应的成本分配来看，集热温度、冷水温度以及冷却水温度应各为多少，才能建立起一个最为经济合理的太阳能制冷系统，进一步确定各部件的热负荷可以设计出最佳的太阳能集热器及各种换热器、发生器、冷凝器、吸收器、蒸发器等。

吸收式制冷是液体汽化制冷的一种，它和蒸气压缩式制冷一样，是利用液态制冷剂在低压低温下汽化以达到制冷的目的。二者不同之处是，蒸气压缩式制冷是靠消耗机械能（或电能）使热量从低温物体向高温物体转移；而吸收式制冷则靠消耗热能来完成这个非自发的热量转移过程。吸收式制冷使用的工质是两种沸点相差较大的物质组成的二元溶液，其中沸点低的物质为制冷剂，沸点高的物质为吸收剂，故又称制冷剂-吸收剂工质对。目前常用



两种吸收式制冷机：一种是氨吸收式制冷机，其工质对为氨-水溶液，氨为制冷剂，水为吸收剂，它的制冷温度在 $+1\sim-45^{\circ}\text{C}$ 范围内，多用作工艺生产过程的冷源；另一种是溴化锂吸收式制冷机，以溴化锂为吸收剂，其制冷温度只能在 0°C 以上，可用于制取空气调节用冷水或工艺用冷却水。图 3-1 表示了制冷机的主要组成部件。

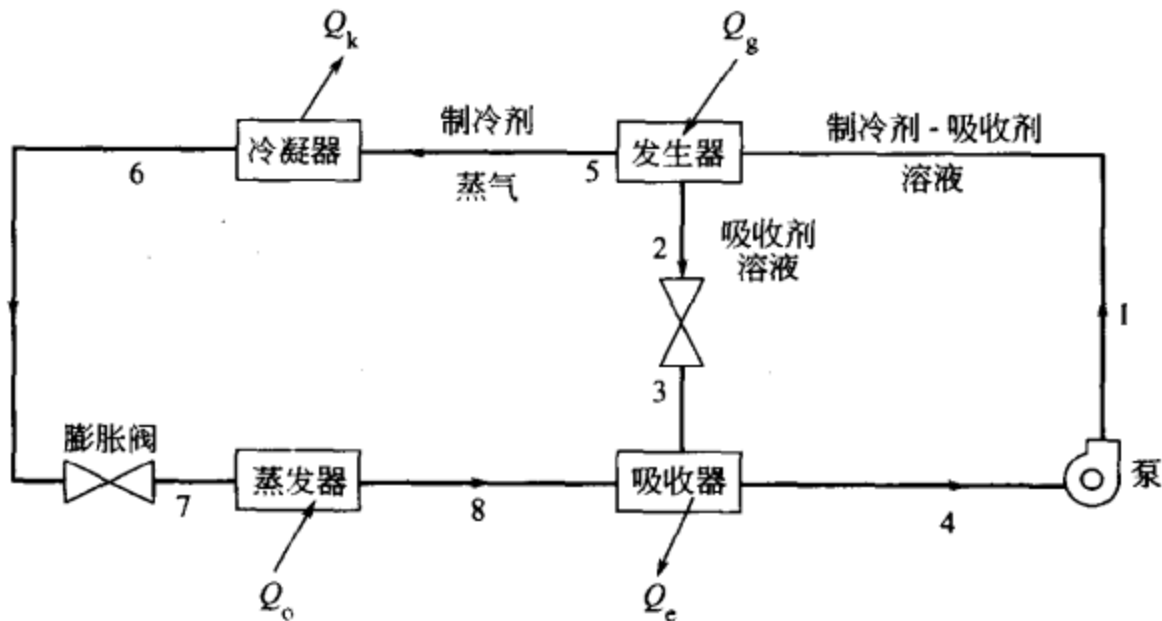


图 3-1 简单吸收式制冷系统的组成部件

吸收式制冷机主要由四个热交换设备组成，即发生器、冷凝器、蒸发器和吸收器。它们组成两个循环环路：制冷剂循环与吸收剂循环。左半部是制冷剂循环，属逆循环，由蒸发器、冷凝器和节流装置组成。高压气态制冷剂在冷凝器中向冷却水放热被凝结为液态后，经节流装置减压降温进入蒸发器。在蒸发器，该液体被汽化为低压制冷剂蒸气，同时吸取被冷却介质的热量，产生制冷效应。这些过程与蒸气压缩式制冷是一样的。

图 3-1 中右半部为吸收剂循环，属正循环，主要由吸收器、发生器和溶液泵组成。在吸收器中，用液态吸收剂吸收蒸发器产生的低压气态制冷剂，以达到维持蒸发器内低压的目的。吸收剂吸收制冷剂蒸气而形成的制冷剂-吸收剂溶液经溶液泵升压后进入发生器，在发生器中该溶液被加热、沸腾，其中沸点低的制冷剂汽化形成高压气态制冷剂，又与吸收剂分离。然后前者去冷凝器液化，后者则返回吸收器再次吸收低压气态制冷剂。

对于制冷剂循环来讲，吸收器相当于压缩机的吸入侧，发生器相当于压缩机的压出侧。吸收剂可视为将已产生制冷效应的制冷剂蒸气从循环的低压侧输送到高压侧的运载液体。通常吸收剂并不是单一物质，而是以二元溶液的形式参与循环的，吸收剂溶液与制冷剂-吸收剂溶液的区别只在于前者所含沸点较低的制冷剂数量比后者少，或者说前者所含制冷剂的浓度较后者低。

溶液的组成可以用物质的量分数、质量分数等度量。工业上常采用质量分

数，即溶液中一种物质的质量与溶液质量之比。对于吸收式制冷机通常规定，溴化锂水溶液的分数是指溶液中含溴化锂质量的分数；氨水溶液的分数是指溶液中含氨的质量分数。因此在溴化锂吸收式制冷机中吸收剂溶液是浓溶液，制冷剂-吸收剂溶液是稀溶液；而在氨吸收式制冷机中则相反。有时制冷剂蒸气也是二元混合物，只不过含制冷剂分数很高罢了。

因此，吸收式制冷循环中，制冷剂-吸收剂工质对（即二元混合物）的特性是一个关键问题，只有了解它们的变化规律才能了解循环的特性，才能掌握如何达到整个系统的最佳组合。

3.2 吸收剂-制冷剂二元溶液的特性

本节只讨论吸收式制冷循环中常用的液态、气态二元溶液的某些特性。

两种互相不起化学作用的物质组成的均匀混合物称二元溶液。所谓均匀混合物是指其内部各种物理性质，如压力、温度、浓度、密度等在整个混合物中各处都完全一致，不能用纯机械的沉淀法或离心法将它们分离为原组成物质。所有气态混合物都是均匀混合物。液态混合物中有些是不均匀的，如油-氨混合物、油-水混合物等；但用作吸收式制冷机工质对的混合物，在使用的温度和分数范围内应当是均匀混合物。

(1) 混合现象 两种液体混合时，混合前后的容积和温度一般都有变化。图 3-2(a) 的容器中有一道隔墙将 A 和 B 两种液体分开， ξkg 的液体 A 占有容积 ξv_A ，而 $(1-\xi)\text{kg}$ 的液体 B 占有容积 $(1-\xi)v_B$ 。

混合前两种液体总容积

$$v_1 = \xi v_A + (1-\xi)v_B \quad (3-1)$$

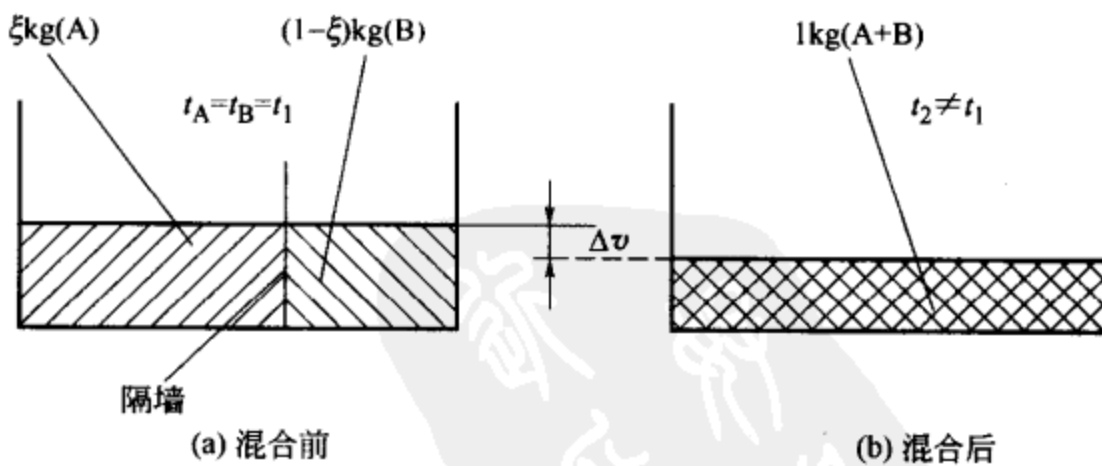


图 3-2 两种液体混合时容积和温度的变化

如果除去隔墙将 A、B 两液混合，如图 3-2(b) 所示，形成 1kg 分数为 ξ 的均匀混合物，混合后两种液体的总容积为 v_2 ，一般

$$v_1 \neq v_2 \quad (3-2)$$

不同液体在不同分数下混合时，其混合后容积可能缩小，也可能增大，需通过实验确定。

从图 3-2 可以看到，容器中把隔墙去掉后，二液体均匀混合，虽然混合前二液体温度相同 ($t_A = t_B = t_1$)，混合后的温度则与混合前温度不同 ($t_2 \neq t_1$)。在与外界无热交换的条件下，混合时有热量产生者，混合后温度升高；而混合时需要吸热者，混合后温度降低。因此，要想维持混合前后温度不变，就需要排出或加入热量。在等压等温条件下混合时，每生成 1kg 混合物所需要加入或排出的热量，称为混合物的混合热或等温热 Δq_ξ ，它可以由实验测得。

两种液体混合前的比焓

$$h_1 = \xi h_A + (1 - \xi) h_B \quad (3-3)$$

混合后的比焓

$$h_2 = h_1 + \Delta q_\xi = \xi h_A + (1 - \xi) h_B + \Delta q_\xi \quad (3-4)$$

利用上式只要知道两种纯物质的比焓和混合物混合热，就可算出一定温度下已知比焓混合物的比焓。

溴化锂和水混合，以及水和氨混合时都会放热，即混合热为负值。

(2) 二元溶液的压力-温度关系 这里着重研究的是有气-液两相变化的二元溶液的压力-温度关系。图 3-3 为在封闭容器中某一浓度二元溶液的定压汽化实验示意图。容器中的活塞上压有一重块，使容器内的压力在整个过程中维持不变。图 3-3(c) 的温度-浓度简图上表示了该实验的状态变化过程。

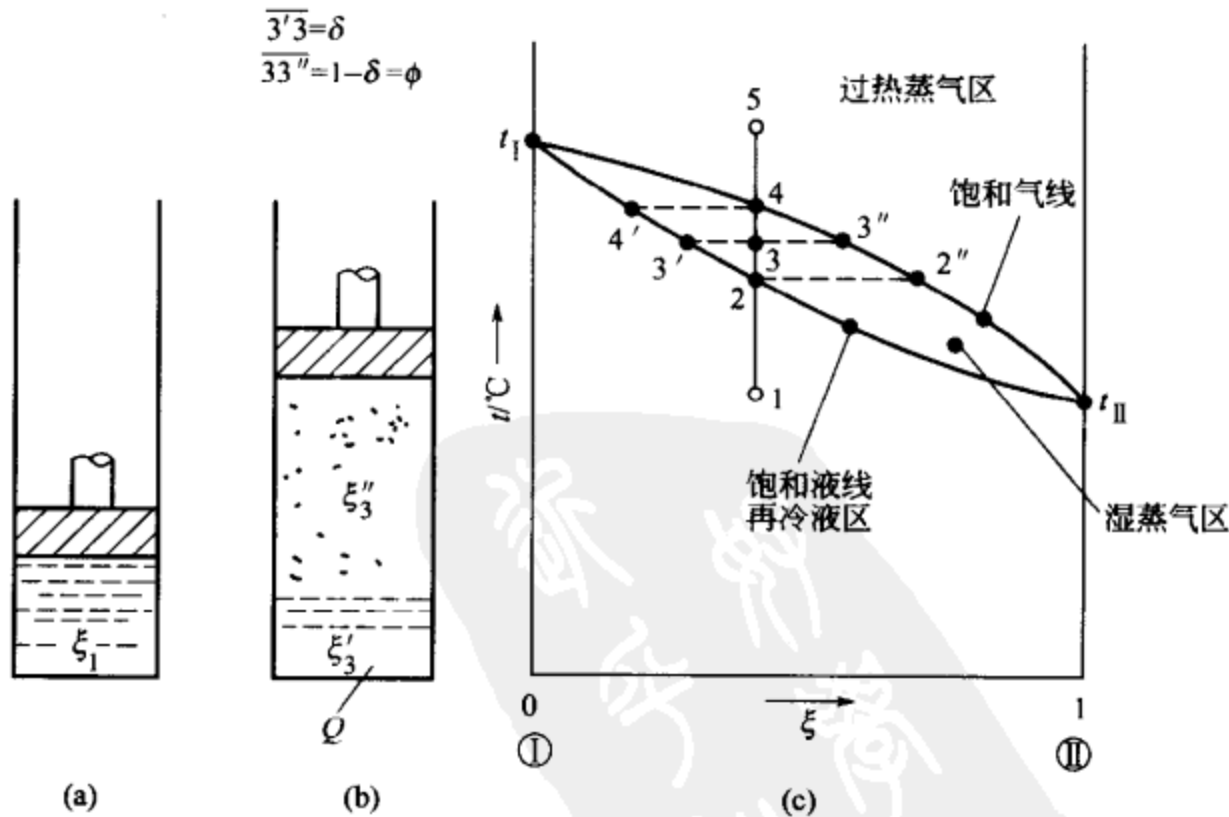


图 3-3 封闭容器内二元溶液的定压汽化

状态 1 的未饱和二元溶液浓度为 ξ_1 ，温度为 t_1 ，在定压下受热，温度逐渐升高。当温度达到 t_2 时，将开始产生气泡，状态 2 的二元溶液就是饱和液， $\xi_2 = \xi_1$ ，温度 t_2 即为该压力、该浓度下溶液的沸腾温度（或称饱和液温度）。溶液在定压下进一步被加热，温度上升，液体大量汽化，形成气液共存的湿蒸气状态，如图 3-3(c) 的状态 3，其温度为 t_3 ，浓度 ξ_3 仍应等于 ξ_1 。二元溶液的湿蒸气也是由饱和液 3' 和饱和蒸气 3'' 组成，它们的温度均为 t_3 ，而浓度并不相同，饱和蒸气的浓度 ξ_3'' 大于饱和液的浓度 ξ_3' ，因此 $\xi_3'' > \xi_3 > \xi_3'$ 。在定压下继续加热，温度不断上升，液体逐渐减少，蒸气逐渐增多，当温度达到 t_4 时，溶液全部变成蒸气，状态 4 就是干饱和蒸气，浓度 ξ_4 仍等于 ξ_1 ，温度 t_4 称为该压力、该浓度下蒸气冷凝温度（或称饱和蒸气温度）。若状态 4 的干饱和蒸气继续加热，就会在等浓度下过热，如图 3-3(c) 的状态 5。

图 3-3(c) 中，2、3' 等状态点是压力相同而浓度不同的饱和液状态点，其连线称为等压饱和液线；4、3'' 等状态点是压力相同而浓度不同的饱和蒸气状态点，其连线称为等压饱和蒸气线。同一压力下饱和液线和饱和蒸气线在 $\xi=0$ 的纵轴上相交于 t_I ，在 $\xi=1$ 的纵轴上相交于 t_{II} ， t_I 和 t_{II} 分别为该压力下物质 ① 和物质 ② 的饱和温度。这样，饱和液线和饱和蒸气线将二元混合物的温度-浓度图分为三区：饱和蒸气线以上为过热蒸气区，饱和液线以下为再冷液区，两曲线之间为湿蒸气区。

湿蒸气中气液比例可按如下方法确定。在图 3-3(c) 中，1kg 状态 3 的湿蒸气中有 δ kg 饱和蒸气和 ϕ kg 饱和液

$$\delta + \phi = 1 \quad (3-5)$$

由于汽化前后总浓度不变，即

$$\xi_1 = \xi_3 = \delta \xi_3'' + \phi \xi_3' \quad (3-6)$$

则

$$\delta = \frac{\xi_3 - \xi_3'}{\xi_3'' - \xi_3'} \quad \phi = \frac{\xi_3'' - \xi_3}{\xi_3'' - \xi_3'} \quad (3-7)$$

得到

$$\frac{\delta}{\phi} = \frac{\xi_3 - \xi_3'}{\xi_3'' - \xi_3} \quad (3-8)$$

从式(3-8)可以看出， $\xi_1 = \xi_3 =$ 常数线上的点 3 将直线 $3'3''$ 分成线段 $3'3$ 和 $33''$ ，此两线段长度之比即 δ 与 ϕ 之比。

如果用不同的压力重复前述实验，所得结果示于图 3-4 中。从图 3-4 中状态点 1、2、3 可以看出，对于同一浓度的二元溶液，当压力 $p_3 > p_2 > p_1$ 时，饱和温度 $t_3 > t_2 > t_1$ 。若实验反向进行，使过热蒸气在定压下冷凝，其状态变化过程见图 3-5。



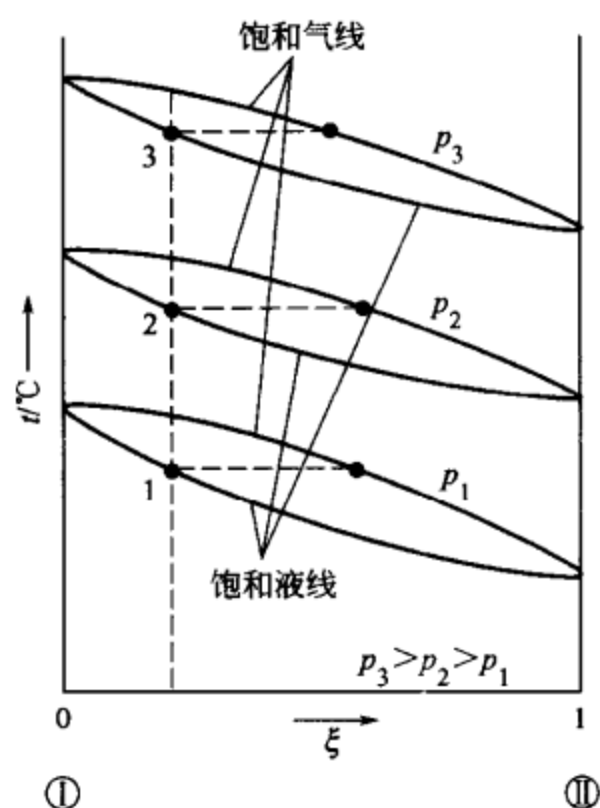


图 3-4 二元溶液在不同压力下的温度-浓度关系

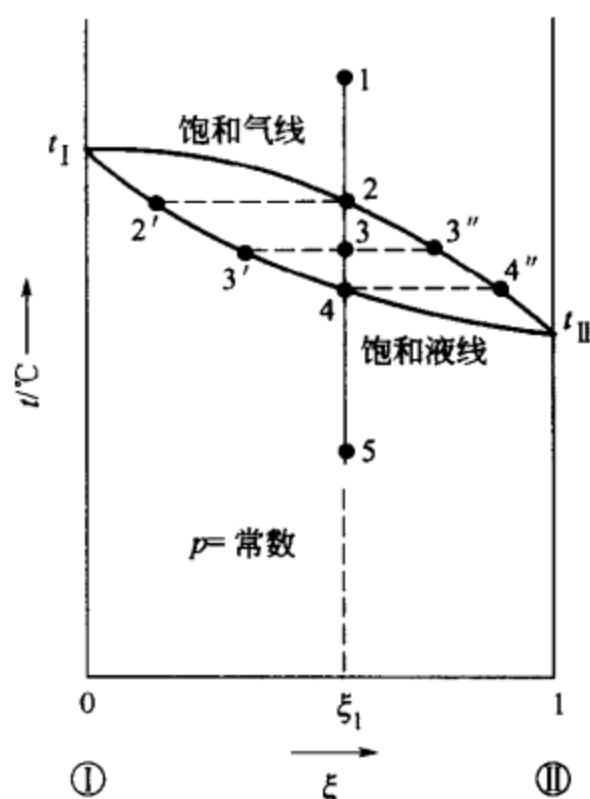


图 3-5 封闭容器内二元气态溶液的定压冷凝

综上所述，二元溶液与纯物质有很大不同。纯物质在一定压力下只有一个饱和温度，其定压汽化或冷凝过程是定温过程。而二元溶液即吸收剂与制冷剂溶液在一定压力下的饱和温度却与浓度有关。随着溶液的汽化，剩余液体中低沸点物质的含量的减少，其温度将逐渐升高。所以，二元溶液的定压汽化过程是升温过程。同理，二元气态溶液的定压冷凝过程则是降温过程。

湿蒸气中饱和液和饱和气的温度相同而浓度不同，饱和液的浓度低于湿蒸气的浓度，饱和气的浓度高于湿蒸气的浓度。对于一定浓度的二元溶液，其饱和温度随压力的增加而上升。

纯物质的饱和液或饱和气状态点只需压力或温度二者中一个参数即可确定，其他状态点，如过热水蒸气、湿蒸气等需由两个状态参数确定。二元溶液的饱和液或饱和气状态点必须由压力、温度、浓度中任意两个参数确定，而其他状态点则需由压力、温度和浓度三个参数确定。

下面介绍目前常用的二元溶液的物理性质。

① 氨-水二元溶液 在这个组合中，氨是制冷剂，水是吸收剂，氨除了毒性大以外，是一种很好的制冷剂，从 19 世纪 70 年代至今一直被广泛应用。氨的最大优点是单位容积制冷能力较大，蒸发压力和冷凝压力适中。当冷却水温度高达 30°C 时，冷凝压力仍可不超过 15bar ($1\text{bar} = 10^5\text{Pa}$ ，下同)，通常约为 $12 \sim 13\text{bar}$ 。蒸发温度只要不低于 -33.3°C ，蒸发压力总大于 1atm ($1\text{atm} = 101325\text{Pa}$ ，下同)，不会使蒸发器形成真空。

氨的吸水性强，但要求液氨中含水量不得超过 0.12%，以保证系统的制冷能力。氨几乎不溶于润滑油，对黑色金属无腐蚀作用，若氨中含有水分时，对铜和铜合金（磷青铜除外）有腐蚀作用。

氨的最大缺点是有强烈刺激作用，对人体有危害，目前规定氨在空气中的浓度不应超过 $20\text{mg}/\text{m}^3$ 。氨是可燃物，空气中氨的体积百分比达 16%~25% 时，遇火焰就有爆炸危险。但是氨价廉，极易购得，生产企业多采用它。

② 溴化锂-水二元溶液 溴化锂是无色粒状结晶物，性质和食盐相似，化学稳定性好，在大气中不会变质，分解或挥发，此外，溴化锂无毒（有镇静作用），对皮肤无刺激。无水溴化锂的分子式为 LiBr ，相对分子质量为 86.856，成分为锂 7.99%、溴 92.01%，密度为 $3.464 \times 10^2 \text{kg}/\text{m}^3$ ，熔点为 549°C ，沸点为 1265°C 。

通常，固体溴化锂中会含有一个或两个结晶水，则分子式应为 $\text{LiBr} \cdot \text{H}_2\text{O}$ 或 $\text{LiBr} \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ 。

溴化锂具有极强的吸水性，对水制冷剂来说是良好的吸收剂。当温度为 20°C 时，溴化锂在水中的溶解度为 $111.2\text{g}/100\text{g}$ 水。溴化锂水溶液对一般金属有腐蚀性。

由于溴化锂的沸点比水高得多，溴化锂水溶液在发生器中沸腾时只有水汽化出来，生成纯制冷剂水，故不需要蒸气精馏设备。与氨吸收式机相比系统更为简单，热力系数也较高。其主要弱点是由于以水为制冷剂，蒸发温度不能太低，因此广泛应用于空调制冷。虽然它的应用是在氨吸收式制冷之后，由于有许多独特的优点，故发展迅速，特别是在大型空调和低品位热能利用方面占有重要的地位。

由于溴化锂水溶液沸腾时只有水汽化出来，溶液的蒸气压就是水蒸气分压力。而水的饱和蒸气压只是温度的单值函数，因此，溶液的蒸气压可以由该压力下水的饱和温度来代表。经验的杜林（Dühring）法则指出，水溶液的沸点 t 与同压力下水的沸点 t' 成正比。对实验数据的分析证实了一定浓度的溴化锂水溶液符合下述关系，即

$$t = At' + B \quad (3-9)$$

式中 A, B ——系数，为浓度的函数。

若以溶液的温度 t 为横坐标，同压力 p 下水的沸点 t' （或 $\lg p$ ）为纵坐标，绘制溴化锂水溶液的蒸气压图，即为一组以浓度为变量的直线（图 3-6）。

图 3-6 中左侧第一条斜线是纯水的压力与饱和温度的关系；最右侧的折线为结晶线，它表示在不同温度下溶液的饱和浓度。温度越低，饱和浓度也越低。因此，溴化锂水溶液的浓度过高或温度低时均易于形成结晶，这点是设计和运行中



必须注意的问题。图 3-6 在分析溴化锂水溶液制冷循环中有重要作用，通过各参数的变化关系，可找到最佳的运行工况。

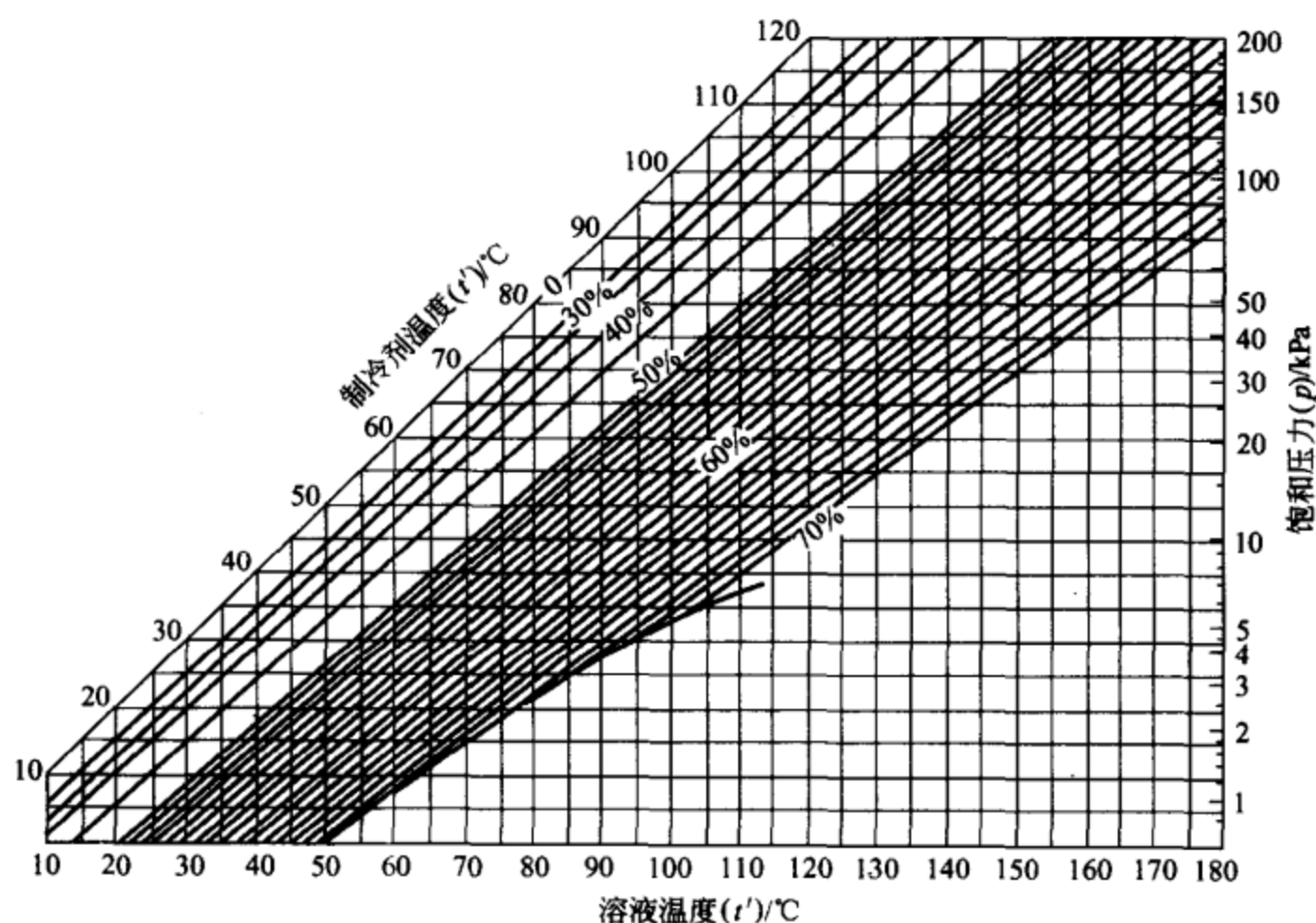


图 3-6 溴化锂水溶液的蒸气压图

(3) 二元溶液的比焓-浓度图 为了分析吸收制冷循环的热力参数变化，必须了解二元流体的稳定流动过程，而分析这些流动过程必须依靠二元溶液的比焓-浓度图。下面简单介绍二元溶液的比焓-浓度图。

① 具有典型性的氨-水溶液的比焓-浓度图见图 3-7。图 3-7 的下半部为液态区，画出了不同压力的饱和线（等压饱和线）和不同温度的饱和液线（等温饱和液线）。已知压力和温度的饱和液状态可通过等压饱和液线和等温饱和液线的交点来确定。某压力的再冷液状态在该压力的饱和液线之下，其位置需根据温度和浓度值来确定。图 3-7 的上半部为气态区，只画出了等压饱和气线，没有画出等温饱和气线，但给出了一组平衡辅助线，气液平衡时的饱和蒸气状态可利用饱和液线和平衡辅助线找出。例如，求压力为 10ata、温度为 110℃ 的饱和蒸气的比焓和分数时，可从 10ata 等压饱和液线与 110℃ 等温饱和液线的交点 A ($h_A = 95 \text{ kcal/kg}$, $\xi_A = 0.27$)，向上画一条垂线，与 10ata 平衡辅助线相交于 B，再从 B 点作水平线与 10ata 等压饱和气线相交于 C，C 点即为所求饱和气态点。查出比焓 $h_C = 465 \text{ kcal/kg}$ ，浓度 $\xi_C = 0.88$ 。连接饱和液态点 A 与饱和气态点 C 的一条直线即为压力 10ata 的湿蒸气区的 110℃ 等温线。

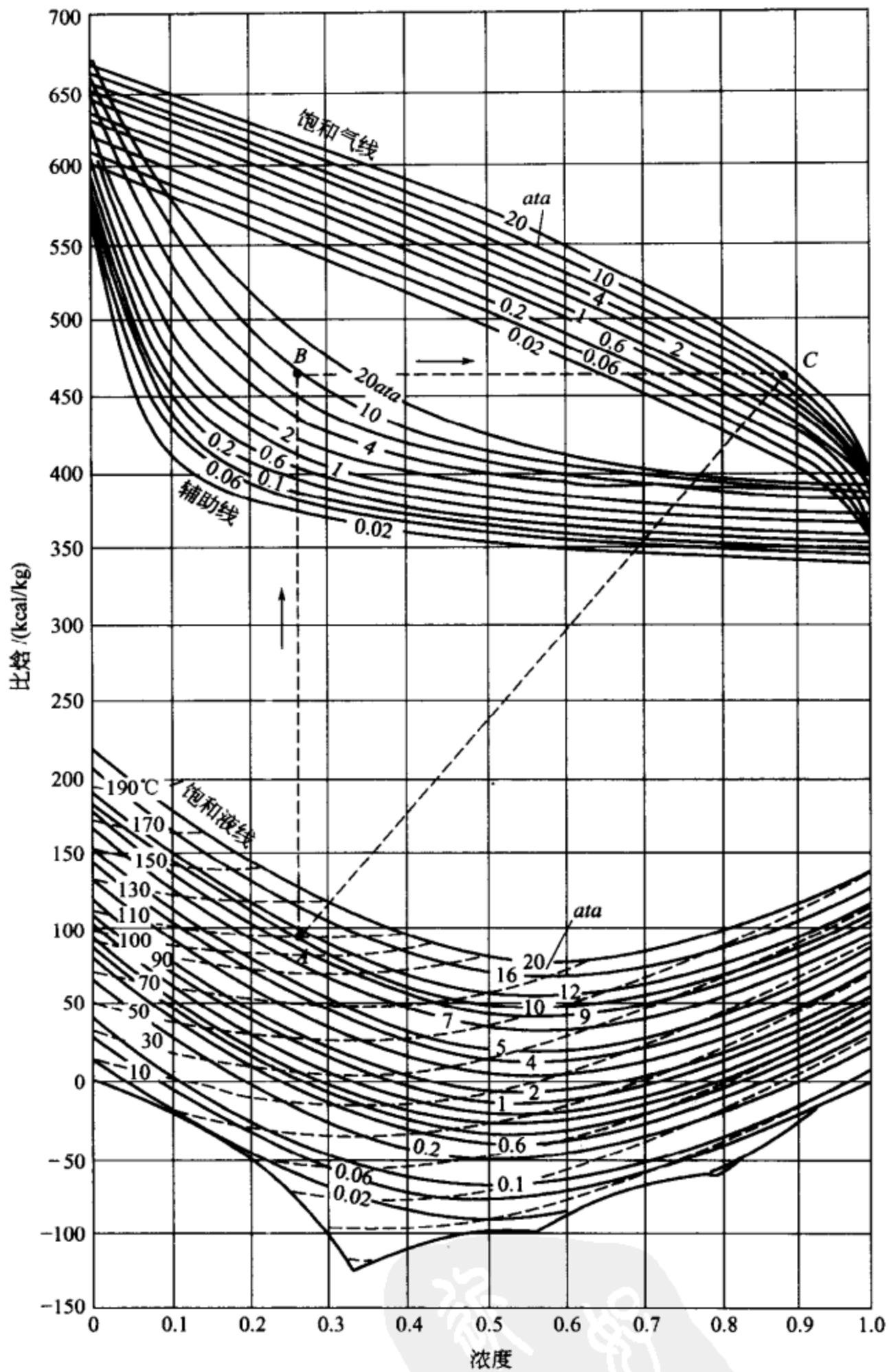


图 3-7 氨-水溶液的比焓-浓度图

② 溴化锂-水溶液的比焓-浓度图 表示在图(3-8)中。根据某一温度下纯水和纯溴化锂的比焓，以及测量得到的它们在该温度下以各种浓度混合时的混合热，按式(3-4)就可算出这一温度下一系列不同浓度溶液的焓值，并在比焓-浓



度（即 $h-\xi$ ）坐标系中得到一条液态等温线。利用这种方法，还可在 $h-\xi$ 坐标系中得到各种温度下的液态等温线，如图 3-8 下半部的虚线。

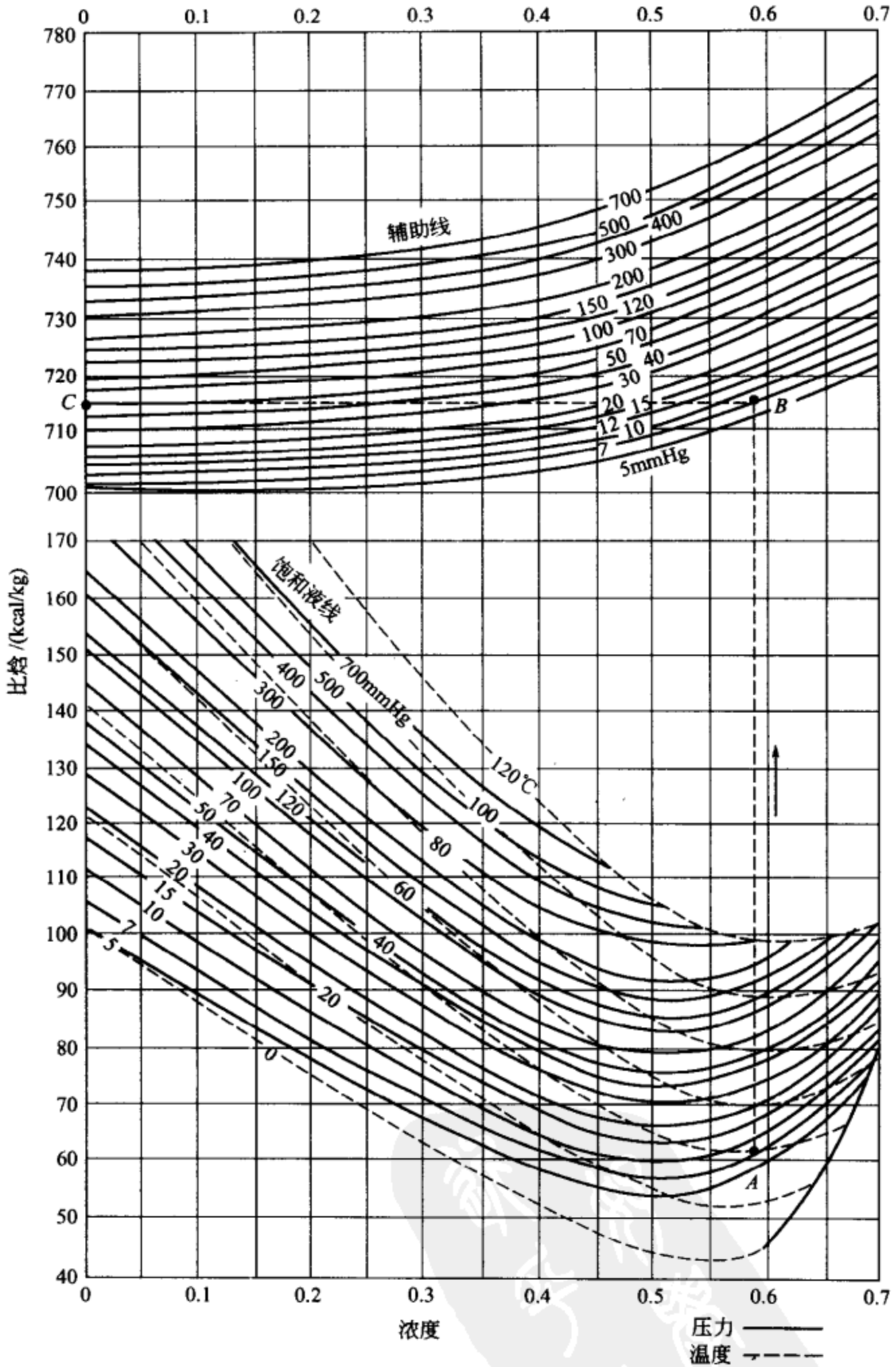


图 3-8 溴化锂-水溶液的比焓-浓度图

由于当压力不大时，压力对液体的比焓和混合热的影响很小，故可认为液态等温线与压力无关，液态溶液的比焓只是温度和浓度的函数。不论是饱和液态还是再冷液态溶液的比焓，都可在 $h-\xi$ 图上用等温线与等浓度线的交点求得。单有等温线不能判别 $h-\xi$ 图上某点溶液的相态。

根据平衡态溶液的 $p-t-\xi$ 数据，可在 $h-\xi$ 坐标系中作出等压饱和线，如图 3-8 下半部的实线。某一压力下溶液的饱和液态一定落在该压力值的等压线上。某一等压线以下为该压力溶液的过冷液区，当压力升高时，过冷液区的上界线也随着等压线而上移。根据某状态点与相应等压饱和液线的位置关系，可以判别该点的相态。对于某一压力的液态溶液，在相应等压饱和液线之上的液态等温线部分是没有意义的。

溴化锂水溶液的比焓-浓度图只有液态区，气态为纯水蒸气，集中在 $\xi=0$ 的纵轴上。由于平衡时气液同温，蒸汽的温度由与之平衡的液态溶液的温度求得。因溶液沸点升高的特性，平衡态溶液面上的蒸汽都是过热蒸汽。为方便地求出气态的比焓，在 $h-\xi$ 图的上部作了一组气态平衡等压辅助线，它是由溶液的等浓度线与蒸汽的等比焓线的交点组成的。

目前我国普遍采用的 $h-\xi$ 图的基准是取 0°C 饱和水和 0°C 溴化锂的比焓均为 100kcal/kg 。饱和水蒸气表中 0°C 饱和水的比焓为 0kcal/kg ，若用水蒸气表查得纯水比焓值应为 100kcal/kg ，才能与 $h-\xi$ 图上所得纯水比焓值相符。此外，由于存在着混合热， 0°C 溴化锂水溶液的比焓值并不是 100kcal/kg ，而且其值还随着浓度不同而变化。因此基准不同的 $h-\xi$ 图是不能比较或混用的，这点与纯物质是不同的。

例如，已知饱和溴化锂水溶液的压力为 7mmHg ($1\text{mmHg}=133.322\text{Pa}$ ，下同)，温度为 40°C ，求溶液及其液面上水蒸气各状态参数。

首先在比焓-浓度图的液态部分找到 7mmHg 等压线与 40°C 等温线的交点 A ，读出浓度 $\xi_A=0.59$ ，比焓 $h_A=61\text{kcal/kg}$ 。液面上水蒸气温度等于溶液温度 40°C ，浓度 $\xi=0$ 。通过点 A 的等浓度线 $\xi_A=59\%$ 与压力 7mmHg 的辅助线的交点 B 作水平线与 $\xi=0$ 的纵坐标相交于 C 点， C 点即为液面上水蒸气状态点，比焓 $h_C=714\text{kcal/kg}$ ，其位置在 7mmHg 辅助线之上，所以是过热蒸汽。

从饱和水蒸气表知，压力为 7mmHg 时纯水的饱和温度为 6°C ，远低于 40°C ，可见溶液面上的水蒸气具有相当大的过热度。

(4) 二元流体的稳定流动过程 前面分析和讨论了封闭容器内二元溶液的热力过程，而实际工程中进行的多为稳定流动条件下的热力过程。下面分析几个与吸收式制冷循环有关的稳定流动过程。在分析每一种过程时采用的方法是作三个平衡：总质量平衡；二元溶液中一种物质的质量平衡；总能量平衡。



① 两股二元流体的绝热混合 如图 3-9 所示, 状态 1 (ξ_1, t_1, p_1, h_1) 质量流量为 M_1 的二元流体和状态 2 (ξ_2, t_2, p_2, h_2) 质量流量为 M_2 的二元流体在稳定流动条件下绝热混合为状态 3 (ξ_3, t_3, p_3, h_3) 质量流量为 M_3 的二元流体。

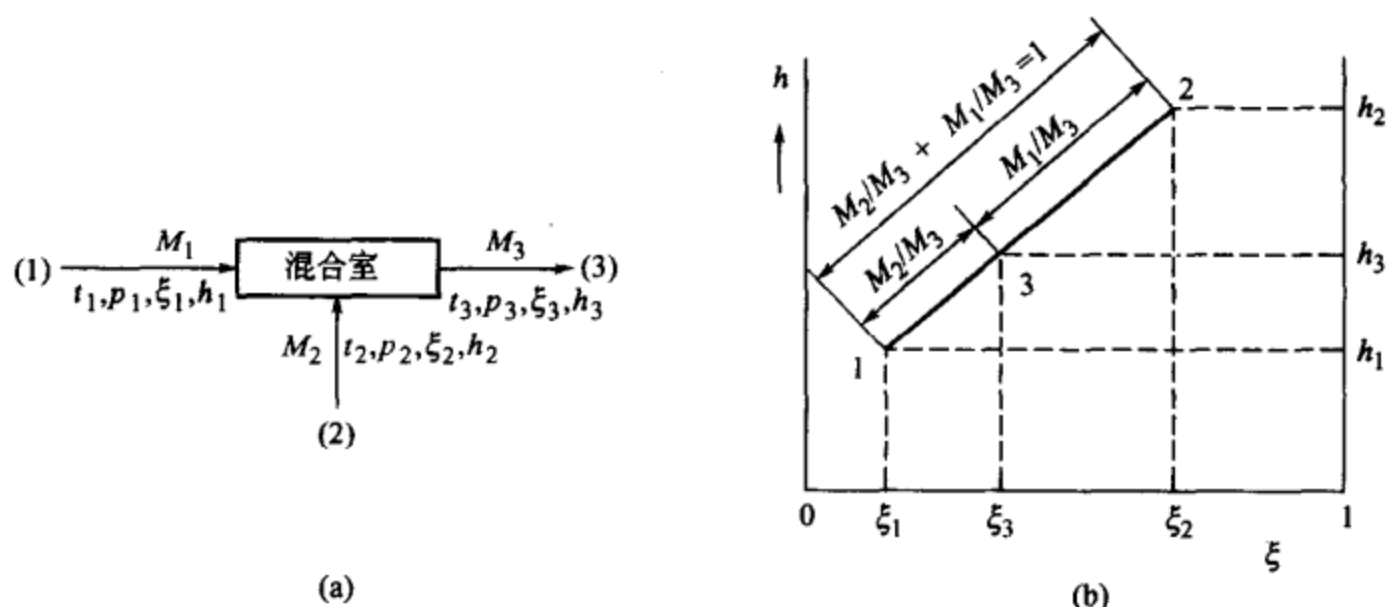


图 3-9 两股二元流体在稳定流动条件下的绝热混合

对该过程作质量和能量平衡时, 可得三个基本方程。

$$M_1 + M_2 = M_3 \quad (3-10)$$

$$M_1 \xi_1 + M_2 \xi_2 = M_3 \xi_3 \quad (3-11)$$

$$M_1 h_1 + M_2 h_2 = M_3 h_3 \quad (3-12)$$

消去 M_3 , 得

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\xi_2 - \xi_3}{\xi_3 - \xi_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \quad (3-13)$$

上述公式说明, 绝热混合时, 混合后状态点 3 必位于连接混合前状态点 1 和点 2 的直线上, 其位置取决于被混合两股流体的质量流量比。由式(3-13) 还可导出求混合后状态点的公式

$$\xi_3 = \xi_1 + \frac{M_2}{M_3} (\xi_2 - \xi_1) \quad (3-14)$$

$$h_3 = h_1 + \frac{M_2}{M_3} (h_2 - h_1) \quad (3-15)$$

例如, 质量流量 $M_1 = 200 \text{ kg/h}$ 的饱和氨-水溶液 ($t_1 = 100^\circ\text{C}$ 、 $p_1 = 8 \text{ ata}$) 与质量流量 $M_2 = 400 \text{ kg/h}$ 的氨-水再冷溶液 ($\xi_2 = 0.7$ 、 $t_2 = 20^\circ\text{C}$ 、 $p_2 = 8 \text{ ata}$) 在稳定流动条件下绝热混合。试确定混合后的浓度、比焓、温度及气液比例。

状态 1 是饱和溶液, 在比焓-浓度图上由 $t_1 = 100^\circ\text{C}$ 等温饱和液线和 $p_1 = 8 \text{ ata}$ 等压饱和液线的交点 1 代表, 查出 $\xi_1 = 0.26$ 。状态 2 是再冷溶液, 由 $\xi_2 = 0.7$ 等浓度线与 $t_2 = 20^\circ\text{C}$ 等温线交点 2 代表。混合后状态 3 的浓度 ξ_3 可由公式(3-14)

求得

$$\begin{aligned}\xi_3 &= \xi_1 + \frac{M_2}{M_3}(\xi_2 - \xi_1) \\ &= 0.26 + \frac{400}{200+400}(0.7 - 0.26) \\ &= 0.55 \text{kg(氨)/kg(混合物)}\end{aligned}$$

将 1、2 两点连一直线，与 $\xi_3 = 0.55$ 等浓度线相交于 3 点，即为混合后的状态点，其比焓 $h_3 = 50 \text{kcal/kg}$ 。由于本例中已知过程在定压下进行， $p_1 = p_2 = p_3 = 8 \text{ata}$ ，而混合状态 3 点位于 8ata 饱和液线的上面。故该状态位于湿蒸气区内，是湿蒸气。为了确定落在湿蒸气区的混合后状态点 3 的温度和气液比例，必须作出通过该点的平衡等温线，该等温线的求得可采用直尺试凑法。在比焓-浓度图上作一直角三角形，令直角两边分别与两坐标轴平行，其斜边通过由比焓 h_3 和浓度 ξ_3 决定的 3 点，并用改变斜边斜率的方法，使直角三角形的三个顶点分别落在该压力（8ata）的饱和气线、平衡辅助线和饱和液线上。三角形的斜边 $\overline{3'3''}$ 即为 8ata 压力下状态 3 的平衡等温线。该线与 8ata 压力下饱和液线的交点为 $3'$ ，读出 $t'_3 = t_3 = 48^\circ\text{C}$ ， $\xi'_3 = 0.53$ ， $h'_3 = 37 \text{kcal/kg}$ ；该线与 8ata 压力下饱和气线的交点为 $3''$ ，读出 $t''_3 = t_3 = 48^\circ\text{C}$ ， $\xi''_3 = 0.99$ ， $h''_3 = 414 \text{kcal/kg}$ 。湿蒸气中饱和蒸气含量可用式(3-7)求得

$$\delta = \frac{\overline{33'}}{\overline{3''3'}} = \frac{\xi_3 - \xi'_3}{\xi''_3 - \xi'_3} = \frac{0.55 - 0.53}{0.99 - 0.53} = 0.043$$

即混合后状态 3 含有 4.3% 蒸气和 95.7% 液体（图 3-10）。

由上例可看出，两股二元液流混合时也可能发生汽化，用比焓-浓度图求解混合物的温度和气液比例是非常便利的。

② 吸收过程 吸收过程是液态吸收剂与气态制冷剂的混合过程。

在图 3-11 所示系统中，如果状态 1 的液体（吸收剂）与状态 2 的气体（饱和的或过热的气态制冷剂）绝热混合，则混合后的状态为点 1 与点 2 连线上的点

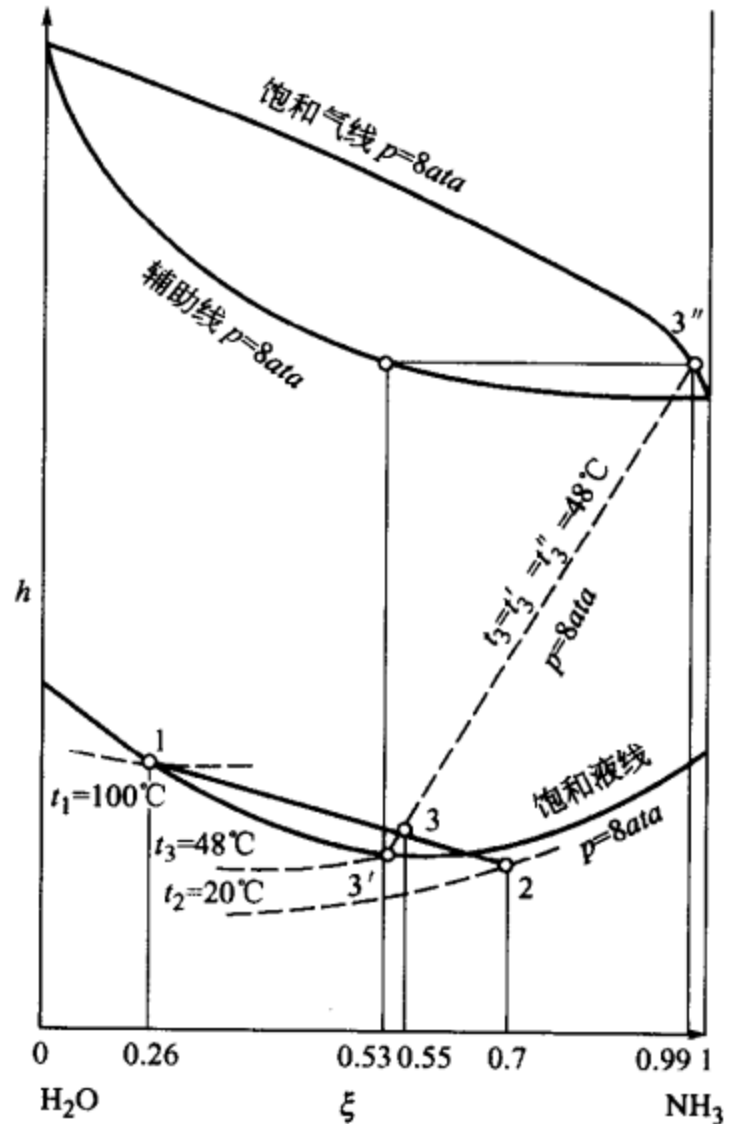


图 3-10 例题的比焓-浓度图

3_a。3_a 点在湿蒸气区，说明混合后仍剩余一部分蒸气未被液体吸收。为使吸收过程进行得完全，即全部蒸气转化为液体，必须使混合后状态点降低到饱和液线或饱和液线以下。因此，吸收过程应当是非绝热混合过程。

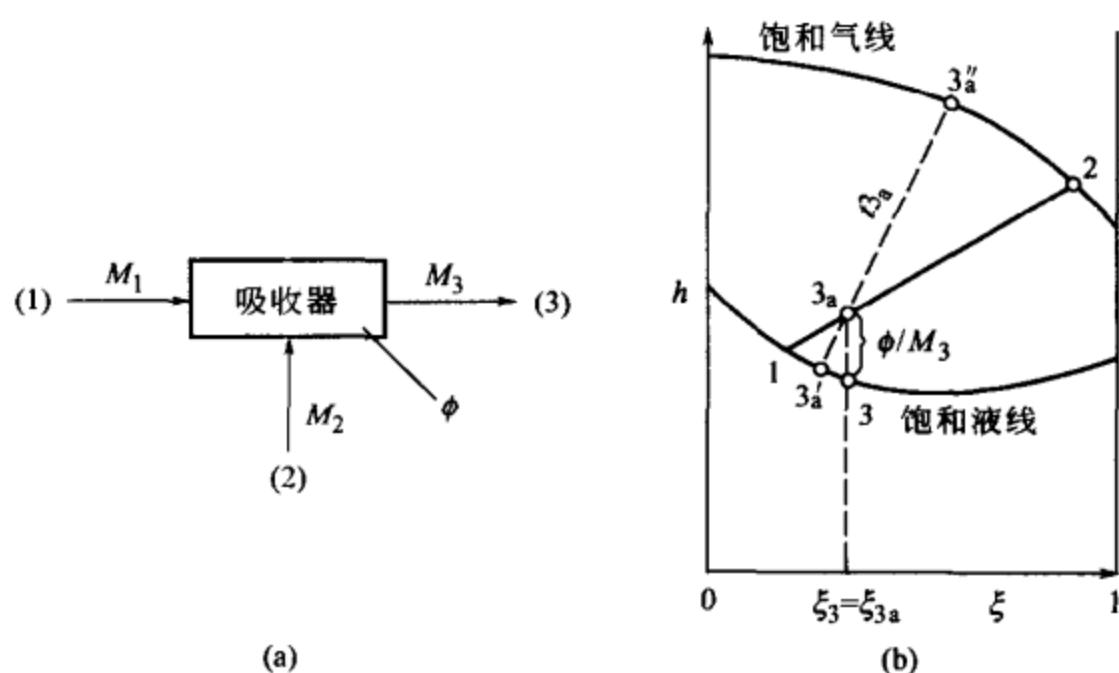


图 3-11 两股二元流体在稳定流动条件下的非绝热混合

稳定流动条件下两股二元流体的非绝热混合基本方程仍可通过质量平衡和能量平衡求得，即

$$\begin{aligned} M_1 + M_2 &= M_3 \\ M_1 \xi_1 + M_2 \xi_2 &= M_3 \xi_3 \\ M_1 h_1 + M_2 h_2 &= M_3 h_3 + \phi \end{aligned}$$

与绝热混合公式相比可以看出，对于非绝热混合，式(3-14)仍然适用，而式(3-15)应由式(3-16)代替

$$h_3 = h_1 + \frac{M_2}{M_3} (h_2 - h_1) - \phi / M_3 \quad (3-16)$$

上式说明，两股流体在放热条件下进行混合，其混合后的状态低于绝热条件下混合后状态点一个垂直距离 ϕ / M_3 。 ϕ / M_3 为吸收过程中每 1kg 混合溶液应放出的热量。

例如，已知 $M_1 = 500 \text{ kg/h}$ ， $p_1 = 2 \text{ ata}$ ， $t_1 = 50^\circ \text{C}$ 的饱和氨-水溶液与 $M_2 = 50 \text{ kg/h}$ ， $p_2 = 2 \text{ ata}$ ， $\xi_2 = 1.0$ 的饱和氨气混合成为 $p_3 = 2 \text{ ata}$ 的饱和氨-水溶液。求混合后的浓度、温度、比焓及放热量。

根据 t_1 、 p_1 在比焓-浓度图上查出 $\xi_1 = 0.28$ ，按式(3-14)求得混合后浓度为

$$\begin{aligned} \xi_3 &= \xi_1 + \frac{M_2}{M_3} (\xi_2 - \xi_1) = 0.28 + \frac{50}{550} (1 - 0.28) \\ &= 0.345 \text{ kg 氨/kg 混合物} \end{aligned}$$

连接点 1 与点 2 所作直线与等浓度线 $\xi_3 = 0.345$ 相交于 3_a 点 ($h_{3a} = 60 \text{ kcal/kg}$)。

由点 3_a 向下作垂线与 2ata 饱和液线相交于 3 点，温度 $t_3 = 38^\circ\text{C}$ ，比焓 $h_3 = 12\text{kcal/kg}$ 。因此，混合成 1kg 状态 3 的饱和溶液需放出热量

$$\phi/M_3 = h_{3a} - h_3 = 60 - 12 = 48 \text{ (kcal/kg)}$$

总放热量

$$\phi = M_3 (h_{3a} - h_3) = 550 \times 48 = 26400 \text{ (kcal/h)}$$

③ 节流过程与泵的加压过程 在节流过程中，混合物中两种成分都没有增减，并与外界无热交换，所以，混合物绝热节流过程的基本方程为

$$h_1 = h_2 = \text{常数} \quad \xi_1 = \xi_2 = \text{常数} \quad (3-17)$$

如图 3-12 所示，状态 1 (p_1, t_1, ξ_1, h_1) 的二元液态混合物在稳定流动条件下节流减压至状态 2 (p_2, t_2, ξ_2, h_2)。按式(3-17)，在比焓-浓度图上点 1 和点 2 重合。但实际上状态 1 和状态 2 是不同的。点 1 是压力为 p_2 的再冷液，位于液态区，而点 2 的压力为 p_2 ，则位于湿蒸气区。为表示点 2 的状态，需找出在压力 p_2 条件下通过点 2 的湿蒸气等温线 t_2 。可以看出 $t_2 < t_1$ ，即节流后温度降低，并由原来的再冷液变为由饱和液 $2'$ 与饱和气 $2''$ 组成的湿蒸气。该湿蒸气中气液数量比即线段 $2'2$ 与 $22''$ 之比。

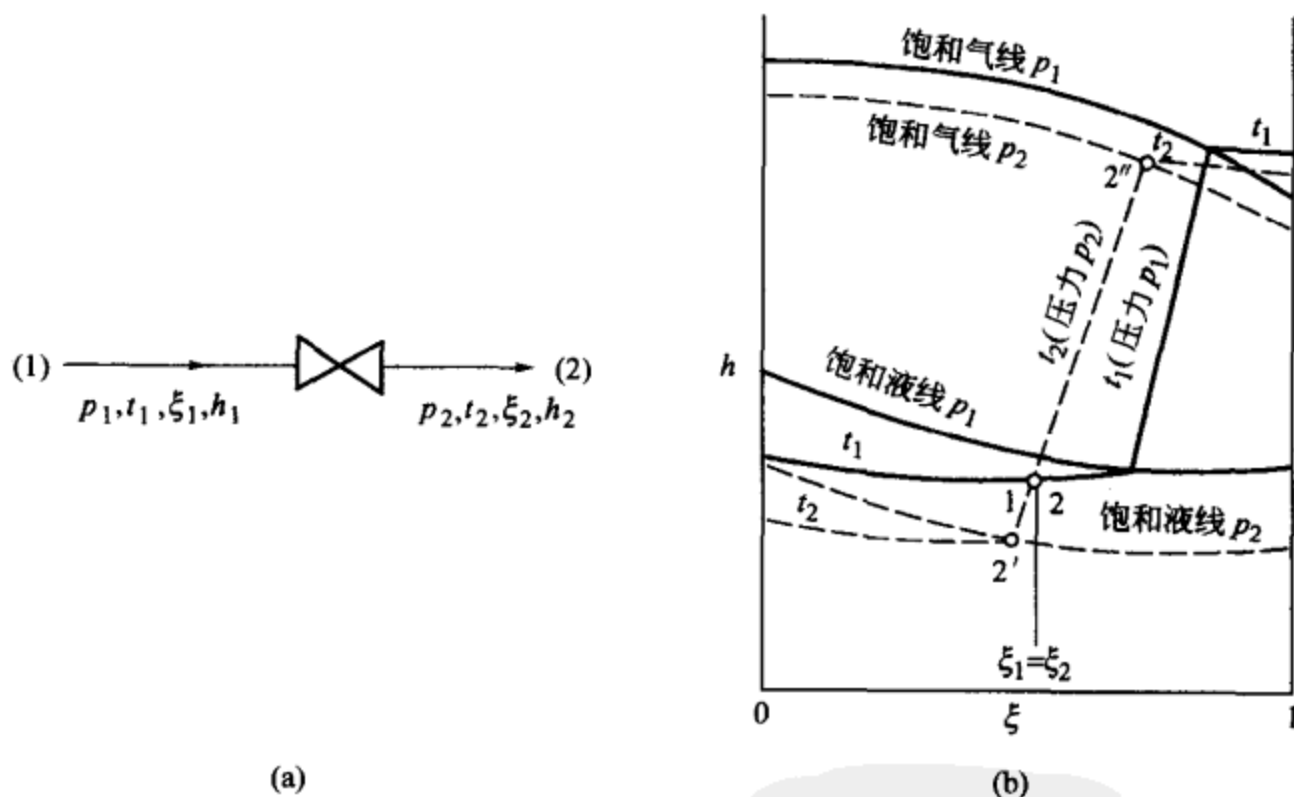


图 3-12 稳定流动条件下二元液态混合物的节流

溶液在泵的加压过程中虽然要消耗功，但其数量远小于发生器中加热溶液所消耗的热量，因此在进行循环热力计算时常忽略不计。若 1、2 分别为加压前后溶液的状态，溶液流量为 M ，泵所消耗的功率为 p ，则泵的加压过程的基本方程为

$$h_2 = h_1 + \frac{860p}{M} \approx h_1; \quad \xi_2 = \xi_1 \quad (3-18)$$



④ 汽化与冷凝过程 在吸收式制冷系统中，汽化设备有发生器、蒸发器，冷凝设备有冷凝器、分凝器等。为简化计算，近似地把这些设备中进行的过程看作如图 3-13 所示简单的加热与冷却过程。

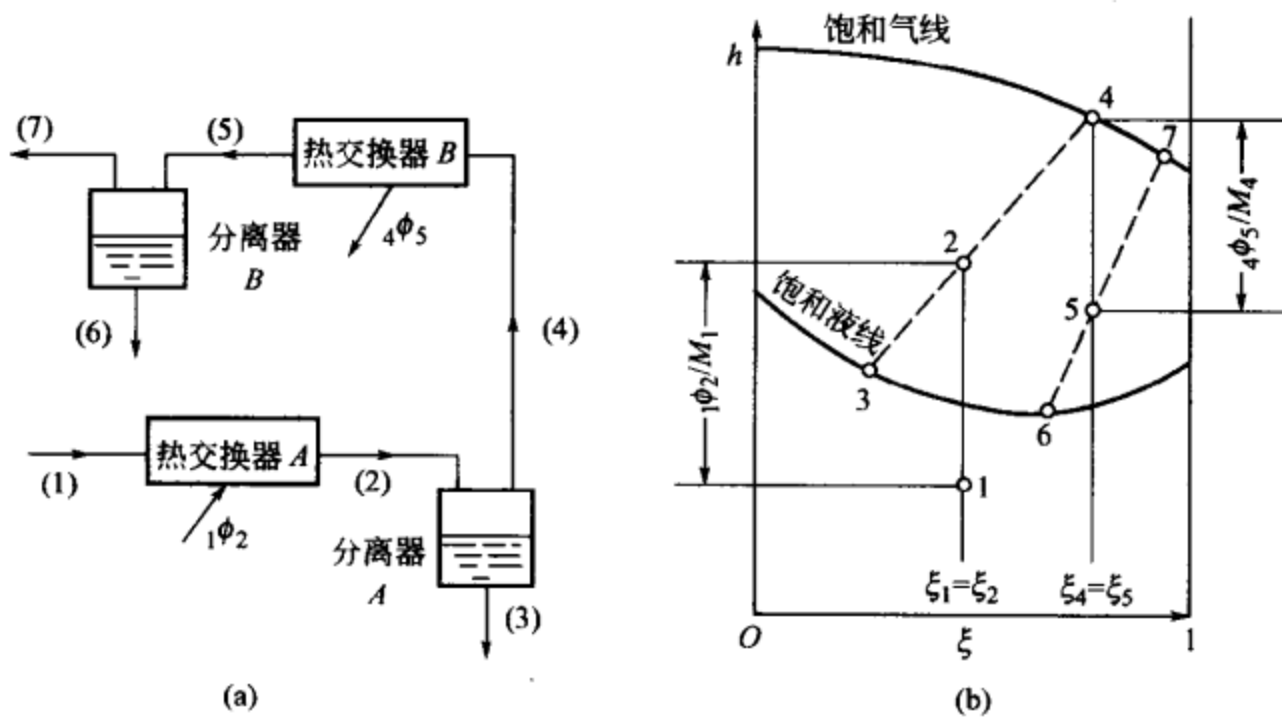


图 3-13 稳定流动条件下的加热与冷却过程

可以把发生器看作是由热交换器（加热器）A 和分离器 A（简称 A 组设备）组成。状态 1 的溶液在热交换器 A 中定压加热成为状态 2 的湿蒸气，并通过分离器 A 将其中浓度增加了的饱和气（状态 4）与浓度减小了的饱和液（状态 3）完全分离。这就是说，发生器（即 A 组设备）的作用是从浓溶液中放出浓度增加了的蒸气。

对于那些吸收剂也具有挥发性的工质对来说，虽然从发生器放出的蒸气较溶液的浓度为高，但要用作吸收式制冷的制冷剂，仍嫌浓度太低，故还需要提纯。

分凝器是一种简单的蒸气提纯设备，可以把它看作是由热交换器（冷却器）B 和分离器 B 组成。状态 4 的蒸气进入热交换器 B 后，定压冷却至湿蒸气状态 5，并通过分离器 B 将再次加浓了的饱和气（状态 7）和变稀了的饱和液（状态 6）完全分开。这就是说，分凝器（即 B 组设备）的作用是对浓度还不够高的制冷剂蒸气进行部分冷凝，使蒸气中一部分沸点较高的物质冷凝下来，回流到发生器，而另一部分未冷凝的蒸气则进一步提高了浓度。这样，相当纯的制冷剂蒸气（如状态 7），就可以进入冷凝器和蒸发器进行制冷。

有些吸收式制冷系统采用的工质对中吸收剂的沸点极高，如溴化锂-水工质对，发生器中放出的蒸气已为很纯的制冷剂，这种情况下就不需要分凝器，制冷剂蒸气可直接通入冷凝器，再至蒸发器进行制冷。

下面写出稳定流动时加热过程的基本方程。对于热交换器 A

$$M_1 = M_2$$

$$\xi_1 = \xi_2$$

$$\phi_{12} = M_1(h_2 - h_1)$$

对于分离器 A

$$M_2 = M_3 + M_4$$

$$M_2 \xi_2 = M_3 \xi_3 + M_4 \xi_4$$

$$M_2 h_2 = M_3 h_3 + M_4 h_4$$

则

$$\phi_{12} = M_1(h_2 - h_1) = M_3 h_3 + M_4 h_4 - M_1 h_1 \quad (3-19)$$

$$\frac{M_2}{M_4} = \frac{\xi_4 - \xi_3}{\xi_2 - \xi_3} = \frac{h_4 - h_3}{h_2 - h_3} = \frac{\overline{34}}{\overline{32}} \quad (3-20)$$

$$\frac{M_2}{M_3} = \frac{\xi_4 - \xi_3}{\xi_4 - \xi_2} = \frac{h_4 - h_3}{h_4 - h_2} = \frac{\overline{34}}{\overline{24}} \quad (3-21)$$

由上式可知，分离器 A 后的气液比例可由比焓-浓度图上的线段 $\overline{32}$ 和 $\overline{24}$ 之比得到。加热过程中，每千克液体需热量

$$\frac{\phi_{12}}{M_1} = h_2 - h_1 \quad (3-22)$$

可用图 3-13 中线段 $\overline{21}$ 表示。

冷却过程的基本方程式与加热过程相同，不再重复。

(5) 二元溶液的吸收式制冷循环 经过以上对单个过程的分析后，即可把图 3-1 所示的简单吸收式制冷循环反映在比焓-浓度图上。仍以氨-水吸收式制冷循环为例。

图 3-14 为简单氨-水吸收式制冷循环的比焓-浓度简图，该图中浓度是以氨-水溶液中含氨质量百分比表示的。假定发生器和冷凝器内为高压 p_k ，吸收器和蒸发器内为低压 p_0 。进入发生器前的状态 1 的浓溶液是压力 p_k 下的再冷液，该再冷液在发生器中受热首先升温到开始沸腾点 l_b ，随着汽化过程的进行，剩余液体的沸腾温度沿等压饱和液线逐渐升高，最后达到沸腾终点 2， t_2 即为发生器内溶液的最高温度。那么，发生器排出的制冷剂蒸气状态 5 到底与沸腾溶液状态 l_b 至 2 的变化过程中哪一点相平衡呢？这与发生器中蒸气与液体流动方向和发生器构造有关。一般可认为状态 5 是与点 l_b 和点 2 的平均状态相平衡的饱和蒸气。

状态 5 的饱和蒸气进入冷凝器，在压力 p_k 下放热，冷凝为饱和液（或再冷液）6，温度 $t_6 < t_5$ ，再经膨胀阀减压至 p_0 压力下的点 7。点 7 和点 6 重合，点 7 是在压力 p_0 下由大量状态 7' 的饱和液与少量状态 7'' 的饱和气组成的湿蒸气，



该湿蒸气进入蒸发器，在压力 p_0 下吸热，汽化至状态 8，温度 $t_8 > t_7$ ，状态 8 是含有大量状态 8'' 的饱和气和少量状态 8' 的饱和液的湿蒸气。在稳定流动条件下

$$\xi_8 = \xi_7 = \xi_6 = \xi_5 \quad (3-23)$$

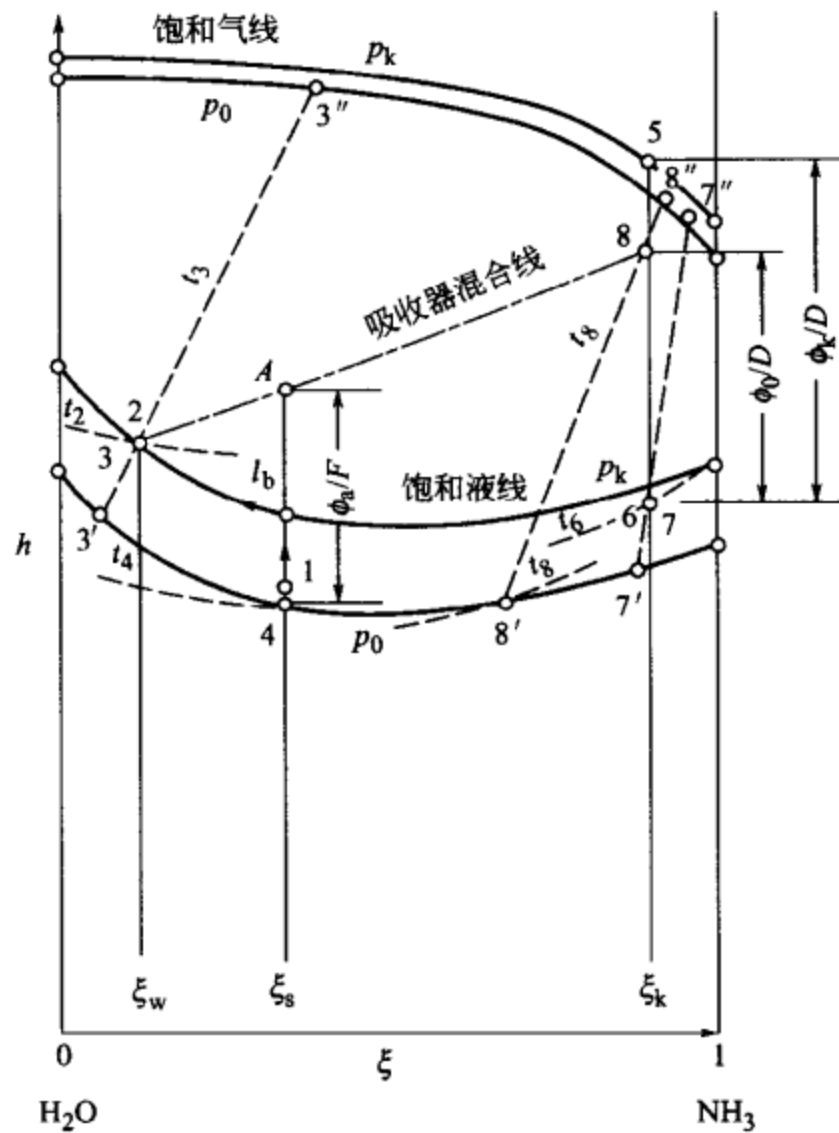


图 3-14 简单氨-水吸收式制冷循环的比焓-浓度简图

由发生器排出的稀溶液为压力 p_k 下的饱和液状态 2，经节流阀减压至 p_0 下的状态 3。点 3 与点 2 重合，点 3 是由大量状态 3' 的饱和液和少量状态 3'' 的饱和气组成的湿蒸气。它与状态 8 的湿蒸气同时进入吸收器，在压力 p_0 下放热，混合成为饱和浓溶液（状态 4）。点 4 到点 1 是浓溶液经泵的升压过程。可近似认为点 4 与点 1 重合。

蒸发器出口状态 8 落在低压 p_0 的饱和气线以下，这对制冷量有一定影响。如果采用气液分离器可使蒸气基本上变成干饱和蒸气，但由于 $\xi_8 = \xi_5$ ，上述做法将导致 t_8 升高，从而使制冷温度升高。所以蒸发器排出的蒸气有一定的含湿量。

设冷凝器和蒸发器中循环的是浓度为 ξ_r 的制冷剂，流量为 D ；流入发生器的制冷剂-吸收剂溶液浓度为 ξ_s ，流量为 F ；流入吸收器的吸收剂溶液浓度为 ξ_w ，流量为 $F-D$ 。令

$$f = \frac{F}{D} \quad (3-24)$$

式中， f 称为溶液的循环倍率，它表示系统中每 1kg 制冷剂所需要的制冷剂-吸收剂溶液的千克数。

在吸收式制冷机中，设备的单位热负荷是指对应每 1kg 制冷剂该设备所需吸收或放出的热量。当计算单位热负荷时，循环中制冷剂量为 1kg，制冷剂-吸收剂溶液量为 f ，吸收剂溶液量为 $f-1$ 。

对氨吸收式制冷系统，根据发生器或吸收器的质量平衡方程可导出

$$f = \frac{\xi_r - \xi_w}{\xi_s - \xi_w} \quad (3-25)$$

又根据各设备热平衡方程可导出简单氨吸收制冷系统各设备的单位热负荷

$$\text{对发生器} \quad q_g = f(h_2 - h_1) + h_5 - h_2 \quad (3-26)$$

$$\text{对冷凝器} \quad q_k = h_5 - h_6 \quad (3-27)$$

$$\text{对蒸发器} \quad q_0 = h_8 - h_7 \quad (3-28)$$

$$\text{对吸收器} \quad q_a = f(h_3 - h_4) + h_8 - h_3 \quad (3-29)$$

各设备的热负荷为

$$\text{对发生器} \quad \phi_g = Dq_g \quad (3-30)$$

$$\text{对冷凝器} \quad \phi_k = Dq_k \quad (3-31)$$

$$\text{对蒸发器} \quad \phi_0 = Dq_0 \quad (3-32)$$

$$\text{对吸收器} \quad \phi_a = Dq_a \quad (3-33)$$

系统的热平衡为吸热量等于放热量，即

$$\phi_g + \phi_0 = \phi_k + \phi_a \quad (3-34)$$

吸收式制冷机的经济性常以热力系数作为评价指标。热力系数 ζ 是吸收式制冷机中获得的制冷量 ϕ_0 与消耗的热量 ϕ_g 之比。

$$\zeta = \frac{\phi_0}{\phi_g} \quad (3-35)$$

与压缩式制冷中逆向卡诺循环的制冷系数是最大的制冷系数相对应，在吸收式制冷中也可以求出最大热力系数，方法如下。

图 3-15 为吸收式制冷系统与外界的能量交换关系。发生器中热媒对溶液系统的加热量为 ϕ_g ，蒸发器中被冷却物质对系统的加热量（即制冷量）为 ϕ_0 ，泵的功率为 P ，系统对周围环境的放热量为 ϕ_c 。（等于在吸收器中放热量 ϕ_a 与在冷凝器中放热量 ϕ_k 之和）。

由热力学第一定律得

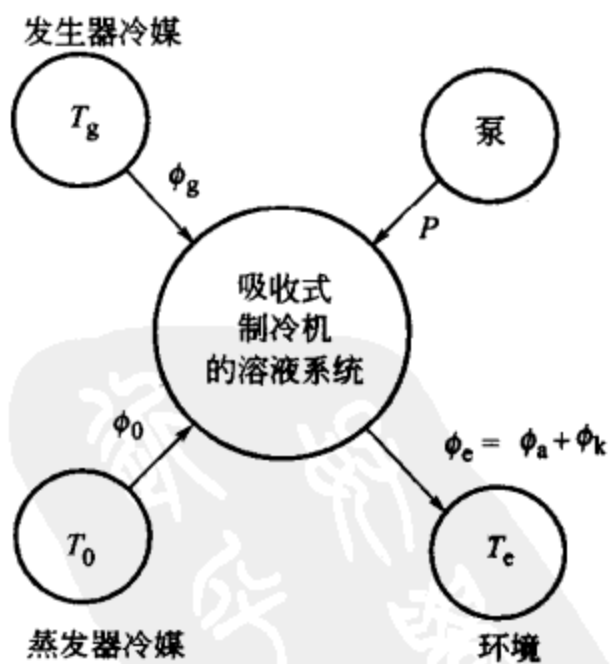


图 3-15 吸收式制冷系统与外界的能量交换

$$\begin{aligned}\phi_g + \phi_0 + 860P &= \phi_a + \phi_k \\ \phi_g + \phi_0 + 860P &= \phi_a + \phi_k = \phi_e\end{aligned}\quad (3-36)$$

假设吸收式制冷循环是可逆的，发生器中热媒温度等于 T_g ，蒸发器中被冷却物温度等于 T_0 ，环境温度等于 T_e ，这些都是常量。则吸收式制冷系统单位时间内引起外界熵的变化为：对于发生器的热媒是 $\Delta S_g = -\frac{\phi_g}{T_g}$ ，对于蒸发器中被冷却物质是 $\Delta S_0 = -\frac{\phi_0}{T_0}$ ；对周围环境是 $\Delta S_e = \frac{\phi_e}{T_e}$ 。由热力学第二定律可知，系统引起外界总熵的变化应大于或等于零，即

$$\Delta S = \Delta S_g + \Delta S_0 + \Delta S_e \geq 0 \quad (3-37)$$

或

$$\Delta S = -\frac{\phi_g}{T_g} - \frac{\phi_0}{T_0} + \frac{\phi_e}{T_e} \geq 0 \quad (3-38)$$

由式(3-36)和式(3-38)可得

$$\phi_g \left(\frac{T_g - T_e}{T_g} \right) \geq \phi_0 \left(\frac{T_e - T_0}{T_0} \right) - 860P \quad (3-39)$$

若泵的功率忽略不计，则吸收式制冷机的热力系数

$$\zeta = \frac{\phi_0}{\phi_g} \leq \frac{T_0(T_g - T_e)}{T_g(T_e - T_0)} \quad (3-40)$$

最大热力系数为

$$\zeta_{\max} = \frac{T_0(T_g - T_e)}{T_g(T_e - T_0)} = \epsilon_c \eta_c \quad (3-41)$$

热力系数与最大热力系数之比称为热力完善度，即

$$\eta_c = \frac{\zeta}{\zeta_{\max}} \quad (3-42)$$

式(3-42)表明，吸收式制冷机的最大热力系数等于工作在温度 T_0 和 T_e 之间的逆向卡诺循环的制冷系数 ϵ_c 与工作在 T_g 和 T_e 之间的正卡诺循环的热效率 η_c 的乘积。它随热源温度 T_g 的升高、环境温度 T_e 的降低，以及被冷却介质温度 T_0 的升高而增大。

吸收式制冷机与由热机直接驱动的压缩式制冷机相比，在对外界能量交换的关系上是等效的。只要外界的温度条件相同，二者的理想最大热力系数是相同的。因此，压缩式制冷机的制冷系数应乘以驱动压缩机的动力装置的热效率之后，才能与吸收式制冷机的热力系数进行比较。

式(3-41)表示了吸收式制冷系统工作参数之间的关系，为调整吸收式制冷工况指明了方向。 T_e 代表环境温度，实际是吸收器和冷凝器中的冷却水温，现在假定两个温度相同，实际不完全一样，与冷却方式有关。式(3-41)表示了吸

收式制冷机的理想情况，实际上换热工况有温差，管道流动有阻力，溶液泵虽耗电很小可忽略，实际这些都是非理想的工作状况，因此实际的热力系数小于理想的热力系数即最大热力系数。

3.3 溴化锂吸收式制冷机

(1) 溴化锂吸收式制冷理论循环 图 3-16 为单级溴化锂吸收式制冷机的流程。其中除图 3-1 所示简单吸收式制冷系统的主要设备外，在发生器和吸收器之间的溶液管路上装有溶液热交换器。来自吸收器送往发生器的冷稀溶液与来自发生器送往吸收器的热浓溶液在这里进行热交换。这样，既提高了进入发生器的稀溶液温度，减少发生器所需的耗热量；又降低了进入吸收器的浓溶液温度，减少了吸收器的冷却负荷，故溶液热交换器又可称为节能器。

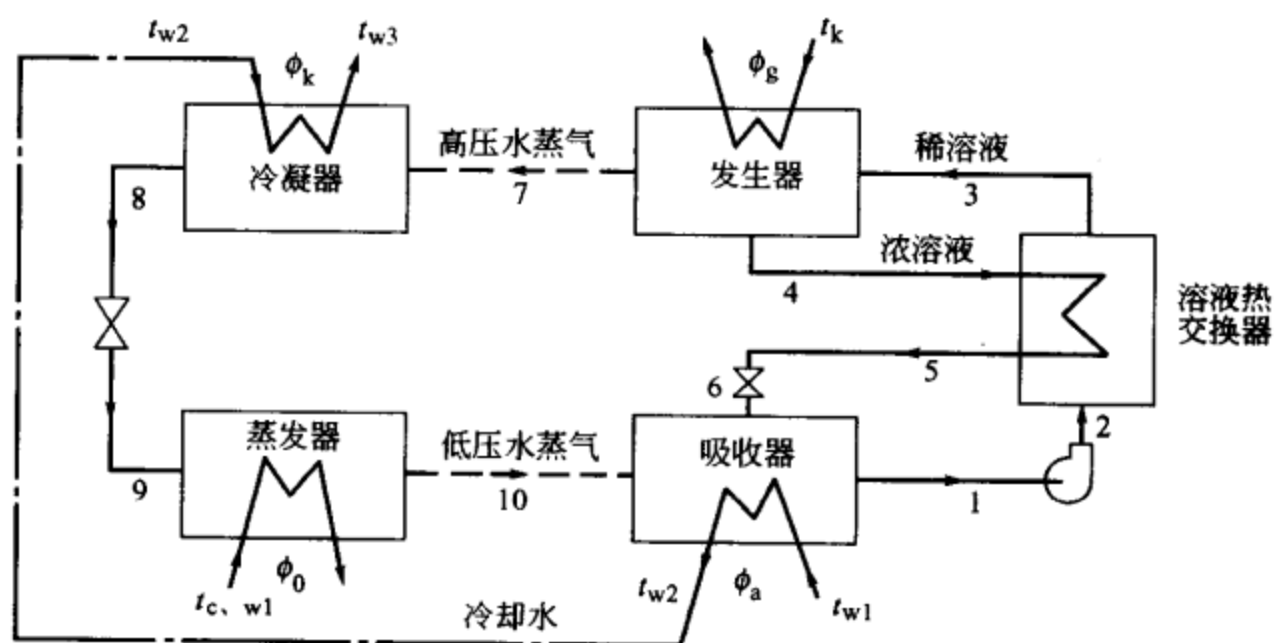


图 3-16 单级溴化锂吸收式制冷装置流程

在分析理论循环时假定：工质流动时无损失，因此在热交换设备内进行的是等压过程；发生器压力 p_g 等于冷凝压力 p_k ，吸收器压力等于蒸发压力 p_0 。发生过程和吸收过程终了的溶液状态以及冷凝过程和蒸发过程终了的冷剂状态都是饱和状态。

图 3-17 是图 3-16 所示系统理论循环的比焓-浓度图。1→2 为泵的加压过程，将来自吸收器的稀溶液由压力 p_0 下的饱和液变为压力 p_k 下的再冷液。 $\xi_1 = \xi_2$ ， $t_1 \approx t_2$ ，点 1 和点 2 基本重合。2→3 为再冷状态稀溶液在热交换器中的预热过程。3→4 为稀溶液在发生器中的加热过程。其中 3→3_g 是将稀溶液由再冷液加热至饱和液的过程；3_g→4 是稀溶液在等压 p_k 下沸腾汽化变为浓溶液的过程。自发生器排出的蒸气状态可认为是与沸腾过程溶液的平均状态相平衡的水蒸气

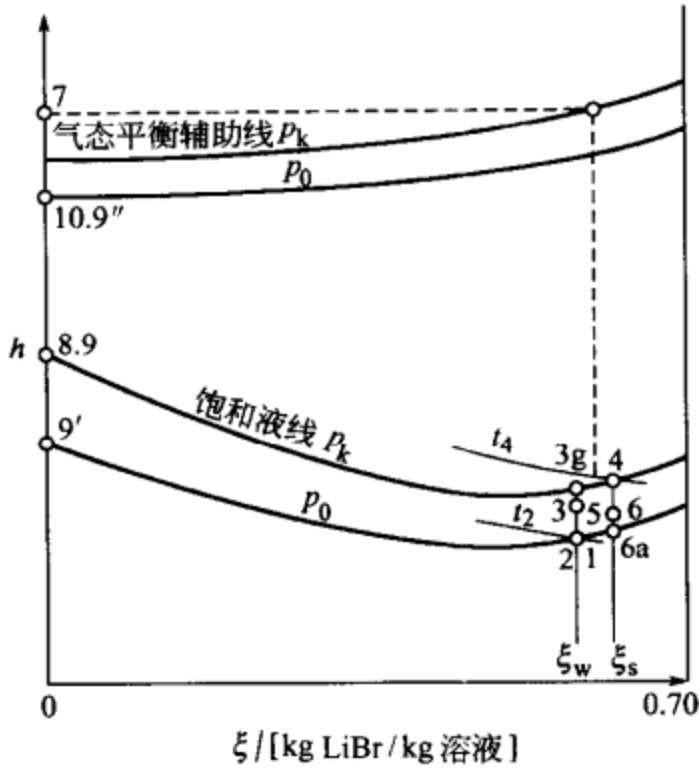


图 3-17 比焓-浓度图上的
溴化锂吸收式制冷理论循环

(状态 7 的过热蒸气)。7→8 为制冷剂水蒸气在冷凝器内压力 p_k 下除去过程，然后凝结为饱和水的过程。8→9 为制冷剂水的节流过程。制冷剂由压力 p_k 下的饱和水变为压力 p_0 下的湿蒸气。状态 9 的湿蒸气是由状态 9' 的饱和水与状态 9'' 的饱和水蒸气组成。9→10 为状态 9 的制冷剂湿蒸气在蒸发器内压力 p_0 下吸热汽化至状态 10 的饱和水蒸气过程。4→5 为浓溶液在热交换器中的预冷过程。即把来自发生器的浓溶液在压力 p_k 下由饱和液变为再冷液。5→6 为浓溶液的节流过程。将浓溶液由压力 p_k 下的再冷液变为压力 p_0 下的湿蒸气。6→1 为浓溶液在吸收器中的吸收过程。其中 6→6_a 为浓溶液由湿蒸气状态冷却至饱和状态。6_a→1 为状态 6_a 的浓溶液在等压 p_0 下与状态 10 的制冷剂水蒸气放热混合为状态 1 的稀溶液的过程。

决定吸收式制冷热力过程的外部条件是三个温度：热源温度 t_h ，冷却介质温度 t_w 和被冷却介质温度 t_c 。它们分别影响着机器的各个内部参数。

被冷却介质温度 t_c 决定了蒸发压力 p_0 (蒸发温度 t_0)；冷却介质温度 t_w 决定了冷凝压力 p_k (冷凝温度 t_k) 及吸收器内溶液的最低温度 t_1 ；热源温度 t_h 决定了发生器内溶液的最高温度 t_4 。进而 p_0 和 t_1 又决定了稀溶液浓度 ξ_w ； p_k 和 t_4 决定了浓溶液浓度 ξ_s 等。

由于从溴化锂水溶液中汽化出来的制冷剂水蒸气中不含有溴化锂，所以，以式 (3-25) 表示的溶液循环倍率公式可简化为

$$f = \frac{\xi_s}{\xi_s - \xi_w} \quad (3-43)$$

(2) 溴化锂吸收式制冷循环热力计算 热力计算的原始数据有：制冷量 φ_0 ，加热介质温度 t_h ，冷却水温度 t_w 和冷冻水温度 t_{cw} 。可根据如下一些经验关系选定设计参数。

在溴化锂吸收式制冷机中的冷却水，一般采用先通过吸收器再进入冷凝器的串联方式。冷却水出入口总温差取 $8 \sim 9^\circ\text{C}$ 。冷却水在吸收器和冷凝器内的温升之比与这两个设备的热负荷之比相近。一般吸收器的热负荷及冷却水的温升稍大于冷凝器。

冷凝温度 t_k 比冷凝器内冷却水出口温度高 $3\sim 5^\circ\text{C}$ ；蒸发温度 t_0 比冷冻水出口温度低 $2\sim 5^\circ\text{C}$ ；吸收器内溶液最低温度比冷却水出口温度高 $3\sim 5^\circ\text{C}$ ；发生器内溶液最高温度 t_4 比热媒温度低 $10\sim 40^\circ\text{C}$ ；热交换器的浓溶液出口温度 t_5 比稀溶液侧入口温度 t_2 高 $12\sim 25^\circ\text{C}$ 。

例如，图 3-16 所示溴化锂吸收式制冷系统，已知制冷量 $\phi_0 = 100 \times 10^4 \text{ kcal/kg}$ ，冷冻水出口温度 $t_{c2} = 7^\circ\text{C}$ ，冷却水入口温度 $t_{w1} = 32^\circ\text{C}$ ，加热用饱和蒸气温度 $t_h = 119.6^\circ\text{C}$ 。试对该系统进行热力计算。

① 根据已知条件和经验关系确定如下设计参数：

冷凝器冷却水出口温度 $t_{w3} = t_{w1} + 9 = 41^\circ\text{C}$

冷凝温度 $t_k = t_{w3} + 5 = 46^\circ\text{C}$

冷凝压力 $p_k = 75.7 \text{ mmHg}$

蒸发温度 $t_0 = t_{c2} - 2 = 5^\circ\text{C}$

蒸发压力 $p_0 = 6.54 \text{ mmHg}$

吸收器冷却水出口温度 $t_{w2} = t_{w1} + 5 = 37^\circ\text{C}$

吸收器溶液最低温度 $t_1 = t_{w2} + 6.2 = 43.2^\circ\text{C}$

发生器溶液最高温度 $t_4 = t_h - 17.4 = 102.2^\circ\text{C}$

热交换器最大端部温差 $t_5 - t_2 = 25^\circ\text{C}$

② 确定循环节点参数 将已确定的压力及温度值填到表 3-1 中，利用 $h-\xi$ 图或公式求出处于饱和状态的点 1（点 2 与之相同）、4、8、10、 3_g 和 6_a 的其他参数，也填入表中。

表 3-1 计算用参数

状态点	压力 p/mmHg	温度 $t/^\circ\text{C}$	浓度 $\xi/\%$	比焓 $h/(\text{kcal/kg})$
1	6.54	43.2	59.5	67.3
2	75.7	≈ 43.2	59.5	≈ 67.3
3	75.7	—	59.5	80.9
3_g	75.7	92.0	59.5	—
4	75.7	102.2	64.0	94
5	75.7	68.2	64.0	79.4
6	6.54	—	64.0	79.4
6_a	6.54	52.4	64.0	—
7	75.7	97.1	0	740.5
8	75.7	46	0	145.96
9	6.54	5	0	145.96
10	6.54	5	0	699.5



计算溶液的循环倍率

$$f = \frac{\xi_s}{\xi_s - \zeta_w} = \frac{0.64}{0.64 - 0.595} = 14.2$$

热交换器出口浓溶液为过冷液态, 由 $t_5 = t_2 + 25 = 68.2^\circ\text{C}$ 及 $\xi_s = 64\%$ 求得焓值 $h_5 = 79.4 \text{ kcal/kg}$ 。 $h_6 = h_5$ 。热交换器出口稀溶液点 3 的比焓由热交换器热平衡式求得

$$\begin{aligned} h_3 &= h_2 + \left(\frac{f-1}{f}\right)(h_4 - h_5) \\ &= 67.3 + (94 - 79.4) \frac{14.2 - 1}{14.2} \\ &= 80.9 (\text{kcal/kg}) \end{aligned}$$

③ 各设备单位热负荷

$$\begin{aligned} q_g &= f(h_4 - h_3) + h_7 - h_4 = 14.2(94 - 80.9) + 740.5 - 94 \\ &= 832.5 (\text{kcal/kg}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_a &= f(h_6 - h_1) + h_{10} - h_6 = 14.2(79.4 - 67.3) + 699.5 - 79.4 \\ &= 791.9 (\text{kcal/kg}) \end{aligned}$$

$$q_k = h_7 - h_8 = 740.5 - 145.96 = 594.5 (\text{kcal/kg})$$

$$q_0 = h_{10} - h_9 = 699.5 - 145.96 = 553.5 (\text{kcal/kg})$$

$$q_t = (f-1)(h_4 - h_5) = (14.2 - 1)(94 - 79.4) = 192.72 (\text{kcal/kg})$$

热平衡: 吸热 $q_g + q_0 = 1386.4 (\text{kcal/kg})$

放热 $q_a + q_k = 1386.4 (\text{kcal/kg})$

④ 热力系数

$$\zeta = \frac{q_0}{q_g} = \frac{553.5}{832.5} = 0.665$$

⑤ 各设备的热负荷及流量

冷剂循环量 $D = \frac{\phi_0}{q_0} = \frac{100 \times 10^4}{553.5} = 1806.7 (\text{kg/h})$

稀溶液循环量 $F = fD = 14.2 \times 1806.7 = 25700 (\text{kg/h})$

浓溶液循环量 $F - D = \frac{f-1}{D} = 13.2 \times 1806.7 = 23900 (\text{kg/h})$

各设备的热负荷

发生器 $\phi_g = Dq_g = 150.4 \times 10^4 (\text{kcal/h})$

吸收器 $\phi_a = Dq_a = 143.1 \times 10^4 (\text{kcal/h})$

冷凝器 $\phi_k = Dq_k = 107.4 \times 10^4 (\text{kcal/h})$

热交换器 $\phi_t = Dq_t = 34.8 \times 10^4 (\text{kcal/h})$



⑥ 水量及加热蒸汽量

冷却水量 (冷凝器)

$$G_{wk} = \frac{\phi_k}{\Delta t_{wk}} = \frac{107.4 \times 10^4}{4} = 268.5 \text{ (t/h)}$$

(或) 冷却水量 (吸收器)

$$G_{wa} = \frac{\phi_a}{\Delta t_{wa}} = \frac{143.1 \times 10^4}{5} = 286.2 \text{ (t/h)}$$

冷冻水量, 设蒸发器入口冷冻水温 $t_{c1} = 12^\circ\text{C}$

$$G_c = \frac{\phi_o}{t_{c1} - t_{c2}} = \frac{100 \times 10^4}{12 - 7} = 200 \text{ (t/h)}$$

加热蒸汽消耗量 (汽化潜热 $r = 526.1 \text{ kcal/kg}$)

$$G = \frac{\phi_g}{r} = \frac{150.4 \times 10^4}{526.1} = 2.859 \text{ (t/h)}$$

⑦ 热力完善度 若取环境温度 $t_e = 32^\circ\text{C}$, 被冷却物温度 $t_0 = 7^\circ\text{C}$, 热源温度 $t_g = 119.6^\circ\text{C}$, 则最大热力系数

$$\zeta_{\max} = \frac{T_0(T_g - T_e)}{T_g(T_e - T_0)} = \frac{280(392.6 - 305)}{392.6(305 - 280)} = 2.5$$

热力完善度

$$\eta_a = \frac{\zeta}{\zeta_{\max}} = \frac{0.665}{2.5} = 0.266$$

(3) 溴化锂吸收式制冷实际循环 实际过程是有损失的。在吸收过程中, 由于冷剂蒸气的流动损失, 吸收器压力 (吸收器内冷剂蒸气的压力) p_a 应低于蒸发压力 p_0 ; 作为吸收的推动力, 溶液的平衡蒸气分压力 p_a^* 又必须低于吸收器压力 p_a ; 还有不凝性气体的影响等, 都构成了吸收过程的损失。这些损失的存在使吸收终了状态不是 t_2 与 p_0 线的交点 2^* , 而是在 t_2 与 p_a^* 的交点 2 ; 吸收终了稀溶液浓度也升高了, 不是 ξ_w^* 而是 ξ_w (见图 3-18)。吸收过程的损失用溶液的吸收不足来度量, 即 $\Delta \xi_w = \xi_w - \xi_w^*$ 或 $\Delta p_a = p_0 - p_a^*$ 。实际吸收过程终了时溶液状态 2 及稀溶液浓度取决于蒸发压力 p_0 、吸收器溶液的最低温度 t_2

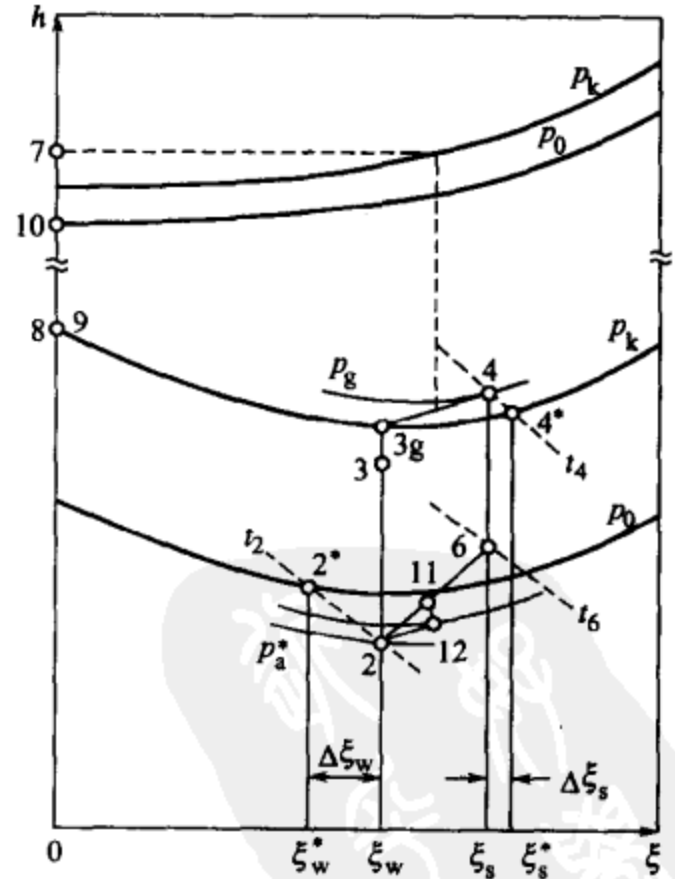


图 3-18 焓-浓度图上的溴化锂吸收式制冷实际循环



及溶液的吸收不足值 $\Delta\xi_w$ 或 Δp_a 。

在发生器的溶液沸腾过程中，由于液柱静压等影响，使过程偏离等压线 $3_g \rightarrow 4^*$ 而沿 $3_g \rightarrow 4$ 进行。发生终了的溶液状态不是在 t_4 与 p_k 线的交点 4^* ，而是在 t_4 与 p_g 交点 4 ；发生终了浓溶液浓度降低了，不是 ξ_s^* 而是 ξ_s 。发生过程的损失用溶液的发生不足来度量，即 $\Delta\xi_s = \xi_s^* - \xi_s$ 或 $\Delta p_k = p_g - p_k$ 。实际发生过程终了溶液状态 4 及浓溶液浓度 ξ_s 由冷凝压力 p_k 、发生器溶液最高温度 t_4 及溶液的发生不足值 $\Delta\xi_s$ 或 Δp_k 决定。

为了保证吸收器管束上浓溶液的喷淋密度，需要一部分稀溶液再循环：浓溶液（点 6）与部分稀溶液（点 2）混合，混合溶液（点 11）在吸收器节流至状态 12。吸收过程沿 $12 \rightarrow 2$ 线变化。溶液的再循环提高了热质交换强度，而降低了吸收过程的传热温差。

由热力计算可知，外部工作条件（ t_h 、 t_w 和 t_{cw} ）通过设备的传热影响溶液的压力、温度等机器的内部参数，后者又决定了溶液的浓度，即浓、稀溶液浓度和它们的差。浓溶液与稀溶液的浓度差称为放气范围。由式(3-25)可知，溶液的放气范围越大，溶液循环倍率则越小。三个外部温度中的任何一个发生变化都会影响到放气范围的变化。

在实际工作中，冷却条件和要求制取的低温通常是已定的。通过计算可以得出如下关系：当 t_w 和 t_{cw} 不变时，随着热源温度的升高，放气范围成直线关系上升，溶液循环倍率及热交换器的热负荷呈双曲关系下降，而热力系数先很快增加后渐变平缓。

对一定的 t_w 和 t_{cw} ，有一极限最低热源温度，此时放气范围 $\Delta\xi=0$ ，热力系数 $\zeta=0$ ，溶液循环倍率 $f \rightarrow \infty$ ，热源温度必须高于此值才能制冷。对一定的冷却水温，有一极限最高热源温度，该值一般由溶液的结晶条件决定，并随冷却水温的降低而降低。

经验认为，溴化锂吸收式制冷机的放气范围在 4%~5% 为好，此范围内的热源温度常被看作是经济热源温度。经济的和最低的热源温度都随冷冻水温的降低和冷却水温的升高而升高。欲保持放气范围不变，当降低热源温度 t_h 时需提高 t_0 或降低 t_w 。

当冷却水温为 28~32℃，制取 5~10℃ 冷冻水时，单级溴化锂吸收式冷机可采用表压 0.4~1.0 kgf/cm² (1 kgf/cm² = 98.0665 kPa, 下同) 蒸气或相应温度的热水作热源，热力系数为 0.7。

(4) 太阳能溴化锂吸收式制冷机的特点 人们很早就掌握了吸收式制冷机的原理，并在化学工业等的特殊领域和冷藏库方面实际应用了。但是，自从美国的凯里尔 (Carrier) 公司开发了溴化锂吸收式制冷机以后，才迅速地在空调方面

广泛普及。它几乎不需电力，这一点是最适应于当前电力紧张的时代，此外，安全、容易操作且非满负荷的操作特性好，这几点对于空调来说都是非常理想的。

太阳能驱动的吸收式制冷机目前主要是采用溴化锂（ $\text{H}_2\text{O}+\text{LiBr}$ ）吸收式制冷机。由太阳集热器提供热源，广泛应用于空调。但是，它需要满足以下几点不同于以蒸汽为热源的常规系统的条件。

① 热源温度要低 并且热源温度即使有某种程度上的波动也可以适应。热源温度相当于太阳集热器的出口温度，由于天气的变化出口温度有变化。

② 制冷系数要大 前述的热力系数（ ζ ）相应于溴化锂吸收式制冷循环的制冷量和热源对系统的加热量之比，有时称制冷系数或热力性能系数，以 COP 表示。太阳能溴化锂吸收式制冷机总的制冷系数应是太阳集热效率和 ζ （或 COP ）的乘积。

假定以 η_c 表示太阳集热器的效率，从前面章节可知它的数值与集热器出口温度成近似线性的关系。以 COP 表示溴化锂吸收式制冷机的制冷系数（或称热力系数）。由系统的总的制冷系数的最大值求得最佳集热温度。

对溴化锂制冷循环做如下假定。

a. 发生器加热溶液的温度。

$$T_g = T_{wg} - 8$$

式中， T_{wg} 为集热器出口温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

b. 吸收器与冷凝器的冷却温度相同。

$$T_a = T_k = T_c = T_{we} + 8$$

式中， T_{we} 为冷却水入口温度（进入冷凝器和吸收器）， $^{\circ}\text{C}$ 。

c. 蒸发器内冷水温度。

$$T_o = T_{wo} - 2$$

式中， T_{wo} 为冷却水出口温度（从蒸发器出口）， $^{\circ}\text{C}$ 。

图 3-19 是说明设定温度下理论制冷系数随热源水入口温度的变化关系。图 3-20 表示出某一种集热器效率曲线和制冷系数相对于热源水入口温度的变化关系。由于可以获得整个系统总的制冷系数。同时由此获得了最佳集热器出口温度。

对实际的吸收式制冷机，根据溶液的浓度、溶液的循环方式及其他的条件，在特定的设计热源水温下，会有一个制冷系数的最大域，而且是凸形曲线，这些理论值形成了它的包络线。通常，热源水温度适用范围较宽一些的、制冷系数较高的制冷机是令人满意的。从图 3-19 中可以看出，由于冷却水温度、冷水温度的不同，制冷系数有较大的变化，特别是冷却水温度对其影响很大。因此，只根据热源水温度来评价太阳能吸收式制冷机的制冷系数的大小是不正确的。



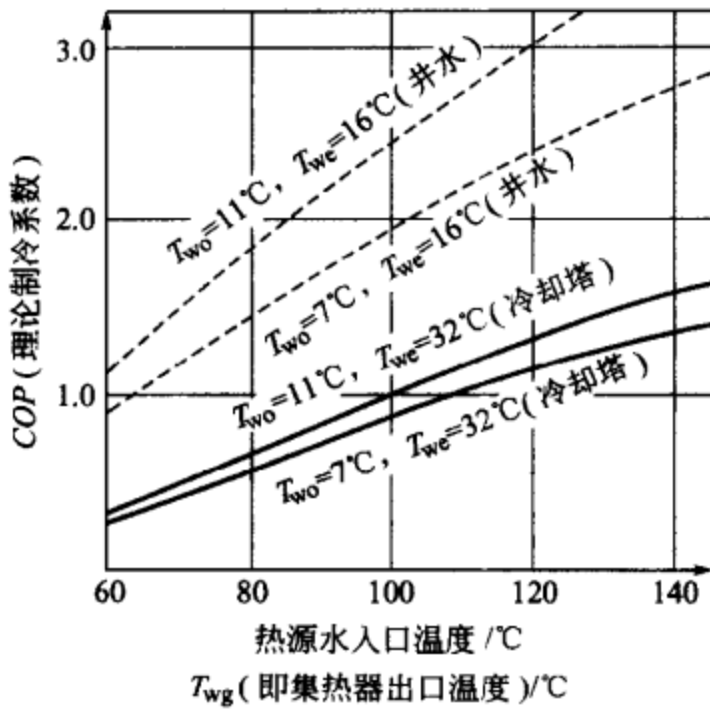


图 3-19 热源温度与理论制冷系数的关系

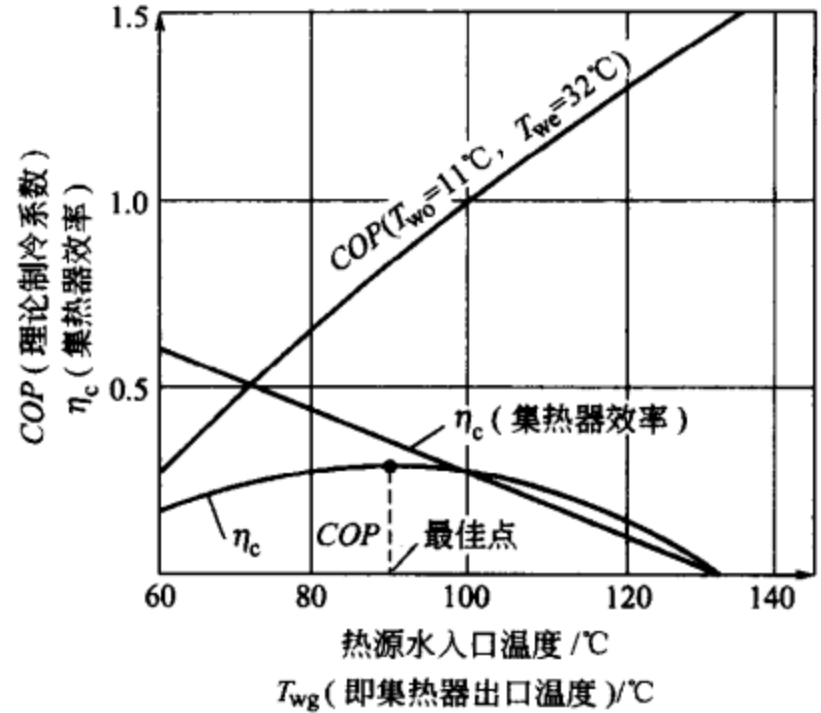


图 3-20 系统的制冷系数与最佳集热温度

③ 包括冷水、冷却水侧所需要的辅助设备动力要少 与系统直接有关的是吸收溶液泵以及冷媒泵等，间接有关的是冷却水泵、冷却塔风扇以及冷水泵。当然，这些辅助设备动力对电动制冷机也是需要的。不过，对吸收式制冷机来说，由于冷却水侧排热量较大，同时冷水侧的温差不可能取大，所以本来辅助设备需要的动力就大；加之在利用太阳能的情况下，为了尽可能降低冷却水温度，需要把冷却塔搞得很大；此外，流经吸收器和冷凝器的冷却水不是串联，而是并联，又使得循环量增大；这样就更加大了辅助设备所需要的动力。

(5) 太阳能溴化锂吸收式制冷机的几种典型结构 实际的吸收式制冷机如图 3-21 所示。在发生器内，由于外部进行加热，使溶液浓缩、水蒸气分离，被分离的水蒸气进入冷凝器被液化后再送到蒸发器。

溴化锂吸收式制冷机内部的这些变化可通过图 3-22 温度-浓度-蒸气压曲线图(迪林图)来体现，为便于说明过程，图 3-22 是由图 3-6 简化放大的，实际是同一个溴化锂水溶液的蒸气压线图。在图中，二元溶液 ($H_2O+LiBr$) 按 $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow E \rightarrow F \rightarrow A$ 过程进行循环。水蒸气在 $B \rightarrow C$ 过程中被分离，在 H 状态下变成冷凝水，在 G 的状态下蒸发，而在 $E \rightarrow F$ 过程被吸收。

① 吸收过程 $D \rightarrow E \rightarrow F$ $D \rightarrow E$ 是吸收器浓溶液的预冷过程，自 θ_d 预冷到 θ_e 为显热变化。在 $E \rightarrow F$ 过程浓度为 $\xi_2 = 62\%$ 、温度为 θ_e 的溶液吸收了蒸发器内所蒸发的水蒸气，则变成了 $\xi_1 = 58\%$ 、 $\theta_f = 37.8^\circ C$ 的稀溶液。此时水的蒸气压是 $p_2 = 7\text{mmHg}$ (绝对)，等于 $\theta_g = 6^\circ C$ 的水的饱和蒸气压，蒸发器内的水(冷媒)在 $6^\circ C$ 蒸发。考虑到热交换所需要的温差，则冷水的出口温度要略高些，定为 $9^\circ C$ 左右。

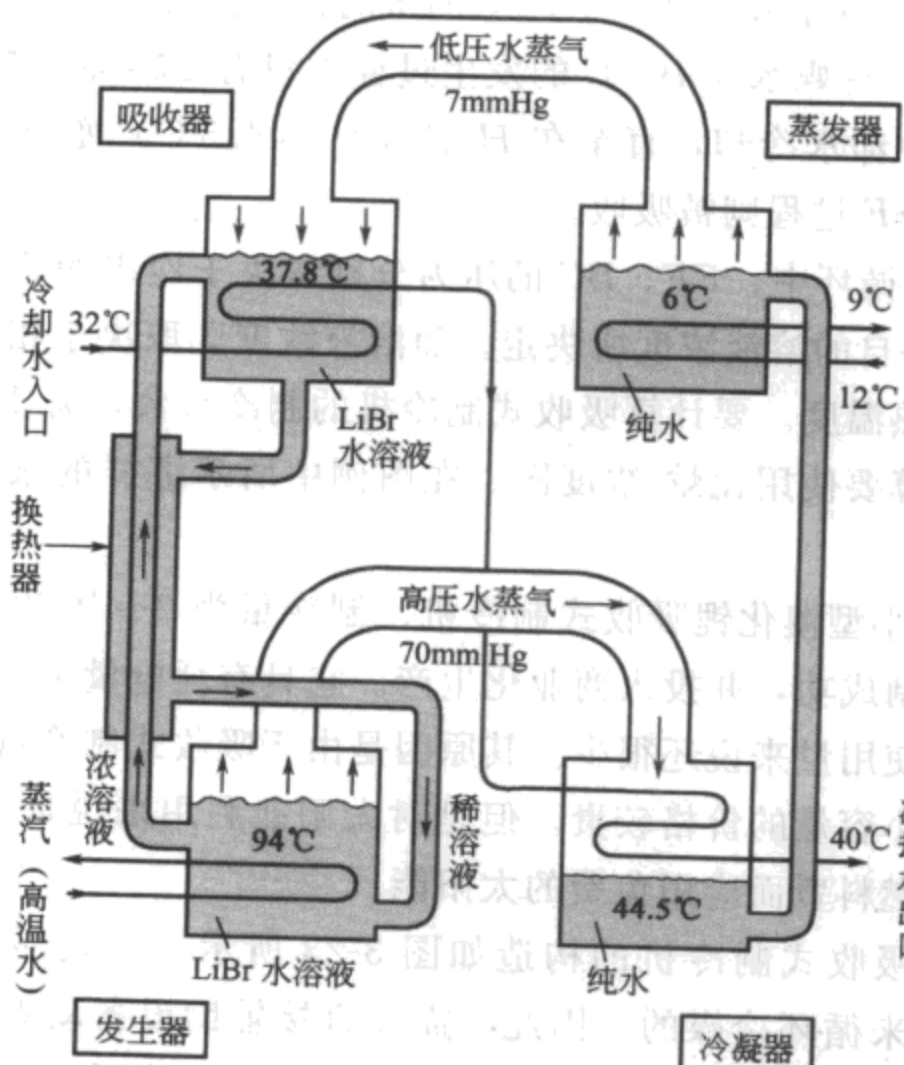


图 3-21 单效吸收式制冷机的系统图

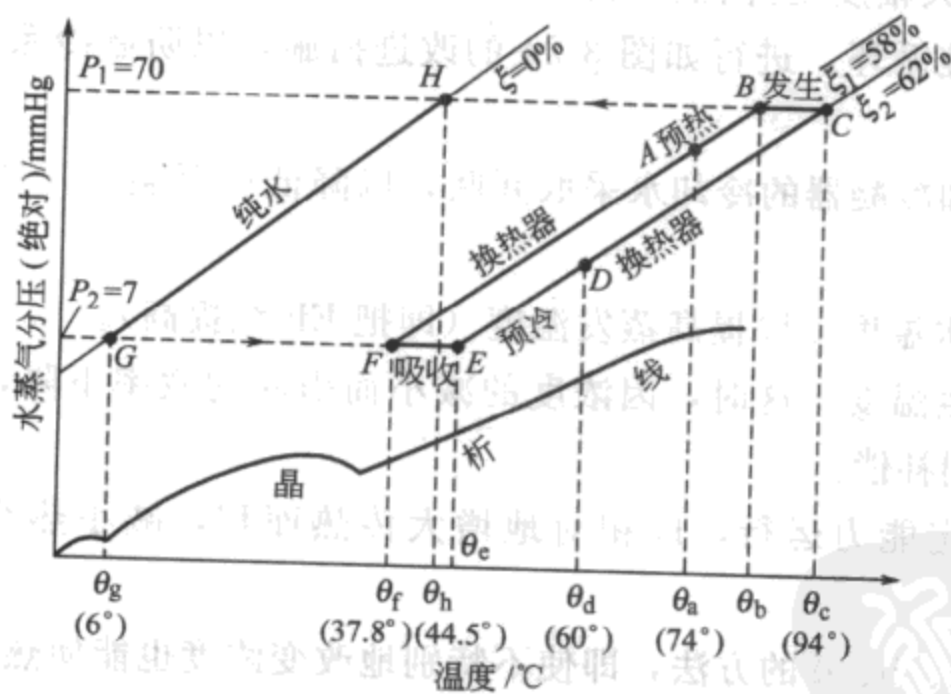


图 3-22 吸收式制冷机的迪林图 (H₂O+LiBr)

② 加热发生过程 $A \rightarrow B \rightarrow C$ $A \rightarrow B$ 为发生器内溶液的预热过程，是显热变化。在 $B \rightarrow C$ 处水分蒸发，吸收溶液被浓缩，即“再生”。在此，浓度 $\xi_1 = 58\%$ 、温度为 θ_b 的吸收溶液被浓缩成 $\xi_2 = 62\%$ 、 $\theta_c = 94^\circ\text{C}$ 。此时水的蒸气压为 $p_1 =$

70mmHg (绝对), 等于温度 $\theta_h = 44.5^\circ\text{C}$ 的水的饱和蒸气压。

③ 冷媒循环 冷媒水在 $B \rightarrow C$ 的发生过程中只有 $\Delta\xi = \xi_2 - \xi_1 = 4\%$ 进行蒸发(发生), 然后被冷却水冷却, 直至在 H 点 ($\theta_h = 44.5^\circ\text{C}$) 变成凝结水。在 G 点再行蒸发, 到 $E \rightarrow F$ 过程则被吸收。

在 $ABCDEF$ 循环中, EF 、 BC 的压力分别取决于冷媒的蒸发温度与冷凝温度。 θ_f 、 θ_c 将由各自的溶液浓度所决定。而溶液浓度则取决于相对应的冷却水温度和发生器的加热温度。要计算吸收式制冷机的制冷系数, 需要知道各点的状态参数, 实际的计算要使用比焓-浓度图。在图例中所示那样的条件下, 制冷系数约为 0.7 左右。

④ 自然循环小型溴化锂吸收式制冷机 制冷量为 2~10 冷吨的小容量吸收式制冷机已经研制成功, 并投入商业化生产。它具有耗电量少、噪声以及振动小等特点, 但就其使用量来说还很少。其原因是由于吸收式制冷机比电动制冷机构造复杂, 特别是小容量的价格较贵。但是对太阳能利用来说是非常有吸引力的, 可以节省较贵的燃料费而应用免费的太阳能。

小型溴化锂吸收式制冷机的构造如图 3-23 所示。它是靠气泡泵来循环吸收溶液, 靠重力来循环冷媒的。因此不需要直接辅助设备动力, 但是需要冷水泵和冷却水泵等。利用气泡泵是可以代替小容量的屏蔽泵, 屏蔽泵价格贵、效率差。但是气泡泵难于控制吸收溶液的循环, 当热源水温度变化时, 制冷系数(热力系数)将大幅度地降低。为此, 作为太阳能溴化锂吸收制冷机需要如图 3-22 所示的标准循环, 进行如图 3-24 的改进措施, 以防制冷系数(热力系数)过分下降。

a. 吸收器和冷凝器的冷却水采取并联, 以降低冷凝温度(即将图 3-22 中的 BC 线降低)。

b. 提高冷水温度, 以提高蒸发温度(即把 EF 线提高)。

c. 降低发生温度。这时, 因浓度的减小而引起的效率下降, 可由热交换效率的提高而得到补偿。

d. 低于额定能力运行, 以相对地增大传热面积, 减小热交换所需要的温度差。

通常采取 a、b、d 的方法, 即使不特别地改变浓度也能使热源热水温度降低到 85°C 。要进一步降低热源温度, 虽可像 c 那样把溶液浓度降低, 但此时制冷系数会急剧下降。不过, 利用太阳能时, 虽然制冷系数降低了, 但具有可扩大蓄热槽的利用温度范围以及可提高太阳能依存率的优点。

图 3-25 所示是为利用太阳能而特地研制的, 可根据热水温度自动地调整吸收溶液浓度的吸收式制冷机的特性。

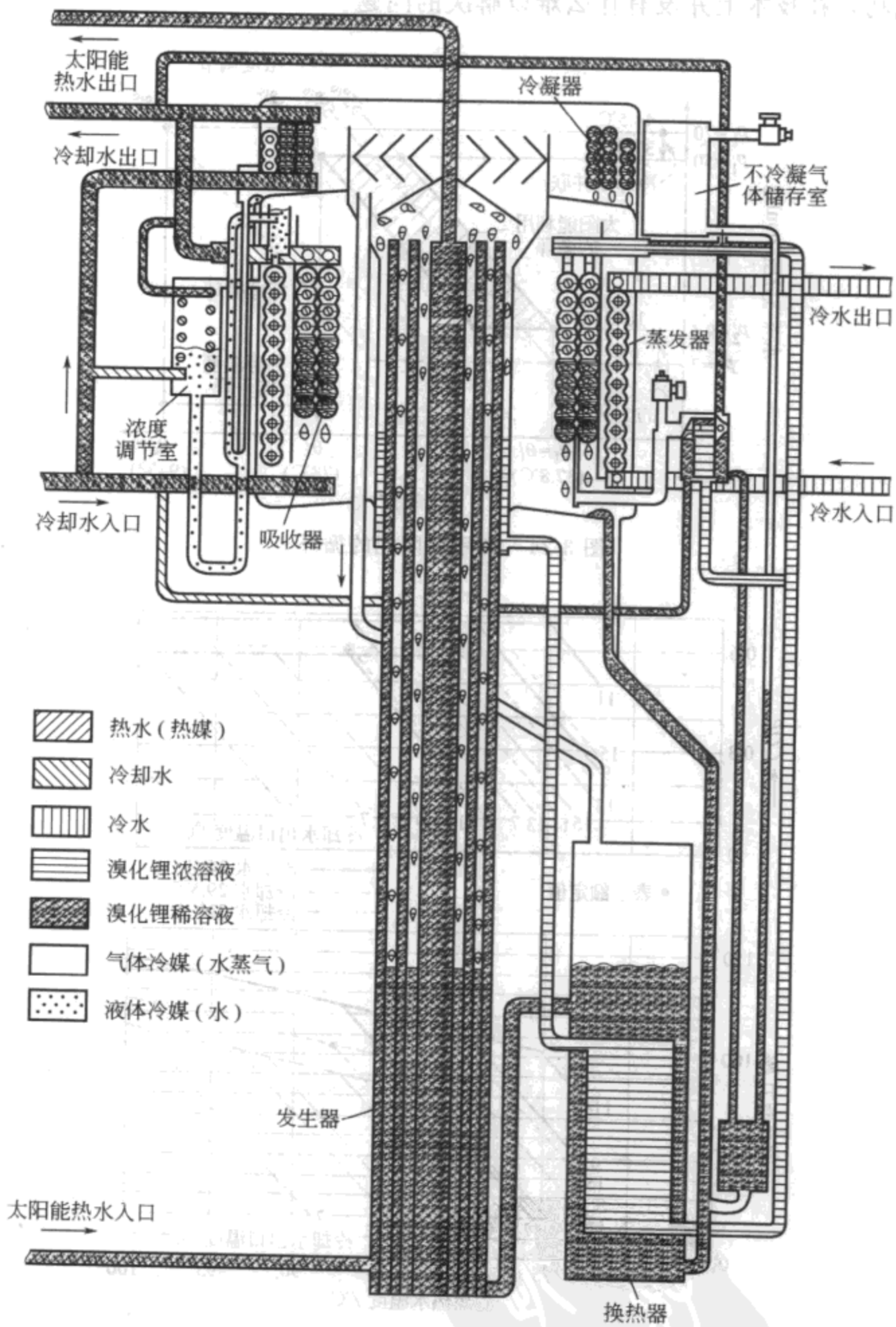


图 3-23 自然循环小型吸收式制冷机(矢崎)

⑤ 强制循环大型溴化锂吸收式制冷机 一般大型溴化锂吸收式制冷机与小型吸收式制冷机的基本原理相同。但是冷媒和吸收溶液的循环不是利用气泡泵，而是使用屏蔽泵。在热源温度为 80°C 条件下运行的强制循环吸收式制冷机已经

试制成功，在技术上并没有什么难以解决的问题。

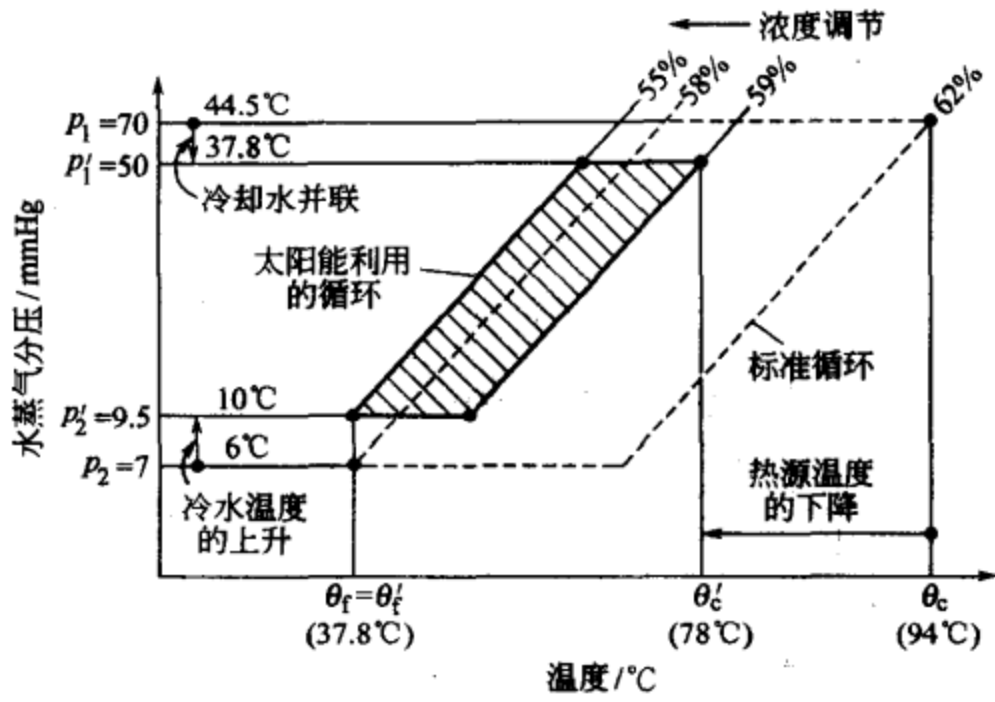


图 3-24 利用太阳能的循环

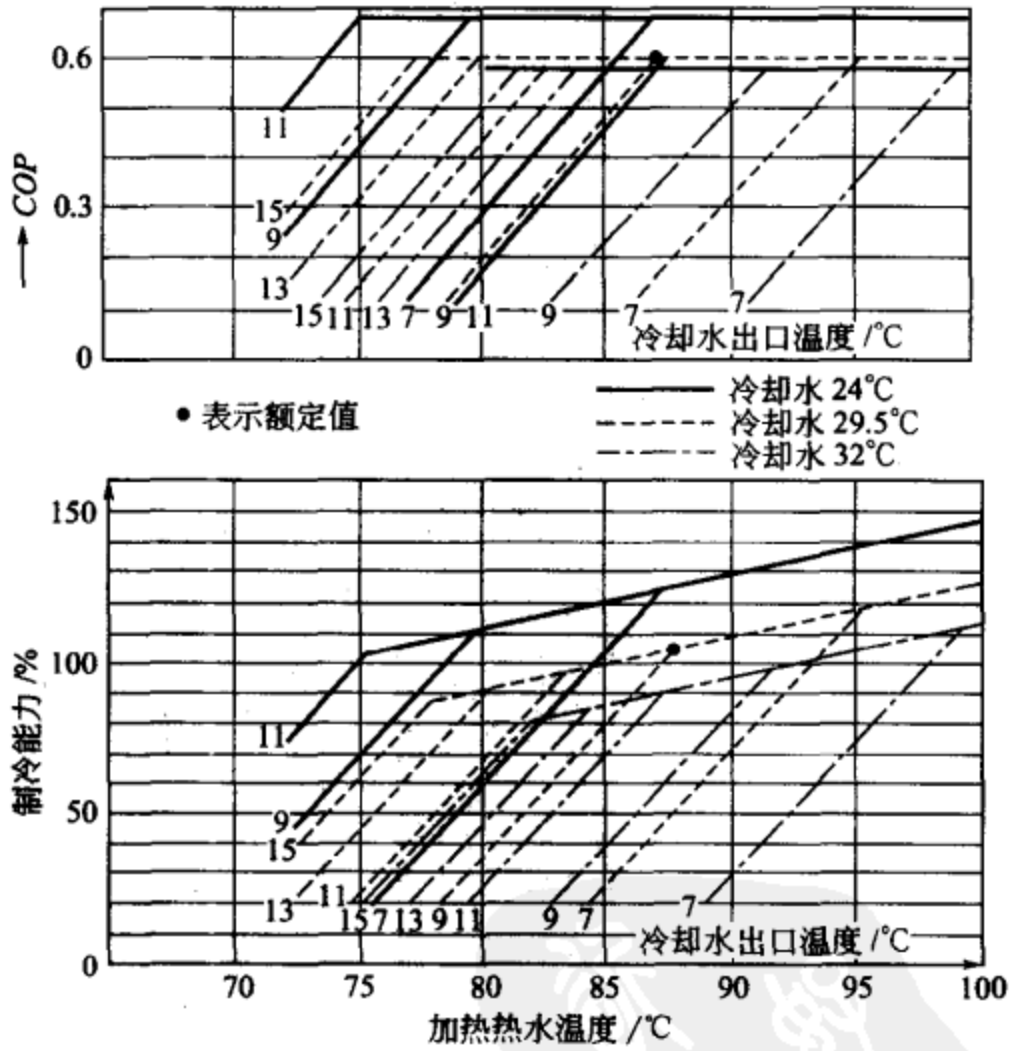


图 3-25 利用太阳能热水加热吸收式制冷机的特性

溴化锂吸收式制冷机是在高度真空下工作的。稍有空气渗入制冷量就会降低，甚至不能制冷。因此，结构的密封性是最重要的技术条件，要求结构安排必须紧凑，连接部件尽量减少。通常把发生器等四个主要换热设备合置于一个或两

个密闭筒体内，即所谓单筒结构和双筒结构。

在蒸发器的低压下，100mm 高的水层就会使蒸发温度升高 10~12℃。因此，蒸发器和吸收器必须采用喷淋式换热设备。至于发生器，仍多采用沉浸式，但液层高度应小于 300~350mm，并在计算时计入由此引起的发生不足值。有时发生器采用双层布置以减少沸腾层高度的影响。

图 3-26 为双筒型溴化锂吸收式制冷机结构简图。上筒是压力较高的发生器和冷凝器，下筒是压力较低的蒸发器和吸收器。

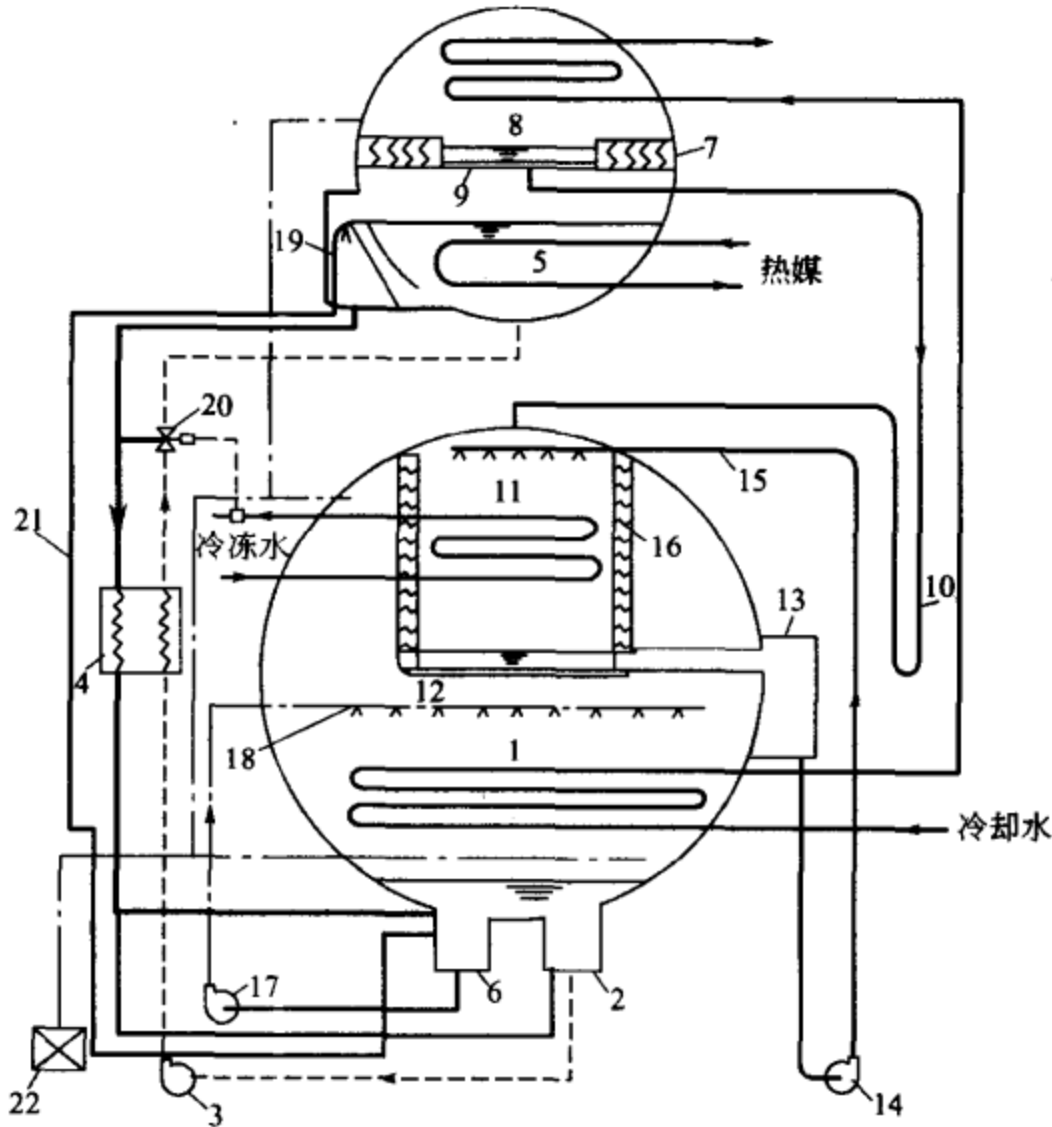


图 3-26 双筒型溴化锂吸收式制冷机典型结构简图

- 1—吸收器；2—稀溶液囊；3—发生器泵；4—溶液热交换器；5—发生器；6—浓溶液囊；
7—挡液板；8—冷凝器；9—冷凝器水盘；10—U形管；11—蒸发器；12—蒸发器水盘；
13—蒸发器水囊；14—蒸发器泵；15—制冷剂水喷淋系统；16—挡水板；17—吸收器泵；
18—溶液喷淋系统；19—发生器浓溶液囊；20—三通阀；21—浓溶液溢流管；22—抽气装置

在吸收器内，吸收水蒸气而生成的稀溶液积聚在吸收器下部的稀溶液囊 2 内，此稀溶液靠发生器泵 3 沿管道送至溶液热交换器 4，被预热后进入发生器 5。加热用蒸汽（或热水）在发生器的加热管束内通过。加热的热水可以来自储热箱或集热器。管束外的稀溶液被加热，升温至沸点，经沸腾过程变为浓溶液。此浓溶液自液囊 19 沿管道经溶液热交换器 4，被冷却后流入吸收器的浓溶液囊 6 中。



发生器溶液沸腾所生成的水蒸气向上流经挡液板 7 进入冷凝器 8，挡液板的作用是避免溴化锂溶液飞溅入冷凝器。冷却水在冷凝器的管束内通过，管束外的水蒸气被冷凝为冷剂水，收集在冷凝器水盘 9 内，靠压力差的作用沿 U 形管 10 流至蒸发器 11。U 形管 10 相当于膨胀阀，起减压节流作用，其高度应大于上下筒之间的压力差。有的吸收式制冷机此处不用 U 形管，而采用节流孔口。用节流孔简化了构造，但对负荷变化的适应性不如 U 形管。

冷剂水进入蒸发器后，被收集在蒸发器水盘 12 内，并流入蒸发器水囊 13，靠冷剂水泵（蒸发器泵）14 送入蒸发器内的冷剂水喷淋系统 15，经喷嘴喷出，淋洒在冷冻水管束外表面，吸收管束内冷冻水吸收热量，汽化变成水蒸气。一般冷剂水的喷淋量都要大于实际蒸发量，以使冷剂水能均匀地淋洒在冷冻水管束上。因此，喷淋的冷剂水中只有一部分蒸发为水蒸气，另一部分来不及蒸发的冷剂水与来自冷凝器的冷剂水一道被蒸发器水盘收集后流入冷剂水囊，重新送入喷淋系统蒸发制冷。冷剂水囊应保持一定的存水量，以适应负荷的变化和避免冷剂水量减少时冷剂水泵发生气蚀。蒸发器中汽化形成的冷剂水蒸气经过挡水板 16 再进入吸收器，这样做可以把蒸汽中混有的冷剂水滴阻留在蒸发器内继续汽化，以避免造成制冷量的损失。

在吸收器 1 的管束内通过的是冷却水。浓溶液囊 6 中的浓溶液由吸收器泵 17 送入溶液喷淋系统 18，淋洒在冷却水管束上，溶液被冷却降温，同时吸收充满于管束之间的冷剂水蒸气而变成稀溶液，汇流至稀、浓两个液囊中。流入稀溶液囊的稀溶液由发生器泵经热交换器送入发生器。流入浓溶液囊的稀溶液则与来自发生器的浓溶液混合，由吸收器泵重新送至溶液喷淋系统。回到喷淋系统的作用只是“陪同”浓溶液一起循环，以加大喷淋量，提高喷淋式热交换器喷淋侧的放热系数。

在真空条件下工作的系统中所有其他部件也必须有很高的密封要求。如溶液泵和冷剂泵需采用屏蔽密闭泵，并要求该泵有较高的允许吸入真空高度，管路上的阀门需采用真空隔膜阀等。

从以上结构特点看出，溴化锂吸收式制冷机除屏蔽泵外没有其他转动部件，因而振动小，噪声小，磨损和维修量少。

a. 单效溴化锂吸收式制冷机。图 3-26 表示典型的单效溴化锂吸收式制冷机，当热源温度在 150°C 以下时能很好地运行，但太阳集热器出口温度不能很高，否则集热器无法运行，或者效率很低，或者需要辅助加热。在加热温度为 90°C 以下时，采用以下两种办法。

① 采用较高的冷水温度（如冷水进出口温度为 $13^{\circ}\text{C} \rightarrow 8^{\circ}\text{C}$ ）和较低的冷却水温度（如冷却水温度进出口温度为 $31^{\circ}\text{C} \rightarrow 37^{\circ}\text{C}$ ）。这时热源加热温度在 $88^{\circ}\text{C} \rightarrow$

83℃时能正常运行，且效率还较高。

⑥ 采用二级吸收式制冷机。结构和流程可见图 3-27。可以利用 70~80℃ 的低温热水。二级吸收式制冷的原理是有两个发生器、吸收器和溶液热交换器。低压发生器产生的冷剂蒸气不进入冷凝器，而进入高压吸收器再吸收，所得稀溶液送至高压发生器发生水蒸气。这就是使冷剂水得以在高压发生器和低压发生器之间形成循环。

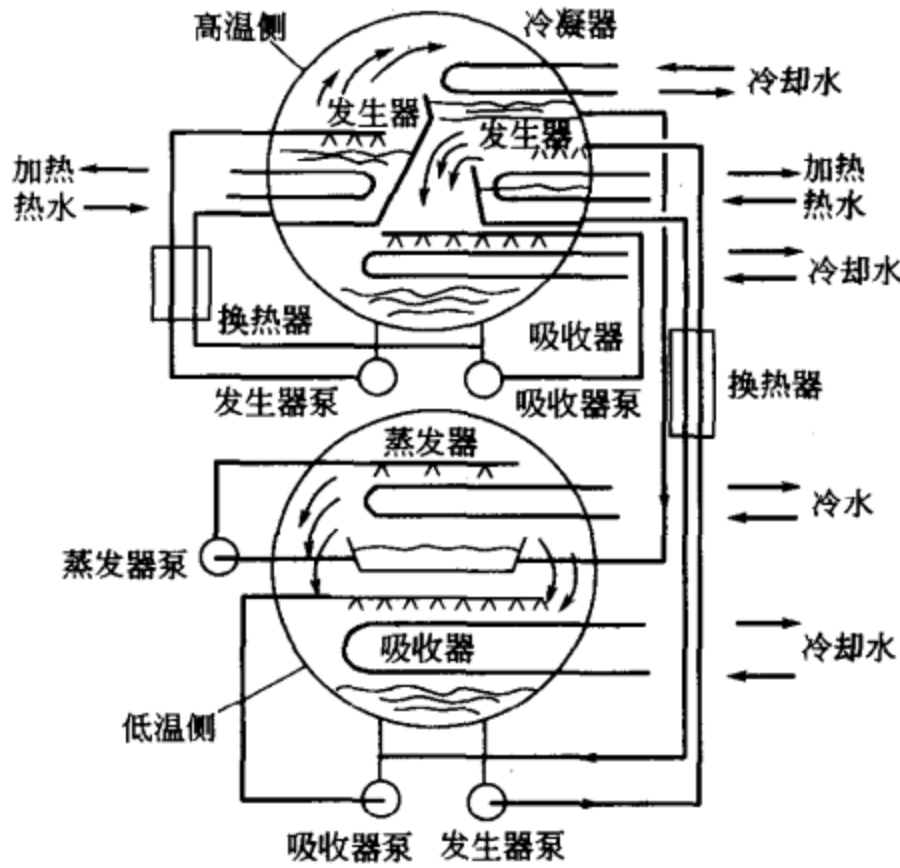


图 3-27 二级吸收式制冷机

由此可见，溶液在高、低压发生器和高、低压吸收器中，分别经历两次发生过程和两次吸收过程，故称为二级吸收式制冷循环。但仅有高压发生器中发生的冷剂蒸气才被凝结成冷剂水进入蒸发器制冷；仅有低压发生器出口的浓溶液进入低压吸收器吸收蒸发器中生成的冷剂蒸气，使蒸发压力保持恒定。

图 3-28 表示二级吸收制冷循环的流程简图和相应 $p-t$ 图上的运行参数。有高、低压两级完整的溶液循环。来自蒸发器的低 (p_0) 冷剂蒸气先在低压级溶液循环中升压为中间压力 p_m 的冷剂蒸气，再进入高压级溶液循环升压为高压 (冷凝压力为 p_k) 冷剂蒸气，最后去冷凝器、蒸发器制冷。高、低压两级溶液循环中的热源和冷却水条件一般是相同的。因而，高、低压两级的发生器溶液最高温度 t_4 ，以及吸收器溶液的最低温度 t_2 也是相同的。由图 3-28(b) 所示的压力-温度图上可以看出，在冷凝压力为 p_k 、蒸发压力为 p_0 以及溶液最低温度 t_2 一定的条件下，发生器溶液最高温度 t_4 若低于 t'_3 ，则单级循环的放气范围将成为负值。而同样条件下采用两级吸收循环就能增大放气范围，实现制冷。



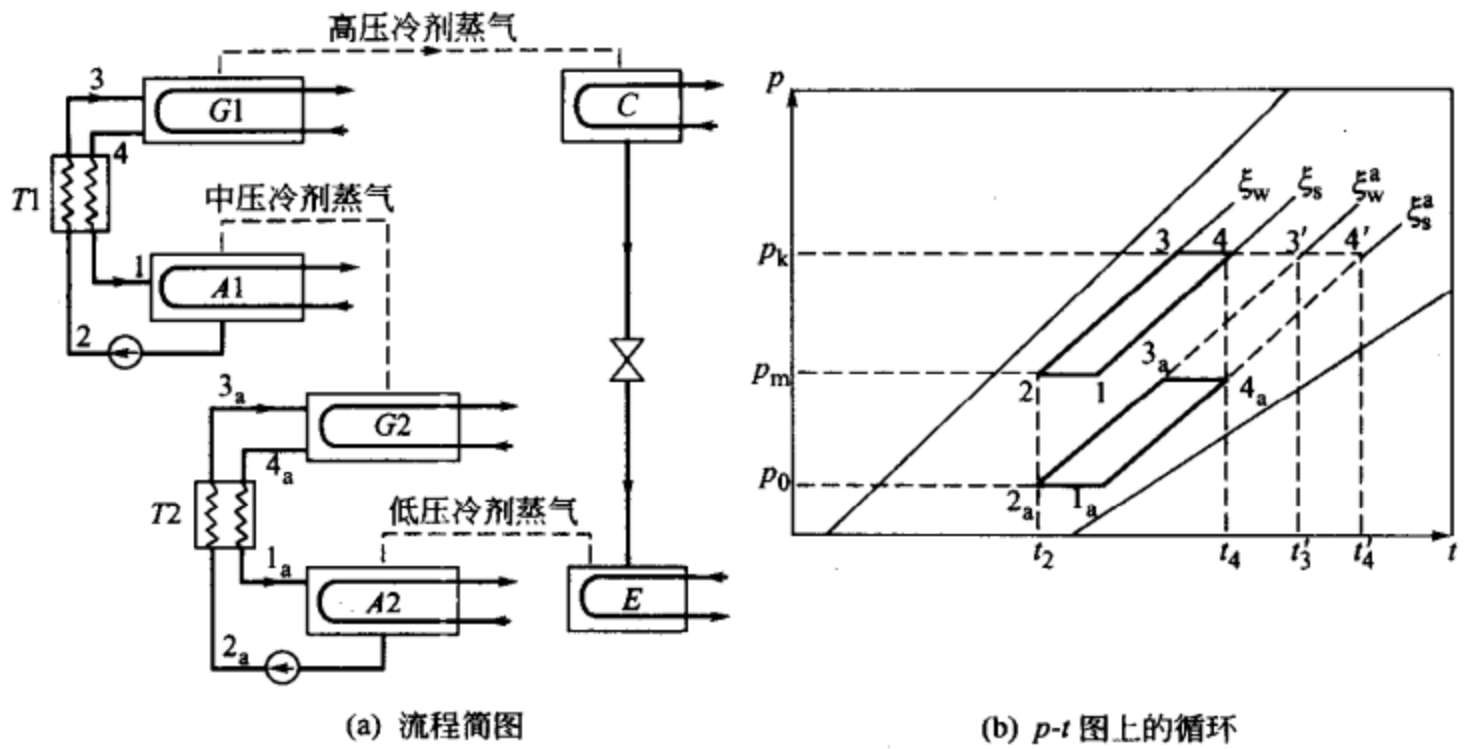


图 3-28 二级溴化锂吸收式制冷机

G1—高压发生器；A1—高压吸收器；T1—高压热交换器；C—冷凝器；
G2—低压发生器；A2—低压吸收器；T2—低压热交换器；E—蒸发器

二级吸收式制冷机中，发生器不宜采用沉浸式结构，而需采用喷淋装置，因为热源温度低，热流密度小，推动力小。而且设计中必须注意高压级和低压级的匹配。

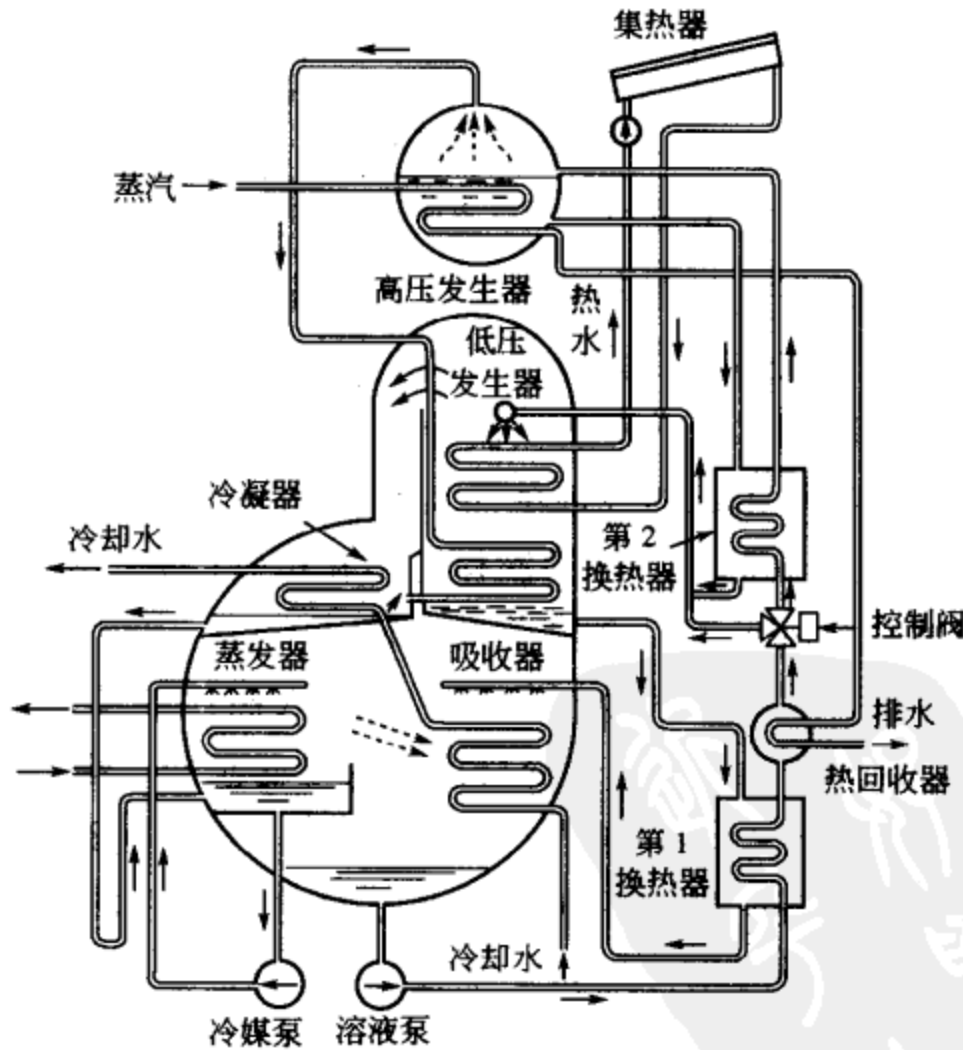


图 3-29 单效和两效组合型吸收式制冷机系统图

二级热水型溴化锂吸收式制冷机与单效机组比较，热力系数更低。仅为0.3~0.4，约为单效的55%。冷却水耗量约为单效机组的两倍，而且设备成本大大增加。应用中应将利用低温热源所得效益和设备投资综合比较。

b. 单效和两效组合型吸收式制冷机。当能够得到太阳能时，便利用太阳能加热，按单效吸收式制冷机方式运行；当不能获得太阳能时，就用蒸汽按双效的方式运行，这样可获得较高的效率。详细结构见图 3-29。

c. 双效型溴化锂吸收式制冷机。由于溶液结晶条件的限制，单效溴化锂吸收式制冷机的热源温度不能很高。在应用聚光型集热器时，出口温度如达到150℃，甚至超过150℃，这时必须采用双效溴化锂吸收式制冷机。相当于使用表压为6~8kgf/cm²的蒸汽或由燃气、燃油作热源的情况，所以又称蒸汽双效型和直燃双效型。图 3-30 表示其流程。

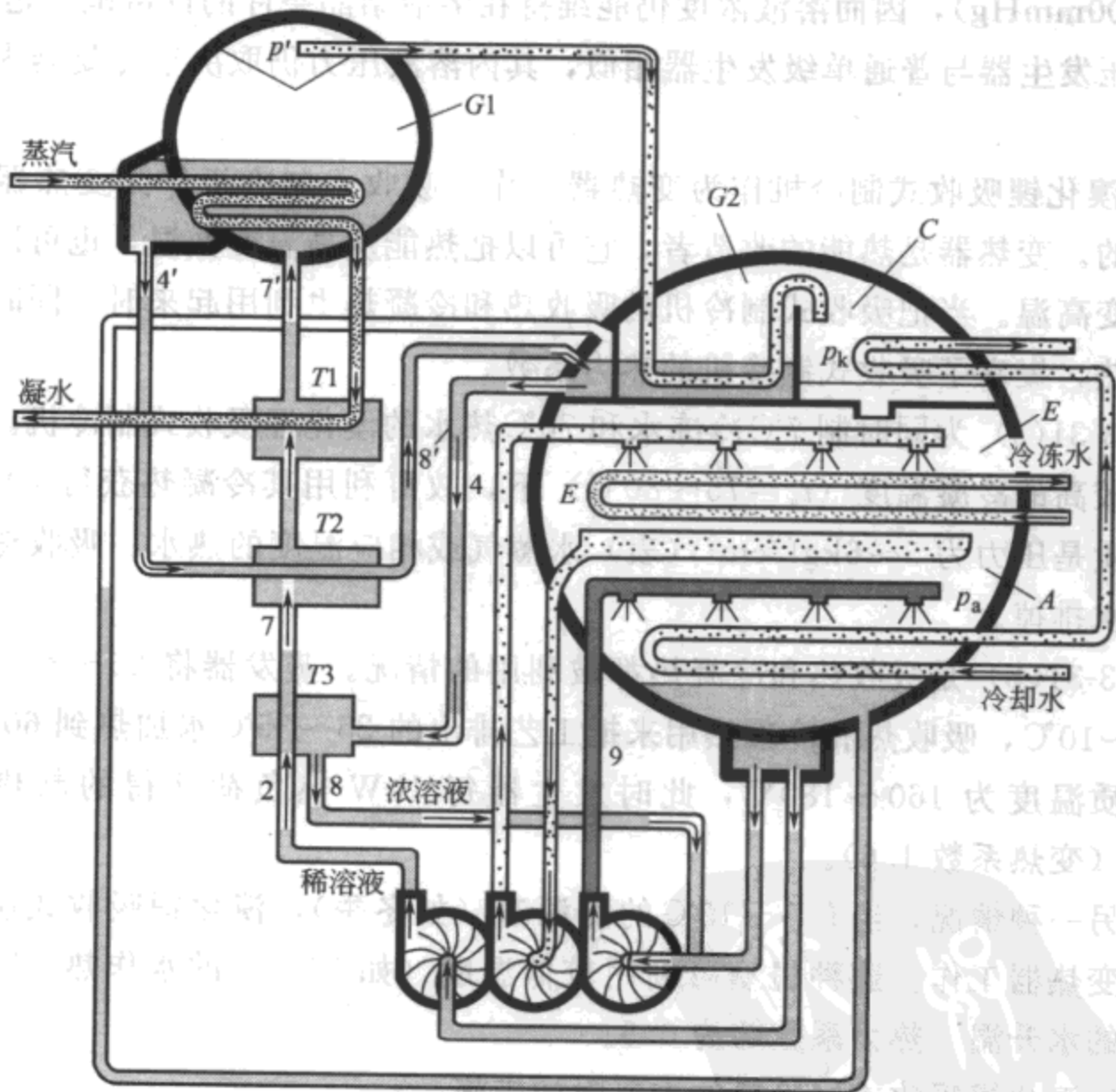


图 3-30 蒸汽双效型溴化锂吸收式制冷机

G1—高压发生器；G2—低压发生器；C—冷凝器；A—吸收器；E—蒸发器；
T1—利用蒸汽凝水的溶液预热器；T2—高压溶液热交换器；T3—低压溶液热交换器

从吸收器 A 来的浓度为 ξ_w 的稀溶液，经 T_3 、 T_2 、 T_1 三个热交换器后进入高压发生器 G_1 ，在其中被外热源蒸汽加热、汽化成中间浓度为 ξ'_s 的溶液（过程 $7' \rightarrow 4'$ ）。该溶液在热交换器 T_2 中预冷（过程 $4' \rightarrow 8'$ ）后流入低压发生器 G_2 ，被进一步浓缩为浓度为 ξ_s 的浓溶液，然后返回吸收器。

在高压发生器中，溶液汽化时产生的冷剂蒸汽先去低压发生器，作为加热溶液用的内热源；再与低压发生器中溶液汽化时产生的冷剂蒸汽汇合在一起，作为制冷剂，去冷凝器 C 和蒸发器 E 制冷。由于高压发生器的冷剂蒸汽的凝结热已用于机器的正循环中，因此，冷凝器中冷却水排走的主要是低压发生器的冷剂蒸汽的凝结热。冷凝器的热负荷仅为普通单效机的一半，而且发生器的耗热量也减少了，热力系数可达 1.0 左右。

在双效型机的高压发生器中，不仅溶液的最高温度取决于热源温度，而且溶液的压力也与热源温度有关。在溶液最高温度为 150°C 时，但因溶液压力也高（约为 700mmHg ），因而溶液浓度仍能维持在溶液结晶条件的许可范围之内。

低压发生器与普通单级发生器相似，其内溶液压力仍取决于冷凝器内冷却水的温度。

d. 溴化锂吸收式制冷机作为变热器工作。吸收式制冷机作为变热器工作是最有效的。变热器是热能的改造者，它可以把热能从高温变低温，也可以把热能从低温变高温。当把吸收式制冷机的吸收热和冷凝热也利用起来时，同时实现制冷和制热，提高了吸收式制冷机的热力系数。

图 3-31(a) 为同时制 7°C 冷冻水和 70°C 热水的溴化锂吸收式制冷机。该机器运行在较高的冷凝温度 ($t_k = 75 \sim 80^\circ\text{C}$) 下，故可利用其冷凝热获得 70°C 热水。其热介质是压力为 $5 \sim 6\text{kgf/cm}^2$ (表) 水蒸气或相应温度的热水。吸收热用冷却塔循环水排掉。

图 3-31(b) 是吸收热和冷凝热都被利用的情况。蒸发器将 $25 \sim 35^\circ\text{C}$ 的水冷却到 $5 \sim 10^\circ\text{C}$ ，吸收热和冷凝热用来把工艺排出的 $25 \sim 35^\circ\text{C}$ 水加热到 $60 \sim 80^\circ\text{C}$ 。加热介质温度为 $160 \sim 180^\circ\text{C}$ ，此时发生器每 1kW 热负荷获得的制热量约为 1.6kW (变热系数 1.6)。

在另一种情况，当有 $5 \sim 10^\circ\text{C}$ 的冷源时（如冬季），溴化锂吸收式制冷机可按升温变热器工作。这种机型可利用较低温度（如 70°C ）的水作热源，而使较高温度的水升温，热力系数约为 0.5。

(6) 溴化锂吸收式制冷机的主要附加措施

① 防腐蚀问题 溴化锂水溶液对一般金属有腐蚀作用，尤其是在有空气存在的情况下腐蚀更为严重。腐蚀不但缩短机器的使用寿命，而且产生不凝性气体，使筒内真空度难以维持。所以，早期这种吸收式制冷机的传热管采用铜镍合

金管或不锈钢管，筒体和管板采用不锈钢板或复合钢板，成本昂贵，无法推广。

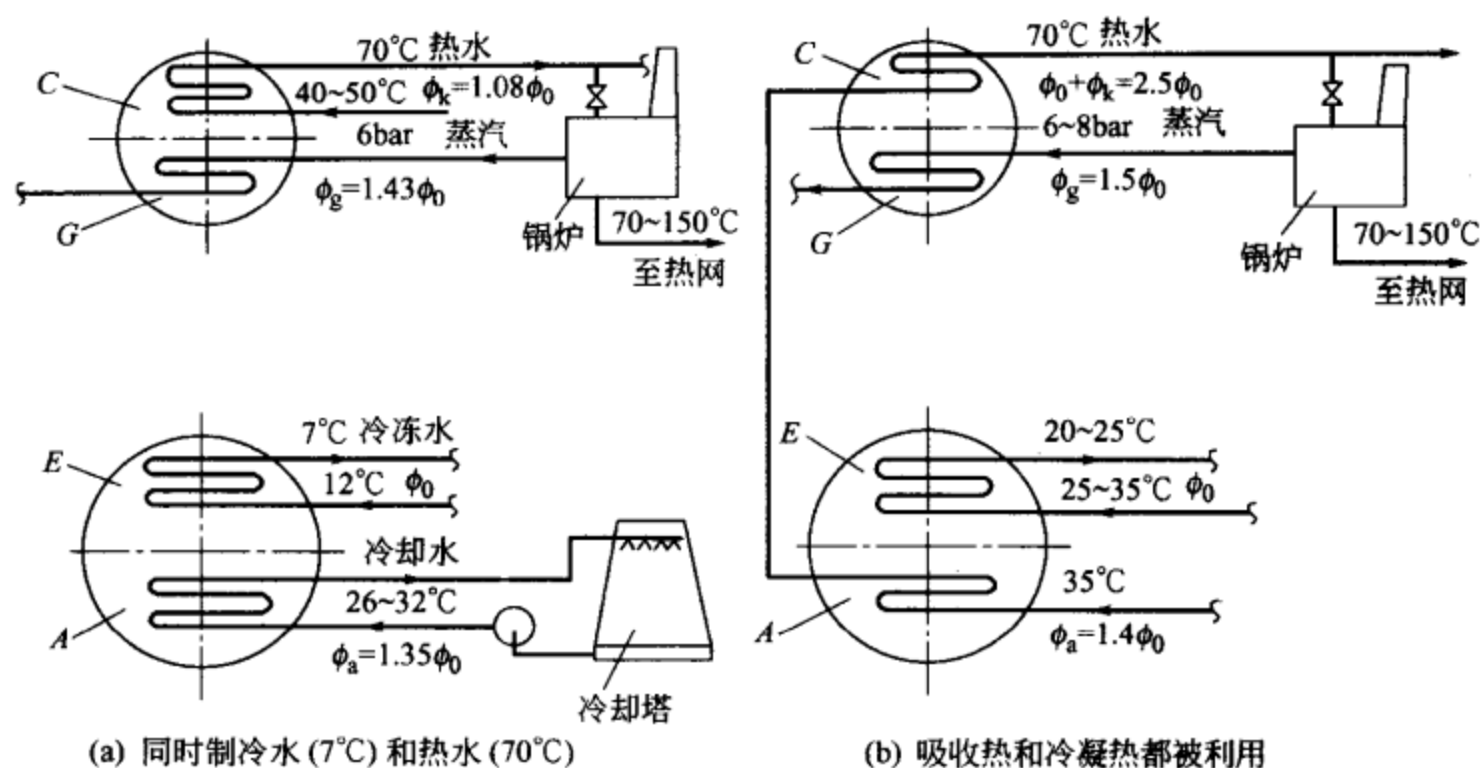


图 3-31 利用溴化锂吸收式机作冷-热供应的流程

A—吸收器；E—蒸发器；G—发生器；C—冷凝器

目前，这种机器的结构大都采用碳钢，传热管采用铜管。为了防止溶液对金属的腐蚀，一方面须确保机组的密封性，经常维持机内的高度真空，在机组长期不运行时充入氮气，另一方面须在溶液中加入有效的缓冲剂。

在溶液温度不超过 120°C 的条件下，溶液中加入 0.1%~0.3% 的铬酸锂 (Li_2CrO_4) 和 0.02% 的氢氧化锂，使溶液呈碱性，保持 pH 值在 9.5~10.5 范围，对碳钢-铜的组合结构防腐蚀效果良好。

当溶液温度高达 160°C 时，上述缓蚀剂对碳钢仍有很好的缓蚀效果。此外，还可选用其他耐高温缓蚀剂，如在溶液中加入 0.001%~0.1% 的氧化铅 (PbO) 或加入 0.2% 的三氧化二锑 (Sb_2O_3) 与 0.1% 的铌酸钾 (KNbO_3) 的混合物等。

② 抽气设备 由于系统内的工作压力远低于大气压力，尽管设备密封性好，也难免有少量空气渗入，并且，因腐蚀也会经常产生一些不凝性气体。所以，必须设有抽气装置，以排除聚积在筒体内的不凝性气体，保证制冷机的正常运行。此外，该抽气装置还可以用于制冷机的抽空试漏与充液。

目前常用的抽气系统如图 3-32 所示。图中辅助吸收器 3 又称为冷剂分离器，其作用是将一部分溴化锂-水溶液淋洒在冷盘管上，在放热的条件下吸收所抽出气体中含有的冷剂水蒸气，使真空泵排出的只是不凝性气体，以提高真空泵的抽气效果和减少冷剂水的损失。阻油器 2 的作用是防止真空泵停车时，泵内润滑油倒流入机体内。真空泵 1 一般采用旋片式机械真空泵。

但是，上述抽气系统只能定期抽气，为了改进溴化锂吸收式制冷机的运转效



能，除装置上述抽气系统外，可附设自动抽气装置。图 3-33 所示为一种自动抽气装置的原理图。该装置是利用引射原理，靠喷射少量的稀溶液，随时排出系统内存在的不凝性气体。排出的气体混在稀溶液中，经气体分离器分出，积存于分离器的上部，用手动放气阀定期放入大气中。

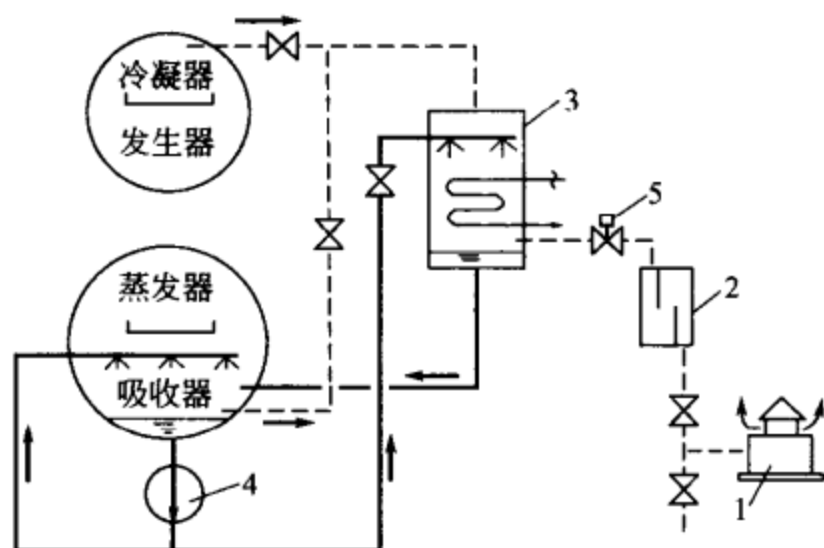


图 3-32 抽气系统

1—真空泵；2—阻油器；3—辅助吸收器；
4—吸收器泵；5—调节阀

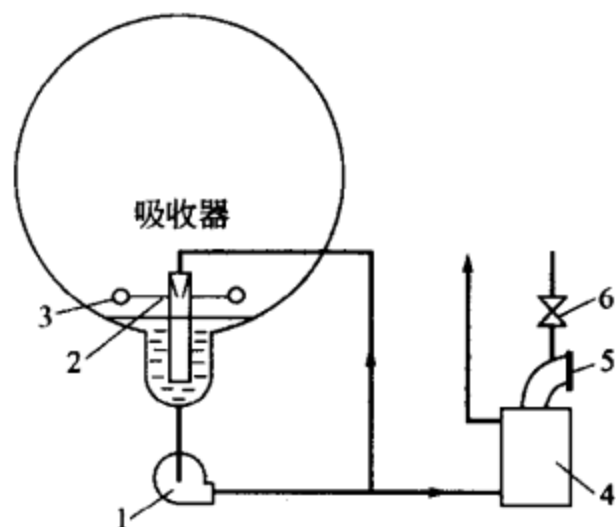


图 3-33 自动抽气装置原理图

1—溶液泵；2—抽气引射泵；3—吸气管；
4—气体分离器；5—视镜；6—放气阀

③ 防止结晶问题 从溴化锂水溶液的压力饱和温度图（图 3-6）可以看出，溶液的温度过低或浓度过高均容易发生结晶。因此，当进入吸收器的冷却水温度过低（如小于 $20\sim 25^{\circ}\text{C}$ ）或发生器加热温度过高时就可能引起结晶。结晶现象一般先发生在溶液热交换器的浓溶液侧，因为那里的溶液浓度最高，温度较低，通路窄小。发生结晶后，浓溶液通路被阻塞，引起吸收器液位下降，发生器液位上升，直到制冷机不能运行。

为解决热交换器浓溶液侧的结晶问题，在发生器中设有浓溶液溢流管（图 3-26 中的 21）。该溢流管不经过热交换器而直接与吸收器的稀溶液囊相连。当热交换器浓溶液通路因结晶被阻塞时，发生器的液位升高，浓溶液经溢流管直接进入吸收器。这样，不但可以保证制冷机至少在部分负荷下继续工作，而且由于热的浓溶液在吸收器内直接与稀溶液混合，提高了热交换器稀溶液侧的温度，将有助于浓溶液侧结晶的缓解。

④ 制冷量的调节 吸收式制冷机的制冷量一般是根据蒸发器出口被冷却质的温度，用改变加热介质流量和稀溶液循环量的方法进行调节的。用这种方法可以实现在 $10\%\sim 100\%$ 范围内制冷量的无限调节。

⑤ 提高效率的措施 吸收式制冷机主要由换热设备组成，如何强化传热，降低金属耗量，提高效率是其推广应用需解决的重要问题。用各种方法对传热表面进行处理可以提高传热系数；在溶液中加入表面活性剂可以提高制冷量。此

外，根据外界条件选择和改进流程，以及能量的综合利用等也是提高效率的重要措施。

(7) 太阳能溴化锂吸收式空调机 太阳能溴化锂吸收式制冷机是目前太阳能制冷中应用最成功的例子，也是应用最广泛的。日本的矢崎株式会社不仅生产大型溴化锂吸收式制冷机，而且还商品化生产多种规格的小型溴化锂吸收式制冷机，有制冷功率范围从 4.6~174kW 的系列产品。我国目前尚未实现小型溴化锂吸收式制冷机的商品化生产，这就在一定程度上限制了太阳能吸收式空调机在住宅建筑的推广应用。

太阳能溴化锂吸收式空调机可以实现夏季制冷、冬季采暖、全年提供生活热水等多项功能，其工作原理如图 3-34 所示。在夏季，被太阳集热器加热的水首先进入储水箱，当热水温度达到一定值时，从储水箱向吸收式制冷机提供热媒水；从吸收式制冷机流出并已降温的热水流回到储水箱，再由太阳集热器加热成高温热水；吸收式制冷机产生的冷媒水流到空调箱（或风机盘管），以达到制冷空调的目的。当太阳能不足以提供高温的热媒水时，可由辅助锅炉补充热量。

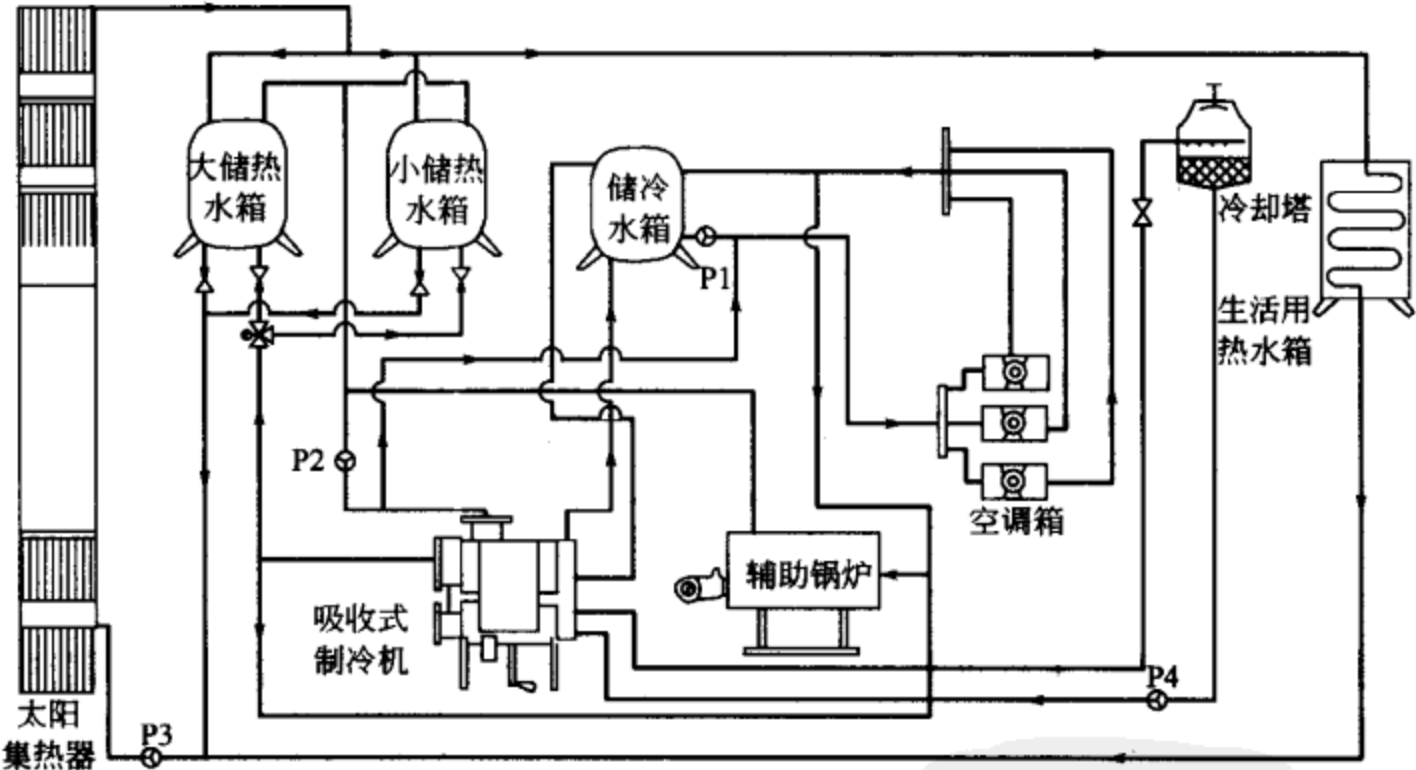


图 3-34 太阳能溴化锂吸收式空调机系统工作原理图

在冬季，同样先将太阳集热器加热的水进入储水箱，当热水温度达到一定值时，从储水箱直接向空调箱（或风机盘管），提供热水，以达到供热采暖的目的。当太阳能不能满足要求时，也可由辅助锅炉补充热量。

在非空调采暖季节，只要将太阳集热器加热的水直接通向生活热水储水箱中的换热器，通过换热器就可把储水箱中的冷水逐渐加热以供使用。



3.4 氨吸收式制冷机

(1) 氨吸收式制冷机的基本循环 在图 3-14 中表示了简单氨-水吸收式制冷循环，运行中各部件如图 3-35 所示。简单的氨-水吸收式制冷机的热力系数很低（约为 0.15 左右），这首先是由于作为吸收剂的水具有挥发性，水和氨的沸点差（大气压下为 133.3°C ）远小于溴化锂和水的沸点差（大气压下为 1165°C ），所以从发生器汽化出来的制冷剂蒸气不是纯氨，而是含有 $5\% \sim 10\%$ 水的氨-水混合物。从图 3-14 可以看出，如果蒸发温度 t_8 不变，则蒸气状态 5 中氨浓度越高，单位质量制冷能力 ϕ_0/M_8 也越大。对于氨吸收式机来说，即使采用分凝器仍不足以达到所需要的氨浓度，而必须在发生器和分凝器（即冷凝器有关联的凝结装置）之间装设精馏装置，使制冷剂蒸气中的氨浓度可达到 99.5% 以上。因此采用如图 3-35 所示的基本循环。

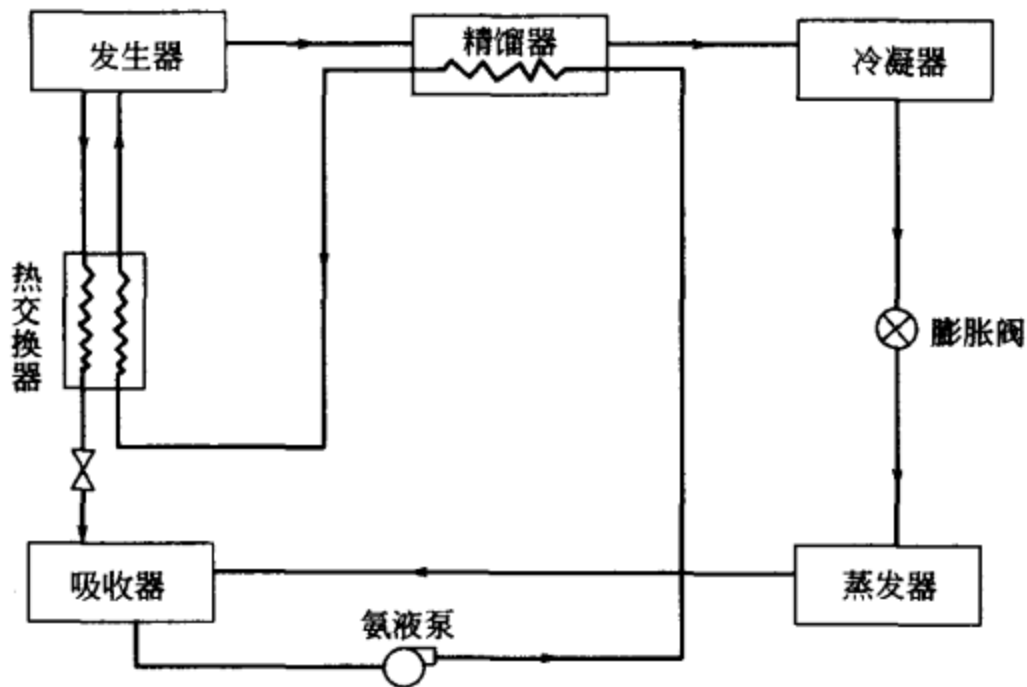


图 3-35 氨吸收式制冷机基本循环系统

对上述基本循环系统进行热力计算，可得到如图 3-36 的结果。美国佛罗里达大学的法伯教授按他的研究所制作的集热器兼作发生器的小型制冰机，以及 5 冷吨的制冰机都取得了较好的结果。而佛罗里达大学的太阳房，采用 5 冷吨的氨吸收式制冷机投入了实际的运行，制冷系数约有 0.45 左右。冷却水采用的是 21°C 的井水。

对于氨-水吸收式制冷循环在比焓-浓度图的分析计算，详见 3.2 吸收剂-制冷剂二元溶液的特性中的 (5) 二元溶液的吸收式制冷循环一节。

氨吸收式制冷机是最老式的制冷机的一种，这里氨作冷媒，水为吸收剂。氨是有害的，整个氨吸收式制冷系统内是正压，即高于大气压，发生事故时向外部

泄漏的危险性大，这是它的缺点。对溴化锂吸收式制冷机来说，系统内的压力几乎接近绝对真空。除此以外，氨吸收式制冷机必须采用精馏装置，使机构复杂，加上热力系数较低，故空调中很少应用，多用于需要 0°C 以下温度的场合，在太阳能冰箱的方案中，需要 0°C 以下的制冷，相对于空调来说，制冷量很小，因此，采用氨-水-氢三工质吸收扩散式制冷是利用太阳能的有效途径。

(2) 氨吸收扩散式制冷机 吸收扩散式制冷机的基本循环系统如图 3-37 所示。它和一般吸收式制冷机一样以热能作动力，使液态制冷剂

(氨) 在低温低压下蒸发来达到制冷的目的。系统由发生器（包括热虹吸泵管、加热管）、精馏器、冷凝器、蒸发器、气体热交换器、吸收器、液体热交换器和储液筒等主要部件组成。机组中以氨作制冷剂、水作吸收剂、氢作扩散剂，进行连续的吸收-扩散制冷。蒸发器和吸收器中除氨、水和它们的蒸气以外，气相中还有氢气存在。在发生器、精馏器和冷凝器中，运行时只有氨水和它们的蒸气存在。整个装置的总压是一定的，依靠加热管的加热，液体由热虹吸泵管将液、气一起提升造成的液位差来进行循环，而系统的氢气一方面补充系统的压力不足，使得氨气能在大气环境温度下冷凝，另一方面又使蒸发器中的氨液能在较低分压力下蒸发，起到膨胀阀的作用。所以它是采用氨、水、氢三种工质，利用重力和热虹吸现象原理、依靠工质的自然循环和相变过程吸热制冷，所有工质的循环均在高压密闭的管路系统中进行。图 3-38 表示吸收扩散式制冷系统工质流动示意图。图 3-39 表示吸收扩散式制冷机基本结构，图 3-40、图 3-41 是制冷机装箱图。

参考图 3-38 说明溶液、氨氢气循环过程：进入热虹吸泵管的浓氨溶液在加热器 11 处，被加热至饱和状态后达到一定的过热度而沸腾上升，此时管内形成泡状流冲击热虹吸泵管 2，然后气相和液相工质分离，气相进入精馏器管 3；在发生器管底部存留的分离下来的液相工质由于加热管加热继续蒸发，产生的气相也进入精馏器，由于受到精馏器壁面的冷却而部分冷凝，而氨汽（氨和少量水蒸气的混合物）沿精馏器上升时浓度不断提高，最后获得纯度大于 99.8% 的氨气进入冷凝器 4，同时含水量较高的溶液沿壁面向下流，浓度不断降低，直至发

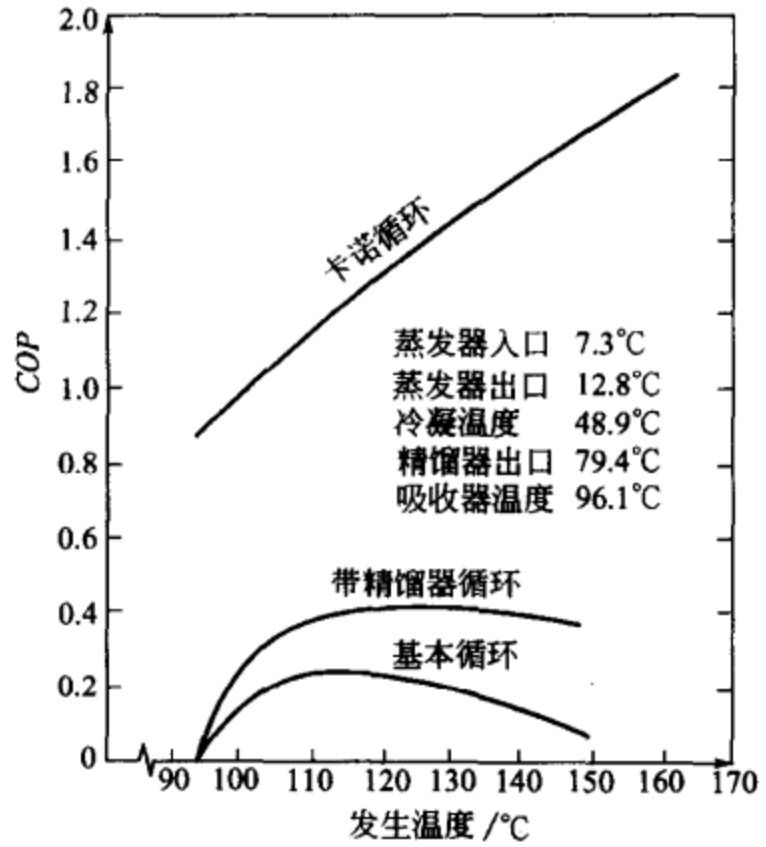


图 3-36 氨吸收式制冷机的制冷系数



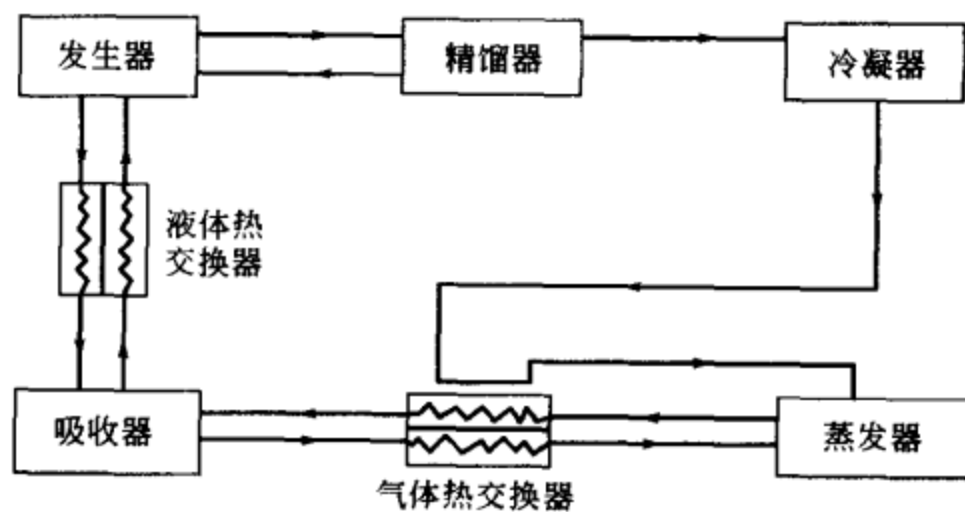


图 3-37 氨吸收扩散式制冷机的基本循环系统

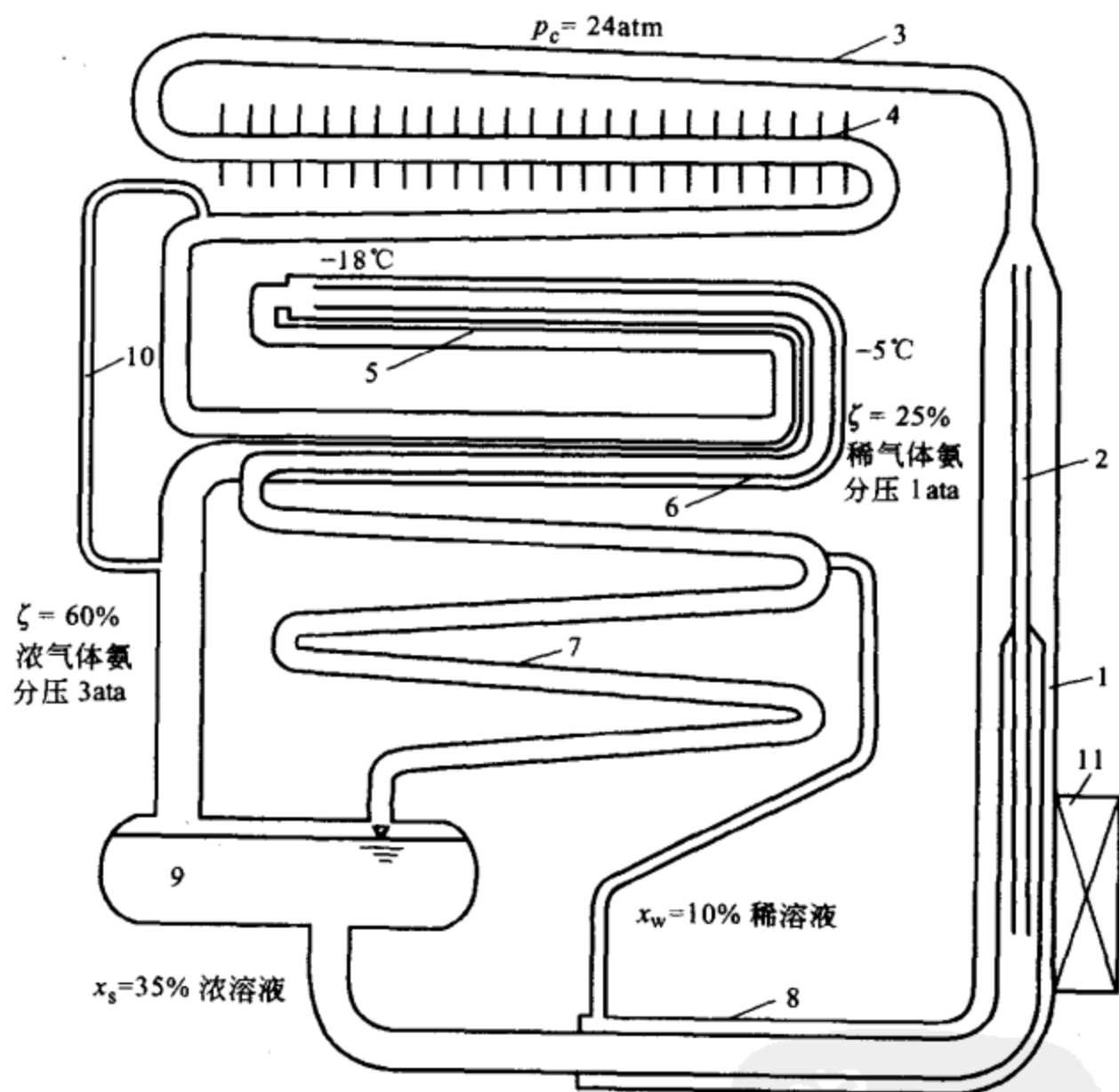


图 3-38 吸收扩散式制冷系统工质流动示意图

1—发生器；2—热虹吸泵管；3—精馏器管；4—冷凝器；5—蒸发器；6—气体热交换器；
7—吸收器；8—液体换热器；9—储液筒；10—平衡管；11—加热器

生器底部。进入冷凝器的氨气经自然对流的空气冷却，在冷凝压力下液化，液氨紧贴气体热交换器 6 经过氨液管过冷后进入蒸发器。稀氨-氢混合气体也进入蒸发器。蒸发器是由两根套管弯曲组成，氨液管点焊在套管外面组成气体热交换

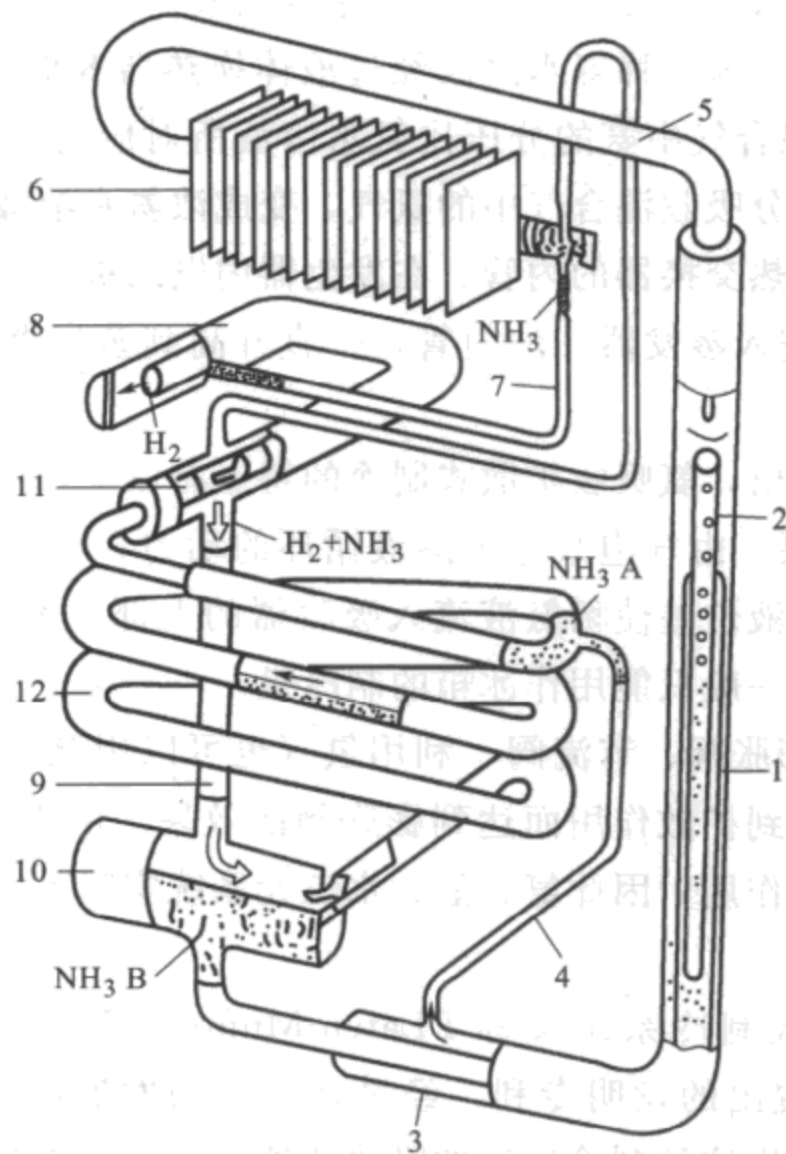


图 3-39 吸收扩散式制冷机基本结构

- 1—发生器；2—热虹吸泵管；3—溶液热交换器；4—稀溶液管；
 5—精馏器；6—冷凝器；7—氨液管；8—蒸发器；9—混合气体管；10—储液罐；
 11—蒸发器内管；12—吸收器；NH₃A—稀氨水溶液；NH₃B—浓氨水溶液

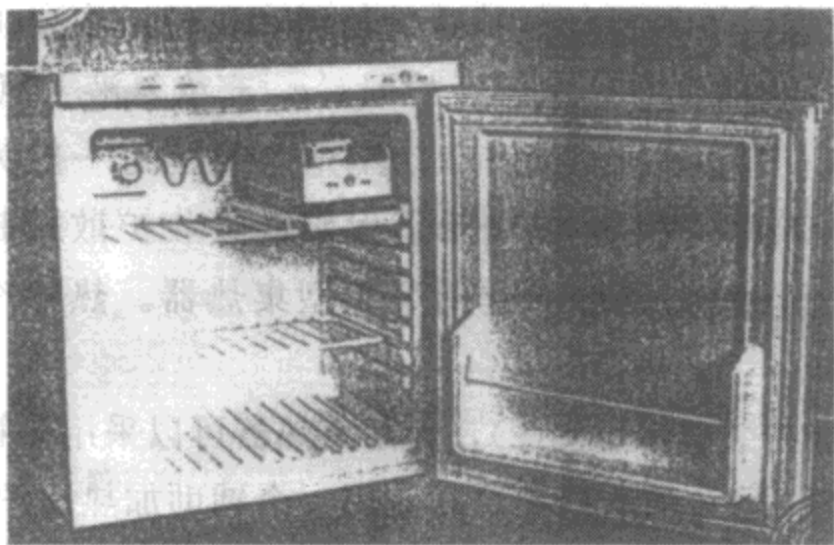


图 3-40 制冷机装箱图

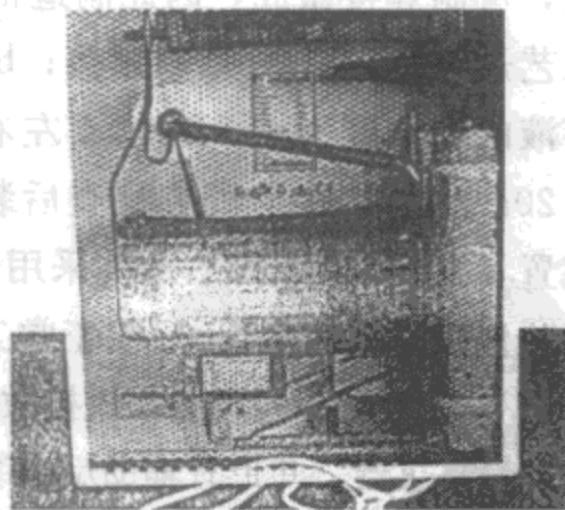


图 3-41 制冷机装箱图（背面）

器。从蒸发器的顶部开始，液氨向氨-氢混合体内扩散蒸发，由于氢的扩散作用使氨的分压不断升高，从而产生制冷效应使蒸发器管外面结霜。氨-氢混合气在

蒸发器出口变成浓度很高的氨-氢混合气，通过储液筒 9 上面进入吸收器的下部继续上升。从发生器出来的稀氨水溶液经过液体换热器 8 而在上部进入吸收器。在吸收器中，氨-氢混合气中氨的分压比氨水溶液所对应的平衡气相中的氨分压高，氨水溶液便能充分吸收混合气中的氨气，变成浓氨水溶液，浓氨水溶液流入储液筒 9 后进入液体热交换器的内管、在发生器内继续被加热，从吸收器上部出口的稀氨-氢混合气进入蒸发器 5 的内管，一直升高到蒸发器 5 的顶部，如此周而复始，构成循环。

由此分析可以看出，氨吸收扩散式制冷的特点有以下两点。

① 不需要溶液泵 由气泡泵作为溶液循环的动力，也正因为它是气泡泵提升液位，而后靠重力液位差使稀氨液流入吸收器的上部。不可能有太大的流量。所以制冷功率较小，一般只能用作冰箱的制冷机。

② 系统内设有膨胀阀、节流阀 利用氢（也可以用氮气）在蒸发器和吸收器内的循环运动，起到扩散作用而达到膨胀阀的效果。由于氢气不会溶入氨水，也不会发生任何化学作用，因此氨、氢、水三元系统实际上仍可作为氨、水二元溶液来分析处理。

这种吸收扩散式制冷系统又称 PLaten-Munters 系统，是 1926 年瑞典人 PLaten 和 Munters 提出的发明专利，经过几十年的发展，已经大批量地生产，在欧洲应用较多。利用这种制冷原理的吸收式冰箱主要优点是无运动部件，因此绝对安静、寿命长、不需要溶液泵可以只靠热能工作，目前主要用于宾馆、饭店。由于太阳集热器的发展，加上适当的传热部件（如热管）这种制冷系统是作为太阳能冰箱的有效途径。

这种吸收扩散式制冷装置实际上是由许多无缝钢管（碳钢）经过一定的形状加工，弯制焊接做成，因此制造很便宜，不需要任何特殊的材料和部件。主要生产工艺过程是：a. 弯管、焊接；b. 系统抽真空、试压、检漏；c. 充浓氨液（氨水溶液的氨浓度为 0.35~0.4 左右）、充氢气（或氮气），其充入的压力一般为 15~20atm；d. 整个机芯检查后装入箱体。图 3-42 表示了太阳能吸收扩散式制冷装置示意图(1)。传热部件采用热管，太阳集热器应用聚光型集热器。热管冷端加热温度在 150~170℃ 能正常工作。

图 3-43 表示了太阳能吸收扩散式制冷装置示意图(2)，太阳集热器可以采用热管式真空管集热器，并带有辅助反射装置。当太阳能量不足时应用一个辅助加热锅炉，提高加热管的加热温度。制冷机装入一个用聚氨酯发泡保温的冰箱箱体内。

这种氨吸收扩散式制冷机的热力系数 COP 可表示如下

$$COP = \frac{\text{制冷量}}{\text{输入热量}}$$



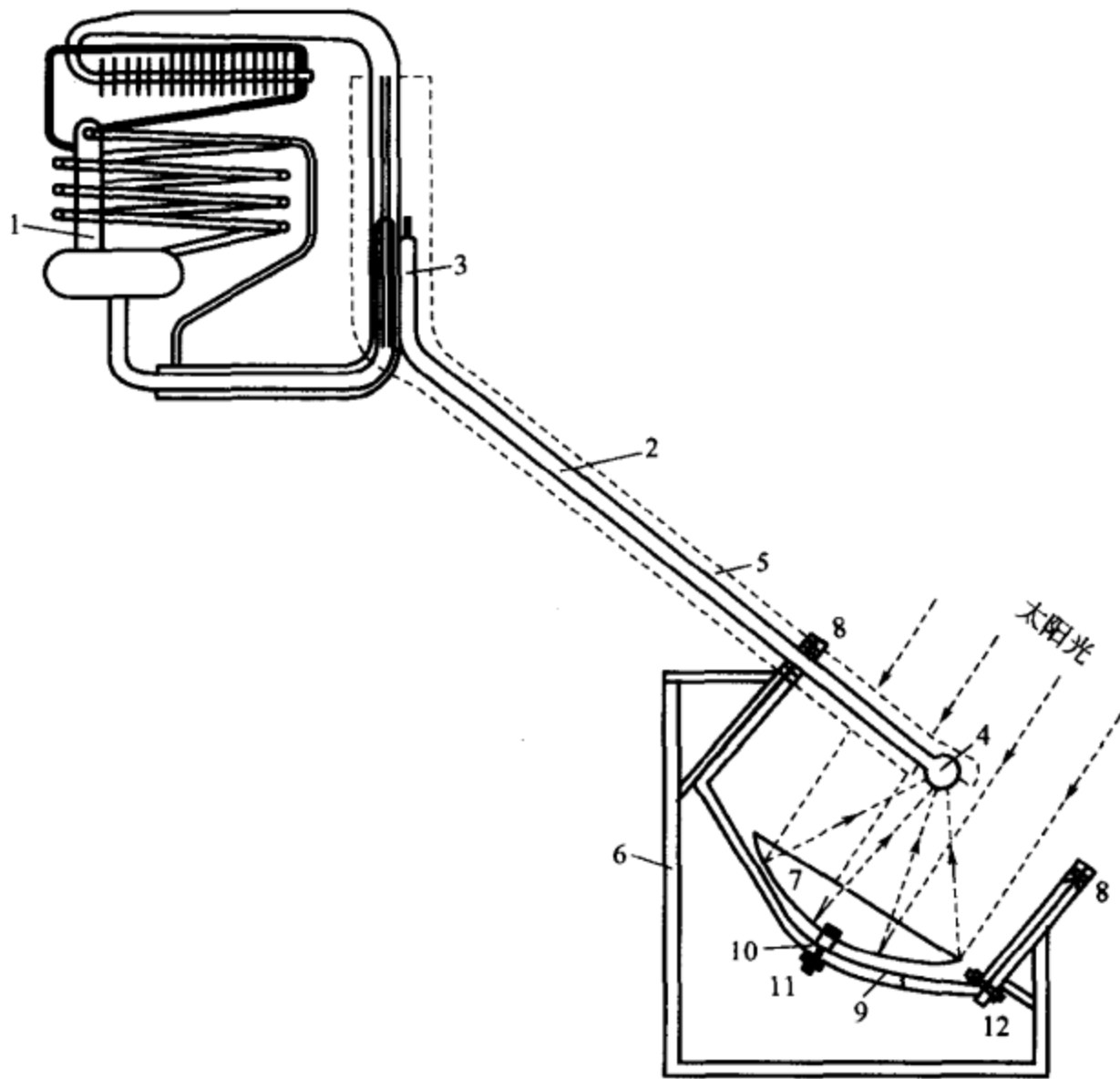


图 3-42 太阳能吸收扩散式制冷装置示意图 (1)

1—吸收扩散式制冷机；2—热管；3—热管冷端；4—热管热端；5—绝热层；6—集热器支架；7—旋转抛物面集热器；8—轴承；9—轨道；10—滑动支撑块；11—赤纬调整螺丝；12—时角调整螺丝

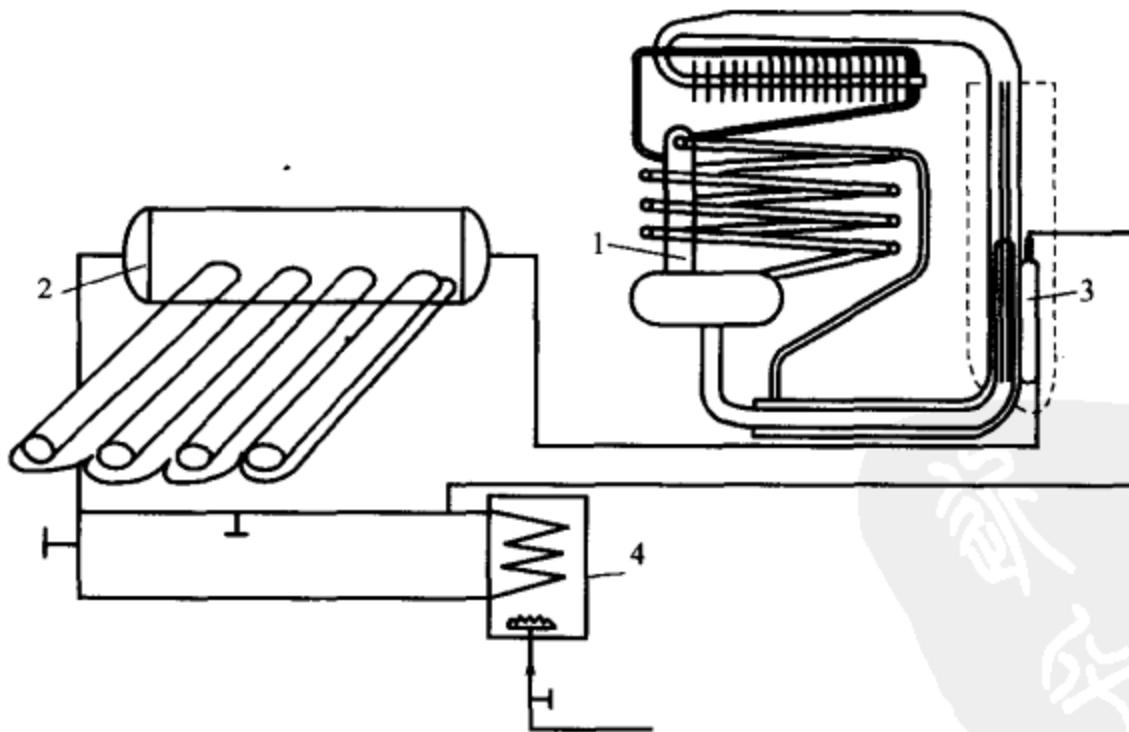


图 3-43 太阳能吸收扩散式制冷装置示意图 (2)

1—吸收扩散式制冷机；2—太阳真空管集热器；3—加热管；4—辅助加热锅炉

影响热力系数的因素有以下几点。a. 各部件的几何结构。主要设计好各部件的几何参数和形状，一般在设计图纸确定后主要是加工工艺的问题。b. 运行参数的合理选择。通过系统热力循环的分析计算得出六个独立变量影响制冷机的运行工况。a. 发生器的加热温度 t_g 。一般在 $140\sim 190^\circ\text{C}$ 根据实际测量和计算，热力循环有一个最佳的加热温度。b. 吸收器的冷却温度 t_a 。一般采取空气自然冷却时即为大气温度，约为 $30\sim 32^\circ\text{C}$ 。c. 蒸发器出口温度 t_e 。这个温度取决于冰箱内温度的要求，如作为冷藏箱或冷冻箱，同时和箱体的保温状况有关。一般测量蒸发器管表面的温度确定，如 $-10\sim -15^\circ\text{C}$ 左右。d. 精馏器出口氨蒸气的浓度，一般要求在 0.993 以上。由于氨和水的沸点比较相近，当氨在发生器内被蒸馏出来以后，伴随着有不少的水蒸气混入氨蒸气，精馏器的作用也是把水蒸气冷凝下来，使氨蒸气更纯，根据实际经验和分析，越纯越好。如果有许多水蒸气的分子进入冷凝器，蒸发器将会大大恶化制冷效果。e. 系统内总压力 p_c 。灌装氢气的压力是主要因素，在运行时压力稍有变化，一般在 $15\sim 20\text{atm}$ 左右。f. 浓溶液的浓度 x_s 。灌装氨水溶液的浓度是主要的决定因素，运行时储液筒内浓溶液的浓度和灌装浓度稍有不同。但是在灌装时选择一个最佳的浓度是一个关键的工艺参数。

实际测量和计算都显示热力系数不是很高，一般在 0.5 以下，如果利用精馏热和降低吸收器的冷却温度，制冷量将会增加更大，热力系数也会提高。



第4章 太阳能除湿式制冷机

4.1 概述

除湿式制冷机是利用干燥剂（亦称除湿剂）来吸附空气中的水蒸气以降低空气的湿度，然后进行一定的冷却和绝热加湿达到制冷降温的目的。除湿式制冷系统和传统的蒸气压缩式制冷系统相比，具有以下显著的优点。

- ① 系统结构简单，无需复杂的部件；
- ② 利用太阳能而节约常规电能；
- ③ 无需氟里昂作为制冷剂，是一种真正的环保型制冷系统；
- ④ 噪声低，空气品质优良；
- ⑤ 在常压条件下工作。

除湿式制冷系统使用的干燥剂是具有吸水性的物质。固体干燥剂有硅胶、分子筛、氯化锂晶体、活性炭、氧化铝凝胶等；液体干燥剂有氯化钙水溶液（ $\text{H}_2\text{O}+\text{CaCl}_2$ ）、氯化锂水溶液（ $\text{H}_2\text{O}+\text{LiCl}$ ）等。

除湿式制冷系统有多种型式。按工作介质划分，可分为固体除湿系统和液体除湿系统；按制冷循环方式划分，可分为开式循环系统和闭式循环系统；按结构形式划分，可分为简单系统和复合系统。

开式循环系统是通过环境空气来闭合热力循环的，被处理的空气跟干燥剂直接接触。根据系统各部件的不同位置及气流通路的不同连接，开式循环系统又可分为通风型系统、再循环型系统和 Dunkle 型系统等几种。开式除湿系统通常应用于空调，闭式除湿系统通常应用于制冷（制冰）。在除湿式制冷系统中，除湿器可以分别采用蜂窝转轮结构（对于固体干燥剂）和填料塔结构（对于液体干燥剂）两种。

太阳集热器为除湿系统提供加热热源，使湿空气降低湿度。实际应用中可以采用平板型太阳集热器，也可以采用真空管太阳集热器。



4.2 湿空气的热力过程

(1) 空气的湿度和相对湿度 湿空气是干空气和水蒸气的混合物。由于湿空气中所含的蒸汽量很少，1kg 干空气中含蒸汽不超过几十克，因此，蒸汽的分压力很低，不超过几十毫米汞柱。在这样低的压力下，蒸汽近似可以按照完全气体来处理。所以根据道尔顿定律，大气（湿空气）的总压力，即大气压力 B ，应等于干空气的分压 p_a 与蒸汽的分压力 p_v 之和，即

$$B = p_a + p_v \quad (4-1)$$

空气的湿度是用 1m^3 空气中所含蒸汽的质量来确定。根据道尔顿定律，这也就是蒸汽在分压力 p_v 和湿空气的温度 T 下，占有湿空气总容积 V 时的分密度 ρ_v ，即

$$\rho_v = \frac{m_v}{V} = \frac{p_v}{R_v T} \quad (4-2)$$

式中， R_v 代表蒸汽的气体常数。因为蒸汽的相对分子质量 $\mu_v = 18$ ，故蒸汽的气体常数为

$$R_v = \frac{\mu R}{\mu_v} = \frac{8314}{18} = 461 [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (4-3)$$

由式(4-2)可知，空气的湿度决定于蒸汽的分压力 p_v 。当湿空气的温度 $T =$ 常数时，则 p_v 越高，蒸汽的含量就越多，空气的湿度 ρ_v 就越大。当 p_v 上升到相应于 T 时的饱和压力 p_s 时，蒸汽含量达到最大值，这时的蒸汽是饱和蒸汽，相当于图 4-1 上界线上的 A 点。含饱和蒸汽的湿空气叫做饱和空气。如果在饱和空气中再增加蒸汽的含量，就会使部分蒸汽被液化，湿空气则仍保持为饱和空气。所以饱和空气是在给定温度下，空气中所能具有的最大蒸汽的含量，它已不具备继续吸湿的能力。

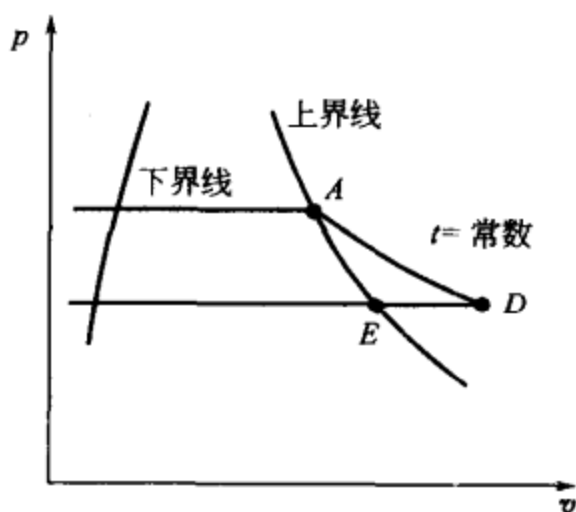


图 4-1 湿空气的 $p-v$ 图

当 $p_v < p_s$ 时，在图 4-1 中自 A 点沿定温线 AD 方向移动，蒸汽成为过热状态，这时的湿空气是干空气和过热蒸汽的混合物，空间还可以容纳更多的蒸汽，只要它与水源接触，就可以接受水分蒸发到空间中去的蒸汽，这样的空气叫做未饱和空气。

对未饱和空气中的过热蒸汽，如图 4-1 中的 D 点，如果蒸汽的分压力 p_v 不变，而湿空气的温度逐渐降低，则其状态将沿定压线（水

平线) 向左移动, 和上界线相交于 E 点时, 也达到了饱和状态。如果继续冷却, 也将有水滴析出。E 点的温度即对应于 p_v 下的饱和温度, 叫做露点。显然, 露点温度可以按 p_v 在饱和蒸汽表上查出的饱和温度 t_s 即得。按温度排列比较紧密的常用饱和蒸汽压力如表 4-1 所示。

表 4-1 饱和蒸汽压力表 (按温度排列)

饱和蒸汽温度 $t_s/^\circ\text{C}$	饱和蒸汽压力 p_s/bar	饱和蒸汽温度 $t_s/^\circ\text{C}$	饱和蒸汽压力 p_s/bar	饱和蒸汽温度 $t_s/^\circ\text{C}$	饱和蒸汽压力 p_s/bar
6	0.00935	18	0.02064	28	0.03782
8	0.01072	19	0.02198	29	0.04008
10	0.01228	20	0.02339	30	0.04246
11	0.01312	21	0.02487	31	0.04496
12	0.01402	22	0.02645	32	0.04759
13	0.01497	23	0.02810	33	0.05034
14	0.01598	24	0.02985	34	0.05324
15	0.01705	25	0.03169	35	0.05628
16	0.01818	26	0.03363	36	0.05947
17	0.01938	27	0.03567	38	0.06632

只知道空气的湿度有时还觉得不够, 它不能说明湿空气中包含的蒸汽是否饱和, 即这种湿空气是否有吸湿能力, 所以常用相对湿度来说明空气的潮湿程度。相对湿度是空气中实际所含的蒸汽量与同温度下可能含的最大蒸汽量的比值, 用符号 φ 表示, 即

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_{\max}} = \frac{\rho_v}{\rho^*} = \frac{p_v}{p_s} = \frac{p_v}{p_{\max}} \quad (4-4)$$

式中, p_v 为湿空气中所含蒸汽的分压力, 如图 4-1 上 D 点的压力; p_s 是在湿空气温度下的饱和蒸汽压力, 如图 4-1 上 A 点的压力, 也即在这温度下蒸汽可能达到的最大分压力 p_{\max} 。当然式(4-4)是按照完全气体导出的。

湿空气的相对湿度可以用湿度计测出, 它是用两根玻璃杆水银温度计组成的, 一根是普通温度计, 用以测量湿空气本身的温度, 叫做干球温度; 另一根是在温度计的水银球外包有湿布, 这温度计上读出的温度叫做湿球温度, 用符号 t_w 表示。当与湿球接触的湿空气尚未达到饱和时, 由于湿布上水分的蒸发, 需要吸收相应的汽化潜热, 湿球温度计的读数将比干球温度计的读数要低; 湿空气的相对湿度越小, 湿布上的水分就蒸发得越多, 吸收的汽化潜热也越多, 湿球温度计的读数就越低。图 4-2 画出了由于干、湿球温度计读数来确定湿空气相对湿度 φ 的计算图。



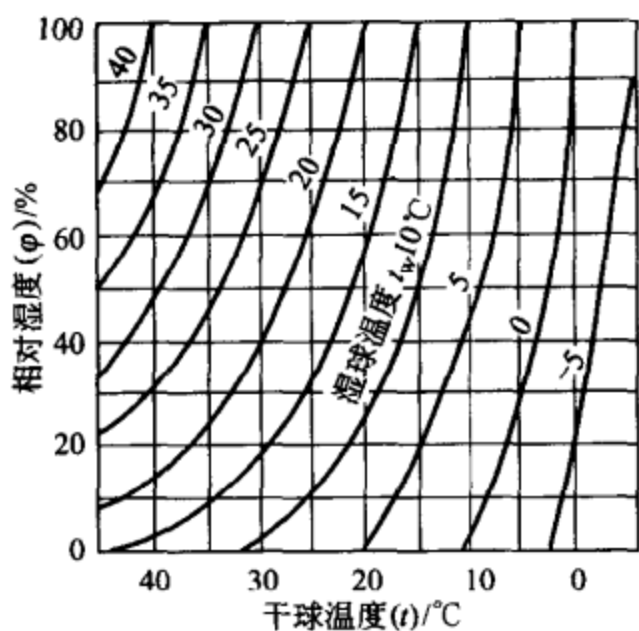


图 4-2 湿空气相对湿度计算图

相对湿度也可以用“露点计”测定湿空气的露点温度来确定，方法是将乙醚在一个金属容器中蒸发，而迫使乙醚温度逐渐下降，读出与之接触的湿空气在容器表面开始呈现第一颗露滴时的温度，这就是该湿空气状态下的露点温度。根据露点温度在饱和蒸汽表上查出相应的饱和压力，这就是湿空气中蒸汽分压力 p_v ，再根据湿空气的温度在饱和蒸汽表上查出它的饱和压力 p_s ，代入式 (4-4)，得出相对湿度。这种确定湿度的方法没有干湿球温度计办法准确。

(2) 湿空气的参数

① 含湿量 含湿量也叫比湿度（或叫绝对湿度），指每 1kg 干空气中含蒸汽的质量，一般用符号 d 表示，即

$$d = \frac{m_v}{m_a} \times 1000 \quad (4-5)$$

此处， m_a 和 m_v 为容积 V 的湿空气中所含的干空气和水蒸气的质量。

设有温度为 T 的湿空气 V ，对其所含的蒸汽和干空气分别写出状态方程为

$$p_v V = m_v R_v T$$

$$p_a V = m_a R_a T$$

将上面两式中的质量 m 代入式 (4-5)，得

$$d = 1000 \times \frac{p_v R_a}{p_a R_v}$$

此处干空气的气体常数 $R_a = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，蒸汽的气体常数 $R_v = 461 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，代入上式得

$$d = 1000 \times \frac{287}{461} \cdot \frac{p_v}{p_a} = 622 \frac{p_v}{p_a}$$

式中， p_v 为蒸汽的分压力； p_a 为干空气的分压力，将式 (4-1) 代入上式，得

$$d = \frac{622 p_v}{B - p_v} \quad (4-6)$$

由上式可知，在大气压力 B 一定时，空气中蒸汽的含量，即比湿度 d ，只决定于蒸汽的分压力 p_v ，比湿度 d 随蒸汽分压力 p_v 的增大而增大。

在湿空气中，干空气和蒸汽的质量成分 g_a 和 g_v 与容积成分 r_a 和 r_v 分别为

$$\left. \begin{aligned} g_a &= \frac{1}{1+0.001d} \\ g_v &= \frac{0.001d}{1+0.001d} \\ r_a &= \frac{p_a}{B} = \frac{B-p_v}{B} \\ r_v &= \frac{p_v}{B} \end{aligned} \right\} \quad (4-7)$$

② 相对分子质量 湿空气的相对分子质量 μ 可按干空气和蒸汽的容积成分计算为

$$\mu = \sum_i \mu_i r_i = \mu_a r_a + \mu_v r_v$$

此处, μ 为湿空气的平均相对分子质量, 干空气的相对分子质量为 $\mu_a = 28.97 \approx 29$, 蒸汽的相对分子质量 $\mu_v = 18$, 并将式(4-7) 代入上式, 得

$$\mu = 29 \times \frac{B-p_v}{B} + 18 \times \frac{p_v}{B}$$

将上式化简, 得湿空气的平均相对分子质量

$$\mu = 29 - 11 \times \frac{p_v}{B} \quad (4-8)$$

由此可见, 湿空气的平均相对分子质量 μ 随蒸汽分压力 p_v 的增大而减小, 并且其值永远小于空气的相对分子质量 29。

由式(4-6) 可求出

$$\frac{p_v}{B} = \frac{d}{622+d}$$

将上式代入式(4-8) 得

$$\mu = 29 - \frac{11d}{622+d} \quad (4-9)$$

由此可见, 湿空气的平均相对分子质量 μ 随比湿度 d 的增大而减小, 当比湿度 $d=0$ 时, 其值即为干空气的相对分子质量 (29)。

③ 气体常数 根据通用气体常数 (μR) = 8314J/(kmol · K) 的关系, 可确定湿空气的气体常数

$$R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{29 - \frac{11d}{622+d}} \quad (4-10)$$

由此可见, 湿空气的气体常数 R 并不是固定不变的, 它随着比湿度 d 的增大而增大。



湿空气的气体常数也可按以下公式计算

$$R = \sum_i g_i R_i = g_a R_a + g_v R_v$$

式中, R_a 为干空气的气体常数, $R_a = 287$; R_v 为蒸汽的气体常数, $R_v = 461$, 并将式(4-7)代入上式。

得
$$R = \frac{287}{1+0.001d} + \frac{0.001d \times 461}{1+0.001d}$$

故
$$R = \frac{287+0.461d}{1+0.001d} \quad (4-11)$$

湿空气的气体常数用式(4-10)或式(4-11)计算, 结果是一样的; 也可近似用以下直线关系式来表示

$$R = 287 + 0.157d \quad (4-12)$$

湿空气的气体常数 R 与干空气的气体常数 R_a 的相对变化率, 用符号 \bar{R} 来表示即

$$\bar{R} = \frac{R - R_a}{R_a}$$

将式(4-12)代入上式, 得

$$\bar{R} = \frac{R - R_a}{R_a} = \frac{0.157d}{287} = 0.000547d = 0.0547\%d \quad (4-13)$$

湿空气的气体常数相对变化率百分数 \bar{R} 随比湿度 d 的变化关系如图 4-3 所示。

④ 定压比热容 湿空气的定压比热容 c_p 可用下式计算

$$c_p = \sum_i g_i c_{pi} = g_a c_{pa} + g_v c_{pv}$$

式中, c_{pa} 为干空气的定压比热容, $c_{pa} = 1.004 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; c_{pv} 为蒸汽的定压比热容, $c_{pv} = 1.966 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 并将式(4-10)代入上式, 得

$$c_p = \frac{1.004}{1+0.001d} + \frac{0.001d \times 1.966}{1+0.001d}$$

即
$$c_p = \frac{1.004+0.00196d}{1+0.001d} \quad (4-14)$$

湿空气的定压比热容近似可用以下的直线关系式表示

$$c_p = 1.004 + 0.0009d \quad (4-15)$$

由此可见, 湿空气的定压比热容 c_p 随比湿度 d 的增大而增大; 当比湿度 $d=0$ 时, 即为干空气的定压比热容为 $1.004 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

湿空气的定压比热容 c_p 与干空气的定压比热容 c_{pa} 的相对变化率用 \bar{c}_p 表示为

$$\bar{c}_p = \frac{c_p - c_{pa}}{c_{pa}}$$



将式(4-15)代入上式,得

$$\bar{c}_p = \frac{c_p - c_{pa}}{c_{pa}} = \frac{0.0009d}{1.004}$$

$$\bar{c}_p = 0.000896d = 0.0896\%d \quad (4-16)$$

湿空气的定压比热容相对变化率百分数 \bar{c}_p 随比湿度 d 的变化关系如图 4-3 所示。

⑤ 比热容比 湿空气的比热容比 k 是湿空气的定压比热容 c_p 和定容比热容 c_v 的比值,即

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - R}$$

式中, R 为湿空气的气体常数。将式(4-11)和式(4-14)代入上式,并用近似直线关系式表示,湿空气的比热容比

$$k = 1.400 - 0.000176d \quad (4-17)$$

由此可见,湿空气的比热容比 k 随比湿度 d 的增大而减小。

湿空气的比热容比 k 与干空气的比热容比 k_a 的相对变化率用 \bar{K} 表示为

$$\bar{K} = \frac{k - k_a}{k_a}$$

将式(4-17)代入上式,得

$$\bar{K} = \frac{k - k_a}{k_a} = \frac{-0.000176d}{1.4000}$$

$$\bar{K} = -0.0001257d = -0.01257\% \quad (4-18)$$

湿空气的比热容比相对变化率百分数 \bar{K} 随比湿度的变化关系如图 4-3 所示。

(3) 湿空气的湿度图

① 焓 比湿度为 d 的湿空气,它的焓值是 1kg 干空气的焓和 d 蒸汽焓的总和。与比湿度一样,湿空气的焓是对 1kg 干空气来说的。故对含有 1kg 干空气的湿空气,即对 $(1+0.001d)$ kg 的湿空气来说,它的焓为

$$H = h_a + 0.001dh_v \quad (4-19)$$

式中, h_a 为干空气的比焓, $h_a = c_{pa}t$, 如果温度变化范围不大(在 100℃ 以内),可将定压比热容看成为常数,即 $c_{pa} = 1.004$, 则

$$h_a = c_{pa}t = 1.004t$$

h_v 为蒸汽的比焓,可用以下半经验公式计算是很准确的,即

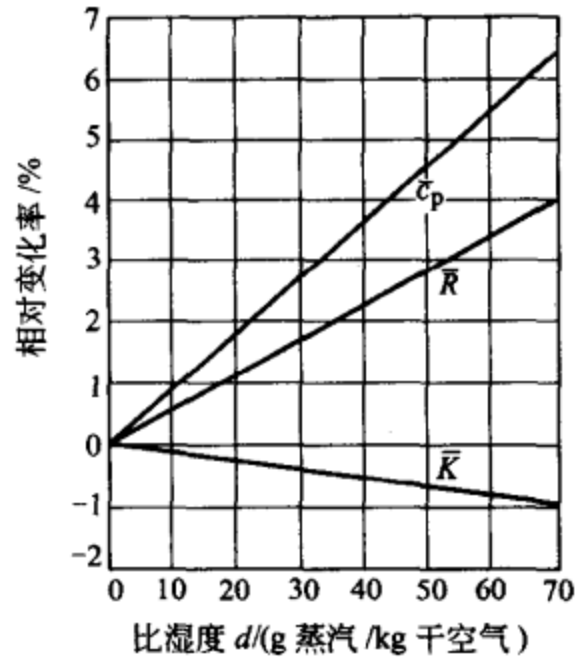


图 4-3 湿空气的 \bar{R} 、 \bar{c}_p 、 \bar{K} 随 d 的变化关系



$$h_v = 2501 + 1.86t$$

式中，2501 是 0℃ 时水的汽化潜热；1.86t 是蒸汽的过热热量；将上两式代入式(4-19)，得湿空气的焓

$$H = 1.004t + 0.001d(2501 + 1.86t) \quad (4-20)$$

② 湿度图 为了简化工程计算和便于确定湿空气的状态及其参数，专门制成了湿空气的湿度图。它表示在已知大气压力下湿空气的各主要参数，如（干球）温度 t 、比湿度 d 、相对湿度 φ 、焓 H 、湿球温度 t_w 、比容 v 以及蒸汽的分压力 p_v 等之间的图解关系。对于涉及湿空气的加热、降温、加湿、去湿等过程，利用湿度图都可以清楚地表示出来。

湿度图如图 4-4 所示，它是对大气压力为 760mmHg (1.013bar) 的。由式(4-6)可知，当大气压力 B 已知时，比湿度 d 是蒸汽压力 p_v 的一个直接函数，所以在图的右侧外面，与比湿度 d 相对应的附有蒸汽压力 p_v 的纵坐标轴刻度。因为露点温度决定于 p_v ，故水平线上各状态的露点温度相等。从横坐标的（干球）温度 t 可由饱和蒸汽表上查出各温度 t 的饱和蒸汽压力 p_s ，再与纵坐标轴 p_v 相匹配，由式(4-4)即可求得各坐标点上的相对湿度 φ ；连接各点相同的相对湿度点，即可得到一组向下凹的定相对湿度曲线，在图的左上方，是一条 $\varphi =$

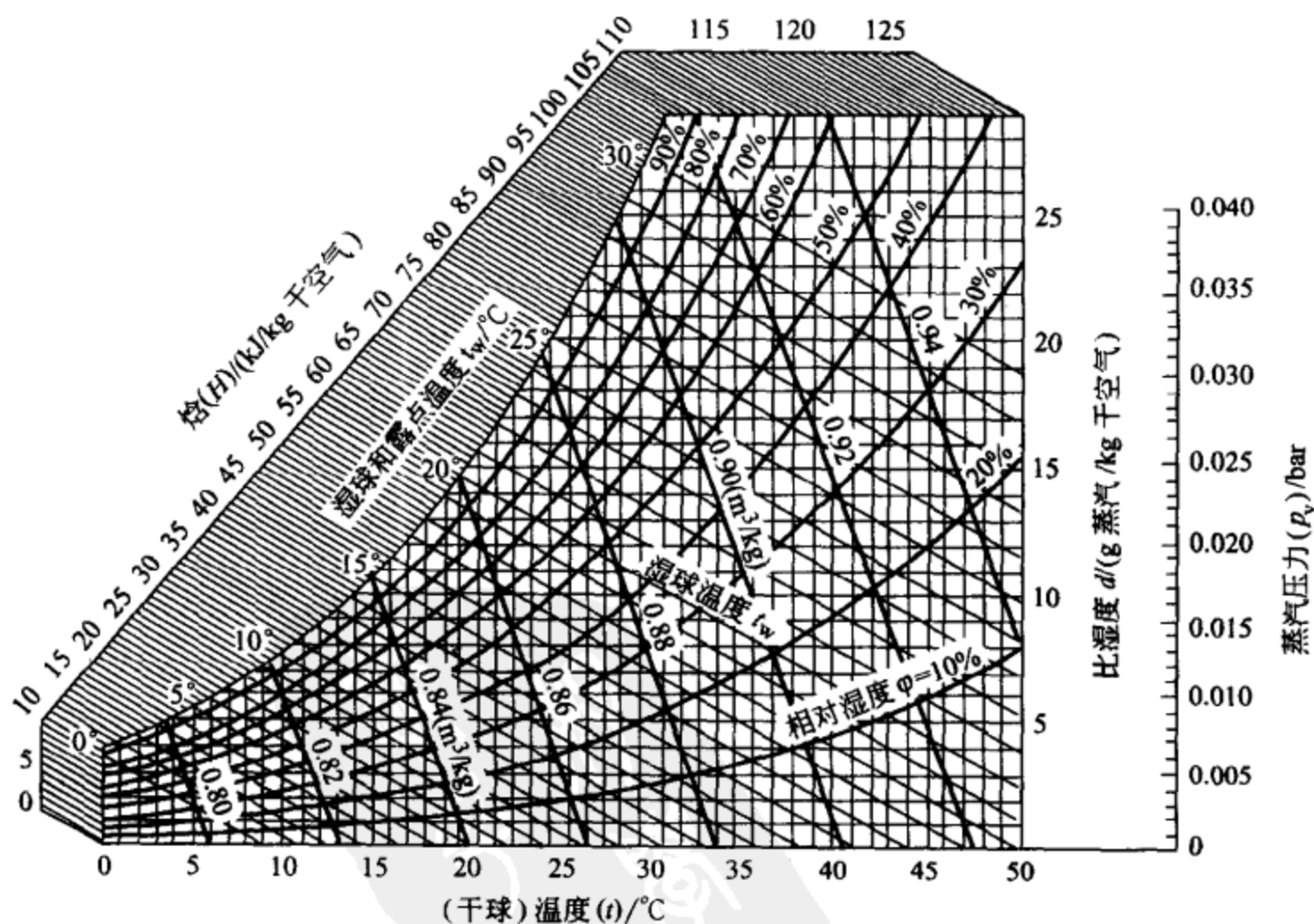


图 4-4 湿度图



100%的饱和（空气）线。在饱和线上，（干球）温度 t 、湿球温度 t_w 以及露点温度都相等，因此这条饱和线上标出的温度读数能代表这三种温度。

湿球温度 t_w 为定值的线是从饱和线上开始，朝右下角倾斜的斜线簇，这是因为未饱和空气的湿球温度总是低于干球温度而高于露点温度。定焓线 H 与定湿球温度线平行，它的刻度在图的左上方。此外，还有定比容线。

前已说明，图 4-4 的湿度图是按照大气压力 $B=760\text{mmHg}$ (1.013bar) 绘制的，当大气压力不是这个数值时，湿度图的图线需要修正，不过修正数通常很小，在此不再赘述。

例如，已知大气的（干球）温度为 30°C ，湿球温度 $t_w=23^\circ\text{C}$ ，大气压力 $B=760\text{mmHg}$ ，试确定大气的状态及其参数。

在湿度图 4-4 查出 $t=30^\circ\text{C}$ ， $t_w=23^\circ\text{C}$ 时的相对湿度 $\varphi=57\%$ ，露点温度为 20°C 。在湿度图上同时还可查得这状态下的比湿度 $d=15\text{g 蒸汽/kg 干空气}$ ，焓 $H=68.5\text{kJ/kg 干空气}$ ，蒸汽分压力 $p_v=0.0242\text{bar}$ ，比容 $v=0.89\text{m}^3/\text{kg}$ 。

如果用式(4-6) 计算，比湿度

$$d = \frac{622p_v}{B-p_v} = \frac{622 \times 0.0242}{1.013 - 0.0242} = 15.2\text{g 蒸汽/kg 干空气}$$

式中， $B=760\text{mmHg}=1.013\text{bar}$ 。由式(4-20) 有

$$\begin{aligned} H &= 1.004 \times 30 + 0.001 \times 15(2501 + 1.86 \times 30) \\ &= 68.47\text{kJ/kg 干空气} \end{aligned}$$

由此可见，用湿度图计算比较方便，也相当准确。

(4) 湿空气的热力过程

① 加热或冷却过程 湿空气在加热过程中，除了吸收热量、温度上升以外，它的组成成分完全没有变化，即它的比湿度 d 保持不变，是为 $d=\text{常数}$ 的过程。例如，热风器中的干式加热就是这样。设初始状态为 1，加热时在湿度图上用水平线向右的方向 $1 \rightarrow 2$ 来表示，如图 4-5 所示。从图 4-5 可知，它的相对湿度减少，而过程的加热量可用图上读出的焓差来表示

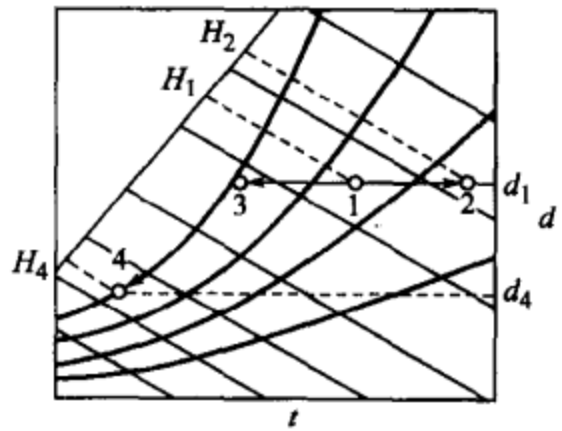


图 4-5 热风器中的干式加热

$$q = H_2 - H_1 \quad (4-21)$$

同样对冷却过程，在湿度图上用水平线向左的方向进行，它的相对湿度是增加的。当水平线与饱和线相交于点 3 时，空气冷却到了它的露点温度 t_3 ；如果继续冷却，则过程将沿着饱和线 $3 \rightarrow 4$ 进行，这时温度继续下降，随着有蒸汽凝聚成水滴析出，空气仍保持为饱和，而它的比湿度则下降。从 $1 \rightarrow 4$ 过程的放热量



仍用图上的焓差来表示

$$q' = H_4 - H_1 \quad (4-22)$$

这个值为负数，表示湿空气放出的热量。析出的水分则为

$$\Delta d = d_4 - d_1 \quad (4-23)$$

这个值也为负数，表示湿空气析出水分。

② 绝热加湿过程 绝热加湿过程指在过程中对空气加湿而不加热，即在绝热的条件下完成加湿的过程。例如，在喷雾室中就是这样，如图 4-6(a) 所示。因为是绝热的，水分蒸发所需要的热量完全来自空气本身，加湿以后空气温度将降低，所以这过程又叫做蒸发冷却过程。

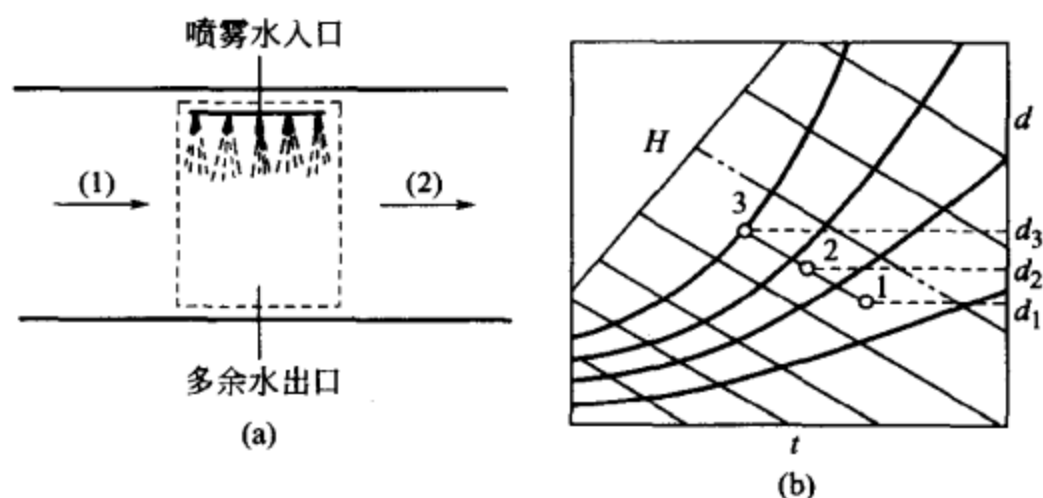


图 4-6 绝热加湿过程

忽略位能和宏观动能的变化，对于单位质量干空气的能量平衡方程式为

$$H_1 + (d_2 - d_1)h_w = H_2 \quad (4-24)$$

式中， h_w 为蒸发水的比焓； $d_2 - d_1$ 为过程中空气含湿量的增量，即对于单位质量干空气加入的水分。 $(d_2 - d_1)h_w$ 这一项与过程前和后湿空气的焓 H_1 和 H_2 相比总是很小的，在计算时可以忽略不计。因而式(4-1)为

$$H_1 = H_2 \quad (4-25)$$

所以绝热加湿过程是湿空气的焓 H 保持不变的定焓过程。

设初始状态为 1，加湿后在湿度图上用定焓线向左上方向 $1 \rightarrow 2$ 来表示，如图 4-6(b) 所示。在湿度图上，可以看到它的比湿度 d 和相对湿度 φ 均显著增大，但（干球）温度 t 则下降，这是水分蒸发时需要吸热所致。绝热加湿过程中，对每千克干空气所加入的水分，可表示为

$$\Delta d = d_2 - d_1 \quad (4-26)$$

如果进入喷雾室的空气，在喷雾室内与水分接触的面积足够大，接触的时间足够长，总可以使出口的空气达到饱和，即饱和空气。设这时的状态用 3 来表示，则有

$$H_3 = H_2 = H_1 \quad (4-27)$$

如图 4-6(b) 的点 3 所示, 这时的温度 t_3 等于湿球温度 t_w , 即 $t_3 = t_w$, H_3 的数值仅决定于湿球温度 t_w , 即 $H_3 = f(t_w)$, 故式(4-27) 可写成

$$H_1 = H_2 = H_3 = f(t_w) \quad (4-28)$$

上式说明了湿空气的焓 H 与湿球温度 t_w 的对应关系, 也就是在湿度图上的定焓线, 与定湿球温度线一致。

③ 两股湿空气流绝热混合过程 两股湿空气, 一股为状态 1, 单位时间的空气质量流量为 \dot{m}_{a1} ; 另一股为状态 2, 单位时间的空气质量流量为 \dot{m}_{a2} ; 绝热混合后为状态 3, 单位时间的空气质量流量为 \dot{m}_{a3} , 如图 4-7 所示。

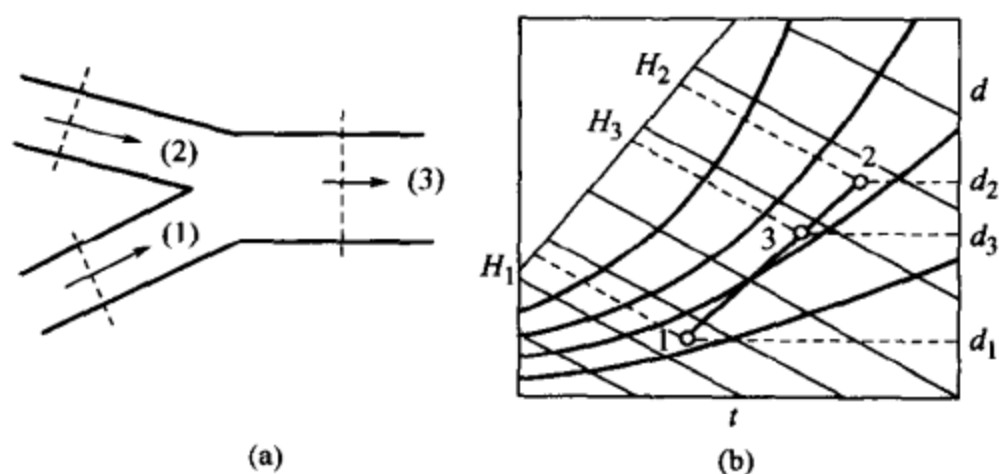


图 4-7 两股湿空气流绝热混合过程

在稳定流动时, 取开口系统可写出以下基本方程。

a. 干空气质量守恒方程

$$\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} \quad (4-29)$$

b. 水蒸气质量守恒方程

$$\dot{m}_{a1} d_1 + \dot{m}_{a2} d_2 = \dot{m}_{a3} d_3 \quad (4-30)$$

c. 能量守恒方程 (忽略动能项)

$$\dot{m}_{a1} H_1 + \dot{m}_{a2} H_2 = \dot{m}_{a3} H_3 \quad (4-31)$$

将式(4-29) 代入式(4-30), 得

$$d_3 = \frac{\dot{m}_{a1} d_1 + \dot{m}_{a2} d_2}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}} = \frac{\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} d_1 + d_2}{\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} + 1} \quad (4-32)$$

同理, 将式(4-29) 代入式(4-31), 得

$$H_3 = \frac{\dot{m}_{a1} H_1 + \dot{m}_{a2} H_2}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}} = \frac{\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} H_1 + H_2}{\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} + 1} \quad (4-33)$$



例如，流入绝热混合室的空气流（1）的温度 $t_1 = 10^\circ\text{C}$ ， $\varphi_1 = 80\%$ ，容积流量为 $150\text{m}^3/\text{min}$ ，另一股流入空气流（2）的温度 $t_2 = 32^\circ\text{C}$ ， $\varphi_2 = 60\%$ ，容积流量为 $100\text{m}^3/\text{min}$ ，求绝热混合后流出空气流（3）的温度 t_3 和相对湿度 φ_3 。已知混合后总压力为 760mmHg 。

由 $t_1 = 10^\circ\text{C}$ ， $\varphi_1 = 80\%$ ，在湿度图上查得比湿度 $d_1 = 6\text{g}/\text{kg}$ 干空气，焓 $H_1 = 25.5\text{kJ}/\text{kg}$ 干空气，比容 $v_1 = 0.82\text{m}^3/\text{kg}$ ，故干空气的质量流率为

$$\dot{m}_{a1} = \frac{150}{v_1} = \frac{150}{0.82} = 182.9 \text{ (kg 干空气/min)}$$

由 $t_2 = 32^\circ\text{C}$ ， $\varphi_2 = 60\%$ ，在湿度图上查得比湿度 $d_2 = 18\text{g}/\text{kg}$ 干空气，焓 $H_2 = 79\text{kJ}/\text{kg}$ 干空气，比容 $v_2 = 0.90\text{m}^3/\text{kg}$ ，故干空气的质量流率为

$$\dot{m}_{a2} = \frac{100}{v_2} = \frac{100}{0.90} = 111.1 \text{ (kg 干空气/min)}$$

将以上数据代入式(4-32)和式(4-33)，得

$$d_3 = \frac{\frac{182.9}{111.1} \times 6 + 18}{\frac{182.9}{111.1} + 1} = \frac{1.646 \times 6 + 18}{1.646 + 1} = 10.5 \text{ (g 蒸汽/kg 干空气)}$$

$$H_3 = \frac{1.646 \times 25.5 + 79}{1.646 + 1} = 45.7 \text{ (kJ/kg 干空气)}$$

由 d_3 和 H_3 在湿度图上查得状态 3 的点，便可读出（干球）温度 $t_3 = 18.2^\circ\text{C}$ ，相对湿度 $\varphi_3 = 81\%$ 。

④ 降温去湿过程 夏天常遇高温高湿的天气，使身体不舒适，影响工作。调节时先调空气冷却段，它是由低温的冷却水或冷却剂在蛇形管内流过，空气在蛇形管外流过时被冷却，如图 4-8(a) 所示，其湿度图为图 4-8(b)。空气原来为状态 1，先为定比湿度 d 冷却至饱和线上点 2，然后沿饱和线继续冷却，空气析出水分降低比湿度 d ，降低温度 t 至状态 3。在许多情况下，这已被冷却和去湿空气直接通入室内，和室内空气相混合，以降低其温度和湿度。

有时空调出来的空气温度过低，这时将冷却段出来的空气再通过一加热段，如图 4-8(a) 所示。这时在湿度图上为定比湿度加热至所需的状态 4。

例如，大气的温度为 32°C ，相对湿度 $\varphi = 0.70$ ，要求空调至 22°C ，相对湿度为 0.45 。首先空气经过冷却段，空气冷却至露点以下，以析出水分，直至所需的比湿度，然后加热至所需的温度。求 (a) 析出水分的数量 (g/kg 干空气)，(b) 冷却系统所吸走的热量 (kJ/kg 干空气)，(c) 最后加入的热量 (kJ/kg 干空气)。



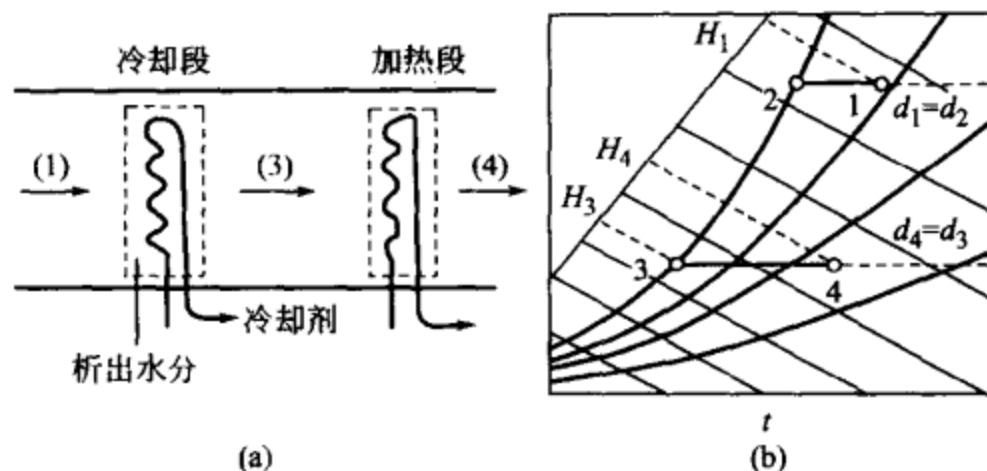


图 4-8 降温去湿过程

设初始状态 1 为 $t_1 = 32^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 0.70$, 在湿度图上查得 $d_1 = 21.4$, $H_1 = 86.8$ 。

终了状态 4 为 $t_4 = 22^\circ\text{C}$, $\varphi_4 = 0.45$, 在湿度图上查得 $d_4 = 7.5$, $H_4 = 41$ 。

在湿度图上由点 1 作水平线, 与饱和线相交于点 2, 查得 $t_2 = 26^\circ\text{C}$ 。

由状态 2 继续沿饱和线冷却析出水分, 至状态 3, 使 $d_3 = d_4 = 7.5\text{g 蒸汽/kg 干空气}$, 查出这时 $t_3 = 10^\circ\text{C}$, $H_3 = 28.4$ 。

(a) 析出的水分, 由式(4-23) 可知是状态 2 和状态 3 之间的比湿度之差

$$\Delta d = d_3 - d_2 = d_4 - d_1 = 7.5 - 21.4 = -13.9 \text{ (g/kg 干空气)}$$

负号表示析出水分。

(b) 冷却段吸走的热量, 由式(4-22) 可知

$$q_{1 \rightarrow 3} = H_3 - H_1 = 28.4 - 86.8 = -58.4 \text{ (kJ/kg 干空气)}$$

负号表示放出热量。

(c) 加热段加入热量, 由 (4-21) 式可知

$$q_{3 \rightarrow 4} = H_4 - H_3 = 41 - 28.4 = 12.6 \text{ (kJ/kg 干空气)}$$

⑤ 加热又加湿过程 冬天的高原地区常处于低温干燥 (相对湿度很低) 的环境, 这时空气调节设备应将温度较高、湿度较大的空气输入室内, 如图 4-9(a) 所示。空气首先经过加热段, 为定比湿度 ($d = \text{常数}$) 加热。然后通过喷雾段加入水分。在湿度图如图 4-9(b) 上 $1 \rightarrow 2$ 表示加热过程, 喷雾段加入水的温度通常近似与进入空气流的温度相等, 这相当于两项的绝热加湿过程, 在湿度图上为定焓 ($H = \text{常数}$) 过程, 如图 4-9(b) 上的 $2 \rightarrow 3$ 所示。

例如, 温度为 8°C 、相对湿度为 0.30 的空气, 在空调设备中首先加热至 32°C , 然后喷雾蒸发冷却至 26°C 。求 (a) 加热量 (kJ/kg 干空气), (b) 最后的相对湿度。大气压力为 760mmHg。

(a) 由 $t_1 = 8^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 0.30$, 查湿度图得 $d_1 = 2$, $H_1 = 13$ 。 $t_2 = 32^\circ\text{C}$, $d_2 = d_1 = 2$, 查湿度图得 $H_2 = 37$ 。故加热量为



$$q = H_2 - H_1 = 37 - 13 = 24 \text{ (kJ/kg 干空气)}$$

(b) 因 $t_3 = 26^\circ\text{C}$, $H_3 = H_2 = 37$, 查湿度图得 $\varphi_3 = 20\%$ 。

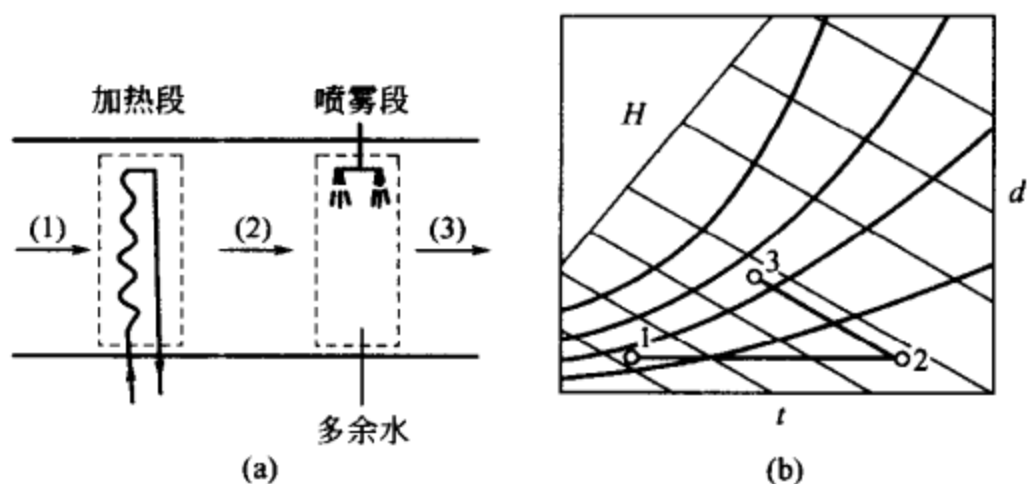


图 4-9 加热又加湿过程

4.3 太阳能除湿式制冷机的结构方案

(1) 敞开发生吸收式制冷机 图 4-10 表示氯化锂敞开发生吸收式制冷机, 主要适用湿度很低的地方, 特别是高原、沙漠地方。

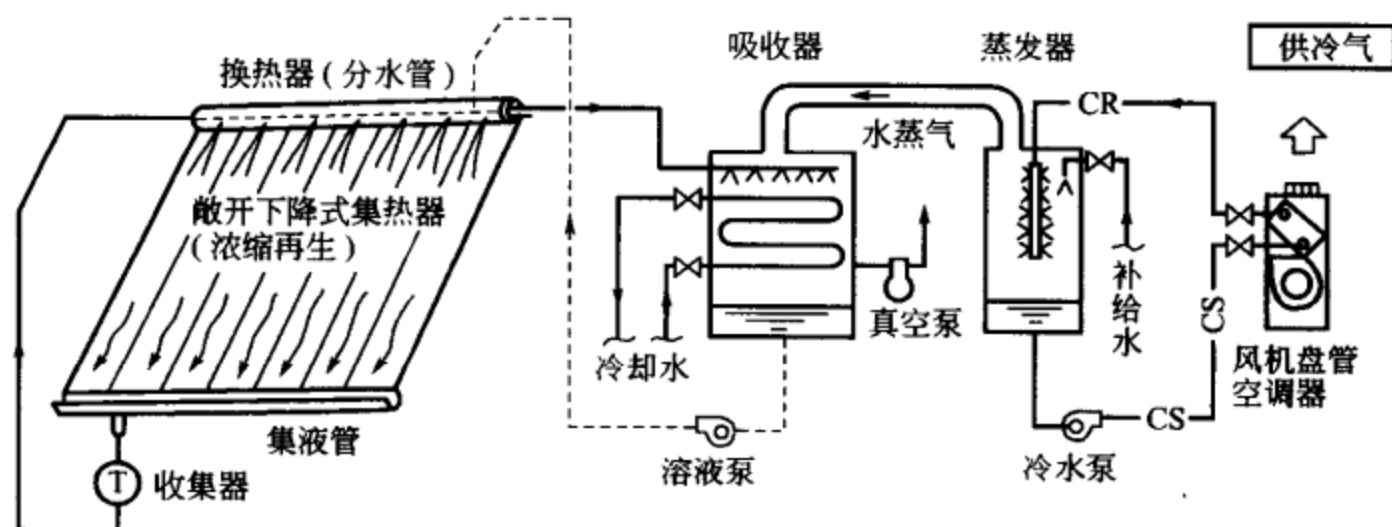


图 4-10 氯化锂敞开发生吸收式制冷装置

整个系统由太阳集热器 (发生器)、吸收器、蒸发器组成。集热器为无玻璃直接兼作发生器, 由于太阳辐射加热溶液 (氯化锂水溶液) 使水分蒸发而浓缩, 经过溶液泵和吸收器设置的喷淋装置循环, 由真空泵抽真空, 使蒸发器过来的水蒸气大量地吸收入氯化锂水溶液, 在蒸发器内水蒸气分压剧烈降低, 由于大量水蒸发而吸收蒸发器内水分的显热, 使水温降低到所要求的冷水温度, 该冷水为空调器风机盘管循环所应用。

(2) 半敞开发生吸收式制冷机 图 4-11 表示了半敞开型太阳能吸收式制冷机系统, 太阳集热器采用有玻璃封装的平板型集热器, 可以避免大气中的风沙灰

尘进入氯化锂水溶液，适用于湿度略高的地区。吸收器、蒸发器的结构类似于图 4-10 的方案。不同的是增加辅助热源，当太阳能不足时可以应用辅助加热，在浓氯化锂水溶液回路上增加一个换热器，以提高热效率。通过一个喷射器使溶液喷入吸收器，加强对水蒸气的吸收。

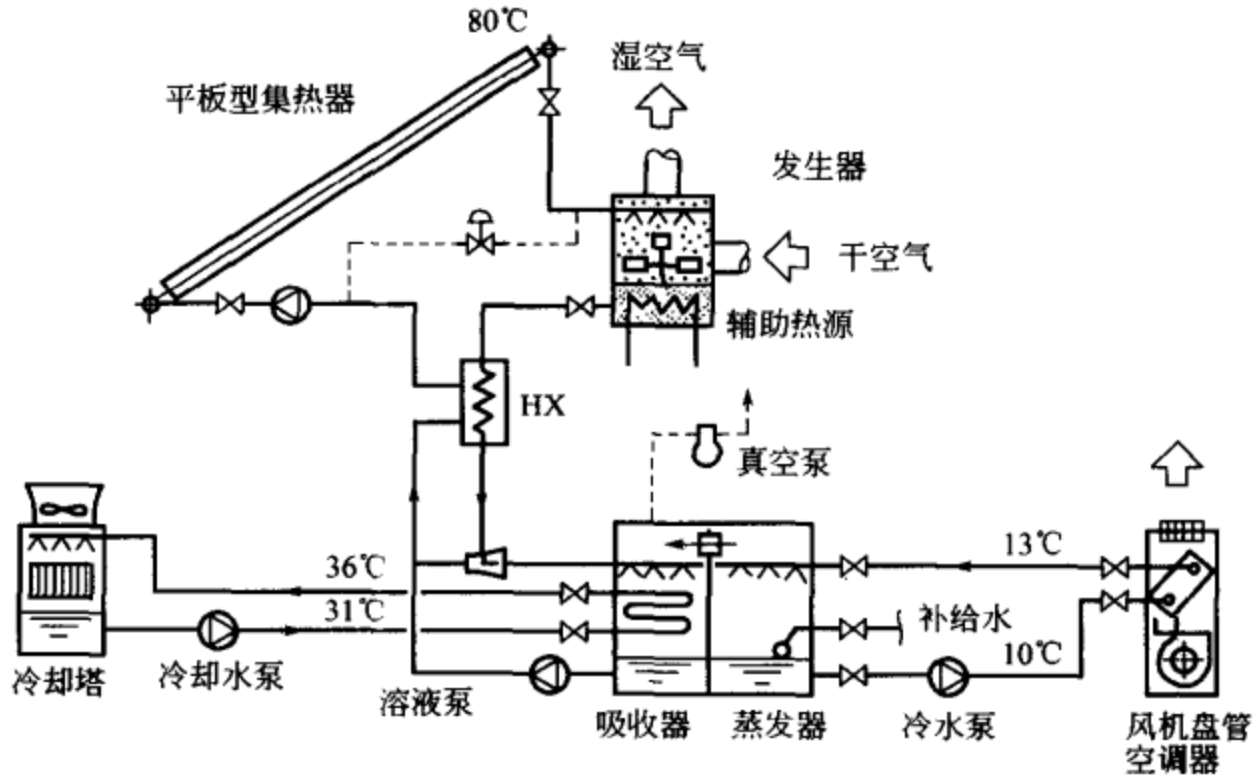


图 4-11 氯化锂半敞开型太阳能吸收式制冷机系统

(3) 太阳能减湿降温装置 图 4-12 表示太阳能减湿降温装置简图。这种装置是应用太阳能加热和溶液吸收来除湿。在湿度图上可以清楚看出和估算气流参数的变化。图 4-13 表示减湿降温循环在空气温湿图上的变化，室外空气①和室内空气②的混合空气③在吸收器中被减湿，变成状态④。如果是绝热减湿则按湿球温度一定的方向变化，但吸收溶液温度如果在湿球温度以上，则如图所示略微向上偏移。状态④的空气用冷却塔的冷却水等冷却，以取走显热，变为状态⑤。此空气在空气淋水室中进行绝热加湿，变成送风状态⑥，沿着绝热混合线变化到室内状态②。

在此循环中，重要的是如何进行④→⑤的冷却，在湿度大的地方，因为用冷却塔的冷却水不能把温度完全降下来，所以有一部分必须用制冷机所制取的冷水进行冷却。要是能够得到井水，固然再好不过；然而，井水若在 17°C 以下，就可直接采用井水降温，没有必要设置这个系统了。

吸收式减湿器是采用氯化锂或三甘醇之类的水溶液，吸附式减湿器是采用硅胶或分子筛之类的特殊吸附剂。但不论采用哪一种，都必须对人体无害，对风管等没有腐蚀性。太阳能可用于这些吸收溶液或吸附剂的再生过程，不过，吸附剂的再生过程要求的温度更高一些。

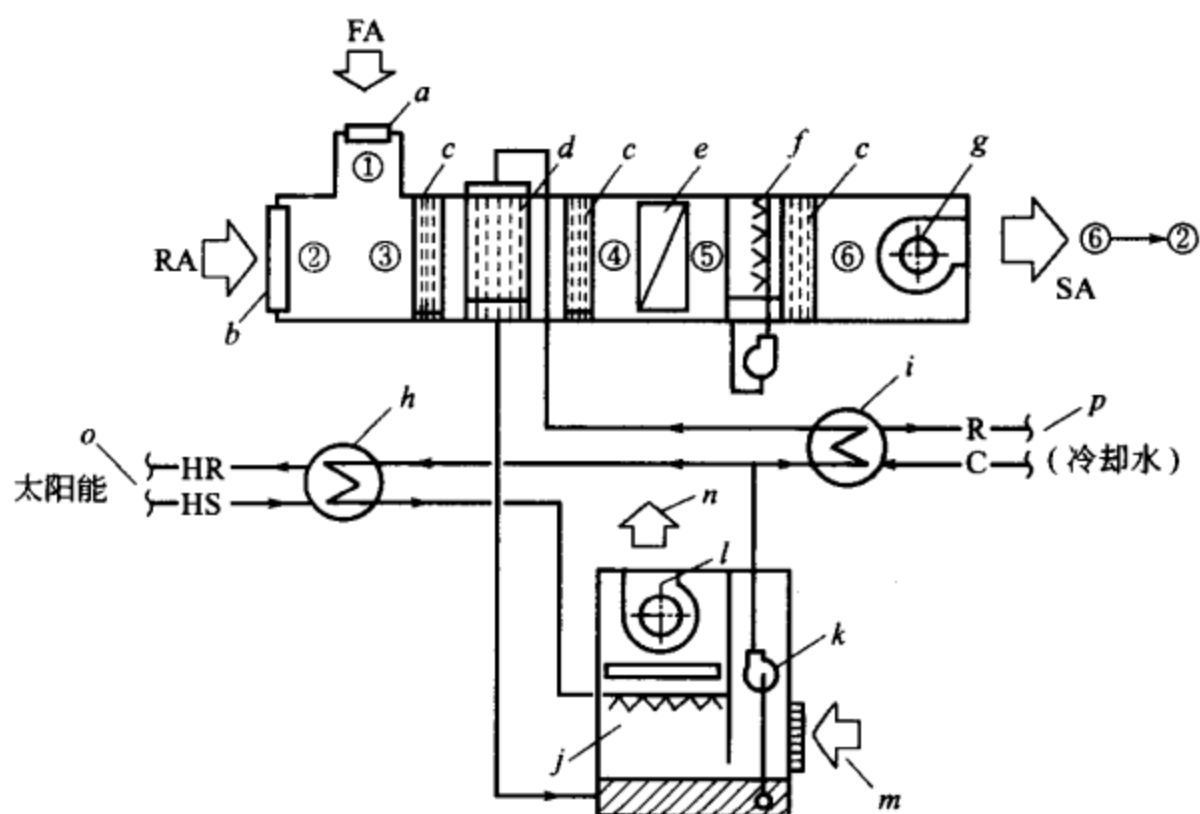


图 4-12 太阳能减湿降温装置简图

a—室外空气入口 (FA); b—室内空气回气口 (RA); c—空气净化器; d—吸收器;
 e—冷却盘管 (冷却水); f—空气淋水室; g—送风机; h—吸收液 (LiCl) 加热器;
 i—吸收液 (LiCl) 冷却器; j—发生器; k—吸收溶液泵; l—发生空气排风机;
 m—新鲜空气入口; n—湿润空气排气口; o—热源水
 (太阳能+辅助热源); p—冷却水

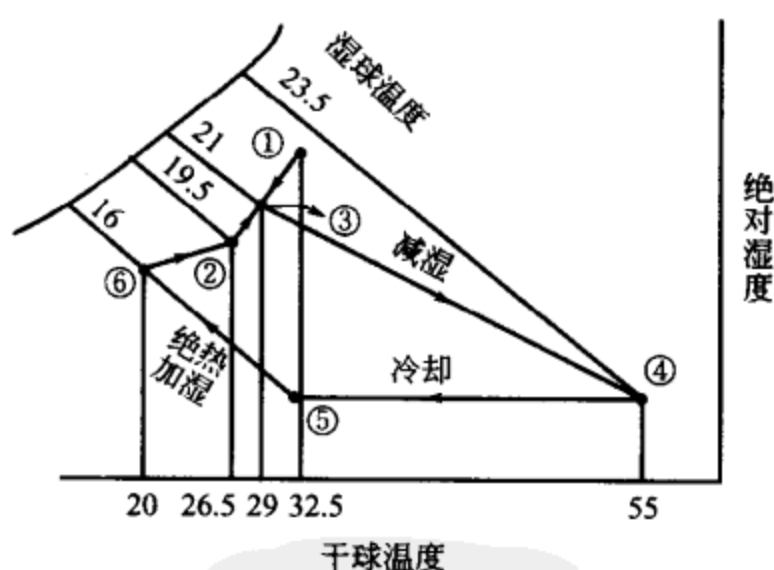


图 4-13 减湿降温循环

一般说来, 哪个方法都不可能超出前述的吸收式制冷机的以卡诺循环、逆卡诺循环为基础的理论制冷系数。但是, 减湿器这种方法因为热交换的次数少, 并且是直接的, 所以有能超过吸收式制冷机的制冷系数, 只是在实际上不太容易做到。

(4) 太阳能旋转式除湿降温装置 图 4-14 表示的除湿降温装置为美国气体

工研究所采用的空调装置。其中，吸附旋转式除湿器由芒特思发明（Munters），旋转式换热器称为容格斯特洛姆式换热器。

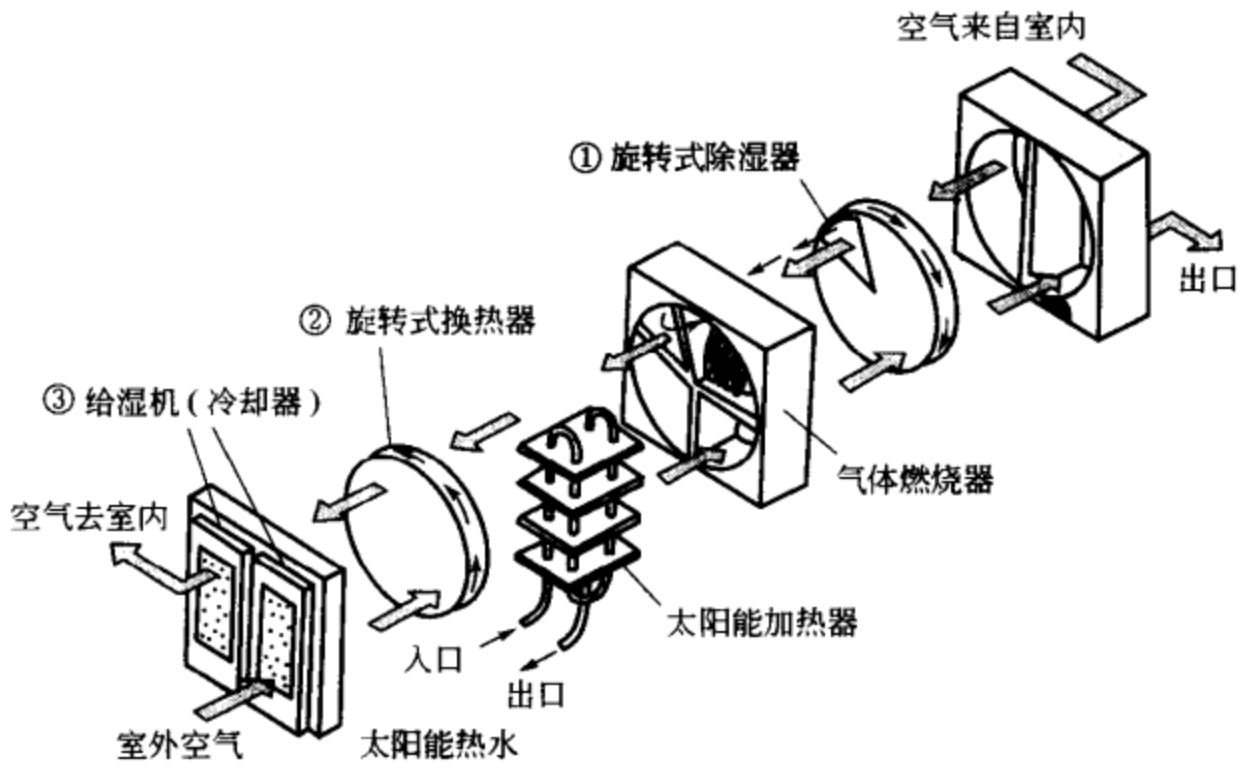


图 4-14 太阳能旋转式除湿降温装置

外表虽稍复杂些，但基本上与减湿降温装置（图 4-12）一样。室内空气（回风）首先在装有分子筛的吸附旋转式除湿器①内除湿，同时由于产生吸附热而变成高温，但在旋转式换热器②中，被经绝热加湿而使温度下降了的室外空气所冷却，最后在蒸发式冷却器③中被绝热加湿成送风状态。再生用的室外空气最初是在蒸发式冷却器③中被冷却，然后在旋转式换热器②中把送风用的空气冷却，接着用太阳能加热。当太阳能加热的温度达不到除湿器①吸附剂的再生温度时，要在煤气燃烧器中将空气直接加热，而后进入旋转式除湿器①中将分子筛（吸附剂）再生。

这是一种令人感兴趣的方法，不需要冷却水，设备费便宜，制冷系数高。但在旋转式除湿中，由于直接通入燃烧煤气，因此有燃烧煤气泄漏，吸附气体解析扩散，以及当不燃烧时发生煤气泄漏等危险。



第5章 太阳能吸附式制冷系统

5.1 概述

太阳能吸附式制冷系统如图 5-1 所示，实际上是将太阳集热器与吸收式制冷机结合应用，图 5-1 表示的系统是把吸附器和发生器结合为一体，使结构比较简单，这种形式多用于冰箱或冷藏箱。

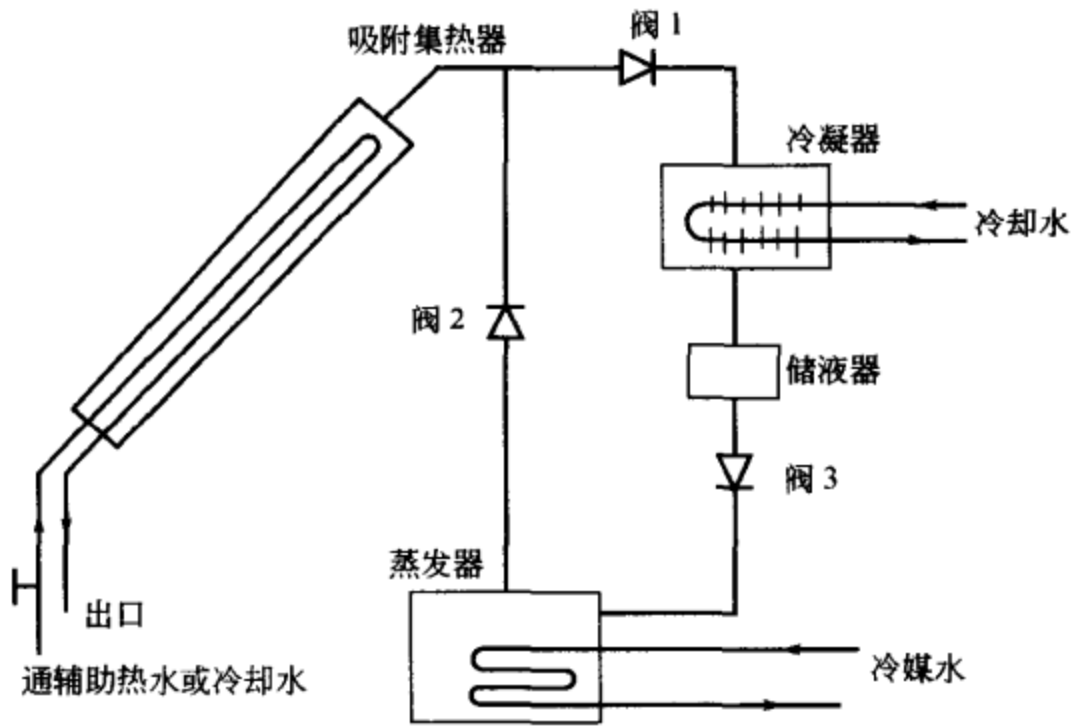


图 5-1 太阳能吸附式制冷系统

太阳能吸附式制冷系统也可能通过太阳集热器获得的热热水加热吸附器和冷却水冷却吸附器而得到热波型（连续回热）吸附式制冷机。

吸附式循环关键是利用合适的吸附剂和制冷剂作为工质对，经过吸附和解附过程使制冷剂在冷凝器中冷凝成液体，然后在蒸发器中蒸发制冷。常用的工质对有活性炭-甲醇、活性炭-氨、氯化钙（ CaCl_2 ）-氨（ NH_3 ）、分子筛-水、金属氢化物-氢、硅胶-水等。

太阳能吸附式制冷系统主要由太阳能吸附集热器、冷凝器、储液器、蒸发器、阀门等组成。白天太阳辐射充足时，太阳能吸附集热器吸收太阳辐射能后，吸附床温度升高，使吸附的制冷剂在集热器中解附，太阳能吸附器内压力升高。解附出来的制冷剂进入冷凝器，经冷却介质（水或空气）冷却后凝结为液态，进入储液器。夜间或太阳辐射不足时，环境温度降低，太阳能吸附集热器通过自然冷却后，吸附床的温度下降，吸附剂开始吸附制冷剂，由于蒸发器内制冷剂的蒸发，温度骤降，通过冷媒水获得制冷的目的，也可以直接制冰。

吸附剂的吸附性能是由其化学组成及微孔结构决定的。目前研究这种物理吸附的理论很多，主要由于物理吸附是可逆的，再生的寿命长，且容易操作。描述吸附制冷工作对的常用理论是 Dubinin Astakhov 方程（D-A 方程），其表达式为

$$w = w_0 \exp \left[-D \left(T \ln \frac{p_s}{p} \right)^n \right] \quad (5-1)$$

$$x = x_0 \exp \left[-K \left(\frac{T}{T_s} - 1 \right)^n \right] \quad (5-2)$$

式中， w 和 x 表示温度 T 、压力 p 下体积吸附率和质量吸附率，即单位质量吸附剂对制冷剂的吸附液体容积和吸附液体质量 p_s 为温度 T 时制冷剂的饱和蒸气压； p 为吸附压力，即制冷剂液体温度 T_s 下制冷剂的饱和蒸气压； D 、 K 、 n 为吸附工作对的吸附特征常数； w_0 、 x_0 是吸附剂的最大吸附体积和对制冷剂的最大吸附质量。式(5-1)、式(5-2)中的参数关联为

$$x_0 = \rho w_0 \quad (5-3)$$

$$K = DA^n \quad (5-4)$$

式中， ρ 为液体的密度（kg/L）； A 为制冷剂的 Clausius-Clapeyron 方程系数，可由 Clausius-Clapeyron 方程表示

$$\ln p = -\frac{A}{T} + B \quad (5-5)$$

D-A 方程的吸附理论在吸附式制冷中被普遍采用。但在 w_0 、 x_0 的物理描述中概念不清，因为在吸附制冷机性能模拟中 w_0 、 x_0 被作为定值处理。从 D-A 方程可以看到，当吸附剂温度与制冷剂的饱和温度 T_s 相等时， $x = x_0$ ，因此在吸附性能测量中，不同的 T_s （即不同的吸附压力）将对应不同的 x_0 值，因此把 x_0 归纳为最大的吸附质量是不正确的。可以预计，吸附压力越高，被吸附的制冷剂质量越大，其极限值由式(5-3)表示，其中 w_0 应是单位质量吸附剂所对应的小孔和微孔体积总和。因此，对吸附率 x 的精确描述应通过改变吸附剂温度 T 和吸附压力 p 所测得的吸附率来完整定义，即

$$x = x(T, p) \quad (5-6)$$



根据以上理论，专门对国产活性炭材料吸附性能进行了测试，两种典型国产活性炭对甲醇的吸附性能参数与国际流行的 AC-35 活性炭具有相近的 COP，而且国产活性炭在 75℃ 左右具有最佳的 COP，而 AC-35 活性炭的最佳解附温度在 100℃ 附近，这表明对低温热原吸附式制冷来说，采用国产活性炭比 AC-35 更有利。

对于活性炭用作吸附式制冷性能优劣标准，除考虑制冷循环 COP 及单位活性炭产冷量外，还必须考虑吸附/解附时间问题。一般来说，粉末型活性炭吸附比表面积大但热导率小，因而吸附/发生器中活性炭床的吸附/解附时间长，为此活性炭常做成颗粒状或块状或在其中掺杂金属粉末以提高热导率。

与蒸气压缩式制冷系统比，吸附式制冷具有结构简单、一次投资少、运行费用低、使用寿命长、无噪声、无环境污染、能有效利用低品位热源等一系列优点；与吸收式制冷系统比，吸附式制冷不存在结晶问题和分馏问题，且能用于振动、倾颠或旋转的场所。

吸附式制冷的循环类型有基本型、连续型、连续回热型、热波型及对流热波型等。目前真正成功的样机只有基本型、连续型和连续回热型三种，对热波型和对流热波型正在理论探索和模拟试验，太阳能驱动的活性炭-甲醇吸附式制冰机已成为商品，而且被国际卫生组织推荐在第三世界无电力设施或缺电的地方用作疫苗保存。

5.2 太阳能间隙式吸附制冷系统

(1) 结构及运行 图 5-2 表示了太阳能间隙式吸附冰箱。

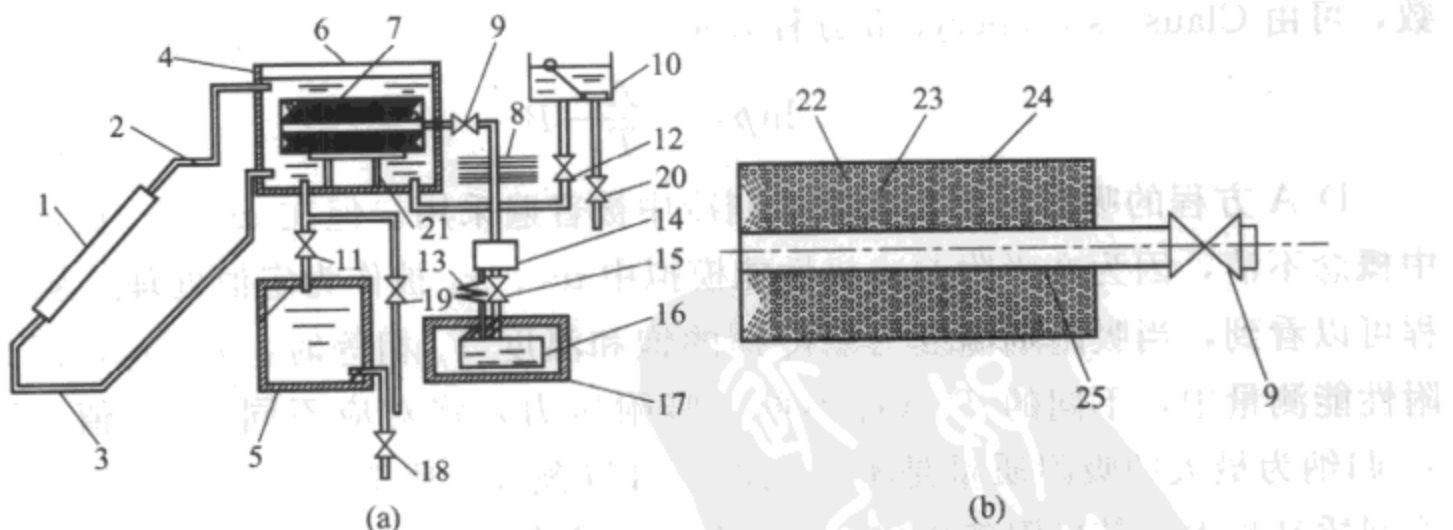


图 5-2 太阳能间隙式吸附冰箱

- 1—真空管集热器；2—上循环管路；3—下循环管路；4—上热水箱；5—下热水箱；6—透明纤维盖板；7—吸附筒；8—冷凝器；9,15—真空阀；10—补水水箱；11,12—定时阀门；13—毛细管节流阀；14—储液器；16—蒸发器；17—冰箱；18,19,20—阀门；21—支架；22—吸附剂活性炭；23—制冷剂甲醇；24—吸附筒不锈钢外壳；25—中心空管

真空管集热器 1 通过上循环管路 2 和下循环管路 3 与上热水箱 4 相连，透明纤维盖板 6 盖在上热水箱 4 上，上热水箱通过定时阀门 11 与下热水箱 5 相通，吸附筒 7 的外壳 24 用不锈钢材料制成圆筒形，其中部插入带金属网眼的中心空管 25，中心空管 25 通过焊接固定在吸附筒不锈钢外壳 24 上。在不锈钢外壳 24 与中心空管 25 之间放入吸附剂活性炭 22 和制冷剂甲醇（或氨）23，中心空管 25 通过真空阀门 9 与储液器 14 相通，在中心空管 25 与储液器 14 相连通的管道外侧安装有冷凝器 8，补水水箱 10 通过定时阀门 12 与上热水箱 4 相通，储液器 14 通过真空阀 15、毛细管节流阀 13 与冰箱 17 中的蒸发器 16 相通，冰箱 17 内装有带冻液的蓄冷块。

上午太阳日照辐射到真空管集热器上，加热的水通过上循环管路存储在上热水箱内，随着辐射的增强和时间延长，上热水箱的水温不断升高，此时真空阀 15 处于关闭状态，加热的热水可使浸在水箱 4 中的吸附筒 7 内的吸附剂活性炭 22 解附制冷剂甲醇 23。中午时吸附筒内的甲醇蒸气压达到了冷凝器 8 对应的冷凝压力，因而甲醇蒸气在通过冷凝器时凝结成液体，进入储液器 14 中，再通过毛细管节流阀 13 降压后进入蒸发器 16 中，到下午 3 时左右吸附筒内温度达最高值（80~100℃），且热水箱中热水温度较为稳定，从而使解附过程较为充分。傍晚，太阳日照消失，此时，打开定时阀门 11，让上热水箱内的热水流入下热水箱 5 内，供用户使用，上热水箱内的热水放完后关闭阀门 11，打开阀门 12，让补水水箱 10 内的冷水流入上热水箱内冷却吸附筒 7。

由于冷却吸附筒时能使水温升高，故可通过阀门 19 增加一个旁通管路供用户使用温水，使补水水箱与旁通管路连通，增强冷却吸附筒的能力。午夜，打开真空阀 15，由于吸附筒被冷却，吸附筒内的吸附剂活性炭 22 开始吸附蒸发器内的制冷剂甲醇 23，蒸发器中的液体因压强骤减而沸腾，从而开始了蒸发制冷过程，该过程一直进行到第二天早晨。由于冰箱内装有带冷冻液的蓄冷块，可使冰箱在白天长时间内保持低温。关闭真空阀 15、水阀 12 与 19，从而完成了一个供热水与制冷的循环过程。在该制冷机中冷凝器采用高肋翅片加强自然冷却效果，蒸发器应用大口径高肋管。在系统运行前，必须对装有吸附剂活性炭的吸附筒抽真空解附后才能充入制冷剂甲醇，中心管是制冷剂甲醇解附和吸附时的通道。吸附筒和中心管焊接制成后一定要抽真空检查，保证不漏后放入水箱。

(2) 热力循环分析与计算 根据上面的叙述，可以通过图 5-3 所示的 $p-T-x$

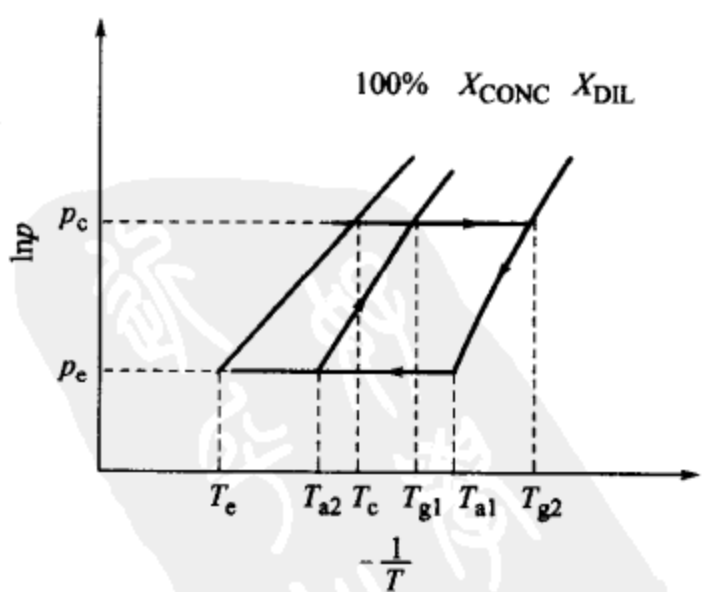


图 5-3 吸附床的制冷循环热力图



曲线帮助对吸附床制冷循环过程理解。

① 循环从早上开始，关闭阀门，处于初始温度 T_{a2} 水箱内的水和吸附床被太阳集热器加热，此时吸附床内只有少量的工质脱附出来，吸附率 x 近似为常数，吸附床内的压力不断升高，从蒸发压力 p_e 升高到冷凝压力 p_c ，此时水箱内的水和吸附床温度达到 T_{g1} 。

② 打开阀门，随着太阳辐照的增强，在恒压条件下水箱内的水和吸附器中的吸附制冷剂继续受热，直至温度达到最大解附温度 T_{g2} 。与此同时，被吸附的制冷剂不断地脱附出来，并在冷凝器冷凝，冷凝下来的制冷剂液体通过自重进入储液器，并通过节流阀进入蒸发器。

③ 关阀门，此时已是傍晚，太阳辐照消失。将热水箱内的热水放入另一附加水箱（可放在室内，亦可放在室外）供用户使用，并通过系统的循环水路将冷水注入热水箱内冷却吸附床。吸附床逐渐冷却，相应的内部压力下降到低于蒸发温度下工质的饱和压力，即从 p_c 下降到 p_e ，该过程中吸附率也近似不变，最终温度为 T_{a1} 。

④ 打开阀门，蒸发器中的液体因压强骤减而沸腾，从而开始蒸发制冷的过程。蒸发出来的气体进入吸附床被吸附，该过程一直进行到第二天早晨。吸附过程放出的热量由冷却水带走，吸附床最终的温度为 T_{a2} ，由于冰箱（图 5-2 中的 17）内带冷冻液蓄冷块，可使冰箱在白天长时间内保持制冷效果。关闭阀门 9（图 5-2），从而完成一个供热水与制冷的循环过程。图 5-3 所示的 $p-T-x$ 曲线有助于对吸附床制冷循环过程的理解。

由以上分析可见，太阳能制冷系统的工作循环过程是间歇式的。系统运行时，白天为加热解附过程，晚上为吸附制冷过程，正是利用这一特点，该联合循环装置实现了用同一集热器将白天产的热热水供用户晚上使用，夜间制成的冰块供用户白天使用，克服了以往集热器只作为太阳热水器或太阳能制冷单一用途的不足。

太阳能吸附式制冷系统工作时，靠太阳辐射的能量作为整个装置的驱动热源。集热板收集太阳辐射的能量，同时加热水箱的水和吸附床，其热力特性可由能量平衡方程式来描述。投射到集热器上的太阳辐射能大致转化为三部分能量：a. 有效能量收益；b. 各种热损失；c. 集热本身的储能。能量平衡方程式可写为

$$A_e I(\tau\alpha) = Q_u + Q_l + Q_s \quad (5-7)$$

式中， I 为投射到集热器单位表面积上总的太阳辐射能，可用太阳辐射仪测量； τ 为透明盖板的阳光透过率； α 为集热板的阳光吸收率； A_e 为集热器面积； Q_u 为集热器的有效能量收益； Q_l 为集热器向环境的总能量损失； Q_s 为集热器结构本身的储能。



对于平板式集热器的吸附床而言, Q_u 用于加热水箱的水和吸附床, 它可由集热器的效率确定, Q_s 由集热器本身的材料而定, Q_l 为三部分损失之和: 面部热损失 Q_t 、底部热损失 Q_b 、四周进框热损失 Q_e 。通常, Q_e 所占比例较小, 可略去。 Q_t 和 Q_b 可分别按下式计算

$$Q_t = U_t A_e (T_p - T_a) \quad (5-8)$$

$$Q_b = U_b A_e (T_p - T_a) \quad (5-9)$$

式中, T_p 为集热板的平均温度; T_a 为环境温度; U_t 为集热板面部的热损失系数, 可用经验公式确定; U_b 为集热板底部的热损失系数。 Q_b 所占比例通常小于 10%。

辐射到集热板上的有效能量 Q_u 除用于使水箱内储水的温度升高外, 还用于增加吸附床内本身金属容器的显热、吸附床内吸附剂和制冷剂的显热, 并伴有吸附剂的脱附热。在现有的研究资料中, 认为活性炭-甲醇是较理想的工质对, 加热过程中的能量按下式计算

$$Q_u = \int_{T_{s2}}^{T_{g2}} M_{H_2O} c_{H_2O} dT + \int_{T_{s2}}^{T_{g2}} (M_m c_{pm} + M_a c_{pa}) dT + \int_{T_{s2}}^{T_{g1}} x_{conc} M_a c_{pl} dT + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h_d M_a dx + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} x M_a c_{pl} dT \quad (5-10)$$

式(5-10) 等号右边项中, 第一项为集热器加热水箱中水的热量 (忽略水箱的热容), 第二项为加热金属容器 (吸附筒外壳)、吸附剂 (活性炭) 的显热, 第三项为脱附前制冷剂 (甲醇) 的显热, 第四项为脱附热, 第五项为脱附时留在吸附剂内的制冷剂显热。

式中, M_{H_2O} 为水的质量; c_{H_2O} 为水的比热容; M_m 为吸附筒壳体的质量; c_{pm} 为吸附筒壳体的比热容; M_a 为吸附剂的质量; c_{pa} 为吸附剂的比热容。脱附热 H_d 可按下式计算

$$H_d = \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h_d M_a dx = \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h_d M_a \frac{dx}{dT} dT \quad (5-11)$$

对物理吸附而言, 单位质量吸附剂的吸附质量 x 可以用建立在吸附理论基础上的 D-R 方程来描述

$$x = x_0 \exp \left[-k \left(\frac{T}{T_s} - 1 \right)^n \right] \quad (5-12)$$

式中, k 、 n 是吸附制冷工质对的特征参数; x_0 为饱和压力 p_s (对应制冷剂液体饱和温度 T_s) 下的最大吸附率; T 为吸附剂吸附温度。将式(5-12) 对 T 求导, 得

$$\frac{dx}{dT} = -\frac{kn}{T_s} \left(\frac{T}{T_s} - 1 \right)^{n-1} x \quad (5-13)$$



h_d 可由 clausius-clapeyron 方程求得, 此时 $T_s = T_c$ (冷凝温度)

$$h_d = RA \frac{T}{T_c} \quad (5-14)$$

对活性炭-甲醇而言, $A = 4432$, R 为普适气体常数, 将式(5-12)、式(5-13)、式(5-14)代入式(5-11)得

$$H_d = \frac{M_a R A n}{T_c} \left\{ T \exp \left[-k \left(\frac{T}{T_s} - 1 \right)^n \right] \right\}_{T_{g1}}^{T_{g2}} - \frac{M_a R A n}{T_c x_0} \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} x dT \quad (5-15)$$

将式(5-15)、式(5-12)代入式(5-10), 即可求太阳辐射加热过程中上热水箱 4 内的热水及吸附床的吸附量。

冷却吸附床时冷凝器带走的热量可用下式进行计算

$$Q_c = \int_{T_{g2}}^{T_{a2}} (M_m c_{pm} + M_a c_{pa}) dT + \int_{T_{g2}}^{T_{a1}} x_{dil} M_a c_{pl} dT + \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} h_d M_a dx + \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} x M_a dT \quad (5-16)$$

当下午太阳辐照消失后, 将上热水箱 4 内的热水放到下热水箱 5 中或直接供用户使用, 同时将冷水注入上热水箱 4 冷却吸附床。由于用冷水来直接冷却吸附床能增强冷却效果。上式等号右边第一项为冷却吸附筒金属壳体及吸附剂的显热, 第二项为冷却吸附床吸附制冷剂前的制冷剂显热, 第三项为冷却吸附床吸附制冷剂时制冷剂放出的吸附热, 第四项为冷却吸附床吸附剂时的制冷剂显热。 x 和 h_d 可按式(5-12)、式(5-14)代入相对应的温度计算求得。

在加热解附过程中解附出来的制冷剂经过冷凝器进入蒸发器中。午夜, 当吸附床被冷却到相应的蒸发压力时, 便开始吸附制冷剂而产生蒸发制冷过程, 并伴有吸附热产生。制冷剂的蒸发制冷量可按下式计算

$$Q_{ref} = \Delta x M_a L_e \quad (5-17)$$

$$\Delta x = x_{conc} - x_{dil} \quad (5-18)$$

式中, L_e 为制冷剂的汽化潜热; x_{conc} 为脱附前吸附剂对制冷剂的吸附量; x_{dil} 为吸附前吸附剂对制冷剂的吸附量。

制冷剂从冷凝温度 T_c 冷却到蒸发温度 T_e 时放出的显热为

$$Q_{cc} = \int_{T_c}^{T_e} M_a \Delta x c_{pl} dT \quad (5-19)$$

在蒸发制冷过程中, 制冷剂的吸附热 H_a 可按脱附热的计算类似地得到

$$H_a = \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} h_a M_a dx = \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} h_a M_a \frac{dx}{dT} dT \quad (5-20)$$

吸附热 H_a 可使水箱内注入的冷水温度升高。假定注入水箱内冷水的初始水温为 T_w , 吸附完成后冷水的温度为 T_{a2} (即太阳辐射能量加热吸附筒时水箱内冷水的初始温度), 则有

$$T_{a2} = \frac{H_a + T_w M_{H_2O} c_{pH_2O} + (M_m c_{pm} + M_a c_{pa} + \Delta x M_a c_{pl}) T_{g2}}{M_{H_2O} c_{pH_2O} + (M_m c_{pm} + M_a c_{pa} + \Delta x M_a c_{pl})} \quad (5-21)$$

仅考虑吸附床内部循环时，制冷循环的 COP_{cycle} 为

$$COP_{cycle} = \frac{Q_{ref} - Q_{cc}}{Q_u - Q_{H_2O}} \quad (5-22)$$

式中， Q_{H_2O} 为集热器加热水箱中水的显热。

$$Q_{H_2O} = \int_{T_{a1}}^{T_{g2}} M_{H_2O} c_{H_2O} dT$$

在吸附床与集热器做成一体的制冰机中， Q_{H_2O} 为零， Q_u 为全部加热吸附床的热量。这部分能量在晚上吸附床被冷却时必须与外界空气发生热交换损失掉，这不但造成白天所集的低品位太阳能的全部浪费，而且还会由于 Q_u 与外界交换不彻底而影响制冷蒸发过程。在联合循环系统中，系统对外界有两种输出功能。一种为制冷效应，其性能指标为 COP_{solar}

$$COP_{solar} = \frac{Q_{ref} - Q_{cc}}{\int i(t) dt}$$

式中， $i(t)$ 为太阳辐照度， $\int i(t) dt$ 为每天太阳辐射总能量。

另一种为供热效应，其性能指标为 η_{heat}

$$\eta_{heat} = \frac{Q_{H_2O}}{\int i(t) dt}$$

(3) 实际应用 上面介绍的太阳能间隙式吸附冰箱采用了目前较为成熟的太阳能真空管集热器（包括热管型真空管集热器）。采用同一集热器实现了白天产的热水可供夜间使用，夜间制的冰可供白天使用的连续循环，把太阳能的热利用和冷利用有机地结合起来。实现了绿色制冷与供热可持续发展的目的。使一种产品有多种用途，达到提高能量利用率、节约能耗的目的。由于没有使用破坏臭氧层的氟里昂，因此符合环境保护的要求，对无电缺电的地区还是一件非常理想的产品。

目前所具有的产品规格和用途（可供用户参考）有以下一些。

① $1m^2$ 的集热器 该产品在夏季可产生 $80\sim 90^\circ C$ 的热水 $60kg$ ，日制冰量为 $4kg$ ；在冬季可产生 $70\sim 80^\circ C$ 的热水 $50kg$ ，日制冰量 $3kg$ 。该产品大约需要活性炭 $20kg$ ，甲醇 $6kg$ 。吸附式冰箱的容积为 $120L$ 。该产品适合于三口人的家庭使用。

② $2m^2$ 的集热器 该产品在夏季可产生 $80\sim 90^\circ C$ 的热水 $100kg$ ，日制冰量为 $7kg$ ；在冬季可产生 $70\sim 80^\circ C$ 的热水 $90kg$ ，日制冰量为 $6kg$ 。该产品大约需要



活性炭 40kg, 甲醇 12kg。吸附式冰箱的容积为 180L。该产品适合于人口较多的家庭使用。

③ 3m² 的集热器 该产品在夏季可产生 80~90℃ 的热水 150kg, 日制冰量为 12kg; 在冬季可产生 70~80℃ 的热水 120kg, 日制冰量为 10kg。该产品大约需要活性炭 60kg、甲醇 18kg。吸附式冰箱的容积为 240L, 吸附筒的体积大约为 120L。该产品适合于小集体使用。

④ 特种产品 根据用户的特殊需要设计大系统及不同用途的太阳能热水器冰箱复合机。

5.3 太阳能连续回热式吸附制冷系统

(1) 引言 近年来, 固体吸附式制冷空调受到普遍关注, 已有许多报道, 其中大多数吸附工质对是活性炭-甲醇、分子筛-水、氯化钙-氨、硅胶-水以及金属氢化物-氢等。其中, 比较典型的有太阳能间隙式制冷机、回热型循环制冷机和复叠式制冷系统。新的热力循环, 如热波型制冷循环和对流热波型制冷循环也在不断研究探索之中。

从实际应用考虑, 连续回热型吸附式制冷循环通常易被采用, 然而有关吸附器的设计制造是问题的关键。有几种类型的热交换器被选作吸附器, 如壳管式、管带式、板式和板翅式等。吸附式制冷系统中吸附器的性能非常重要。设计吸附器要考虑其传热传质性能, 这是缩短吸附循环周期, 在保证一定的制冷能力的条件下使之具有紧凑性的重要保证。同时, 较小的金属热容对提高实际循环 COP 和节约材料都是必不可少的条件。此外, 吸附器的设计还得满足各种吸附式制冷系统的具体要求, 比如热波循环中要求吸附器内沿长度方向上有较大的温度梯度。

在一定条件下, 为实现某种吸附式制冷循环而设计的吸附式制冷系统, 不仅系统中每一个部件必须满足其具体要求, 而且各部件的互相匹配也很重要。吸附器的性能对于循环周期、设定吸附容量的实现, 进而对制冷功率等设计目标的实现有决定性的影响; 蒸发器和冷凝器的性能及其与吸附器的匹配性对于吸附器的性能的实现、设定工况的实现以及制冷量、COP 等都有一定的影响。因此, 设计吸附式制冷系统必须弄清系统中各种因素之间的复杂关系。目前, 在吸附式制冷系统的设计方面还没有成熟的方法, 更缺乏系统化。

吸附床的结构直接影响吸附床的传热传质特性。吸附式制冷系统不仅要求吸附床有较高的传热效率和吸附解附速度, 同时要求吸附床金属和吸附剂的质量比不能太高, 要满足吸附剂的容量要求而体积又不能太大。此外, 加工工艺、制造成本、操作方便及紧凑程度也必须考虑。从有关吸附式制冷(热泵)的研究报道

来看，已有的吸附床结构可以归结为三种类型：第一种吸附床类似翅片管式的壳管式换热器（如图 5-4 所示），它由大量很薄的翅片及穿插在其中的蛇形管组成。这种吸附床的优点是结构简单、造价低廉，在空调中使用广泛。但是这种吸附床有一个重要的缺点，翅片和吸附剂之间难以很好接触，因而换热系数不很高，大约为 $10 \sim 20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 左右。同时，由于进出加热（冷却）流体存在较大温差，吸附床左右两侧的温度难以快速均匀，对吸附床温度的均匀分布不利。从该吸附床的结构来看，操作亦不方便，例如，填充或清除吸附剂就极不方便。另外，当换热面积或吸附容量要求增加时，该吸附床的体积将大幅度地提高，这是不利因素。

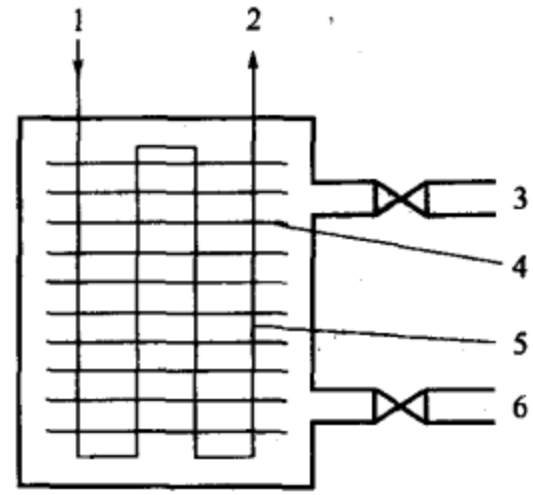


图 5-4 翅片管式吸附床
1—流体入口；2—流体出口；
3—接冷凝器；4—翅片；
5—蛇形管；6—接蒸发器

第二种类型的吸附床类似板式换热器。图 5-5 所示的是日本冈本洋三等人采用的吸附床。文献的研究结果表明，这种吸附床能够利用金属壁两侧加热（冷却）流体与吸附剂之间的压力差使吸附剂与金属表面良好接触，从而在一定程度上减少接触热阻，同时又具有较大的换热面积。图 5-6 所示为采用一种蛇形板式管结构的吸附床，其本质与图 5-5 的吸附床相同，但是这种结构更加紧凑。不仅可以减少热量损失，而且利于吸附床温度的均匀分布。美国沸石动力公司的 Tchner 博士设计的这种吸附床，大大地改善了传热传质特性。但是，这种吸附床中换热流体的压降情况尚待研究，同时其加工比较麻烦，其焊接和弯板工艺要求较高。因此，这种吸附床的造价也相当高。

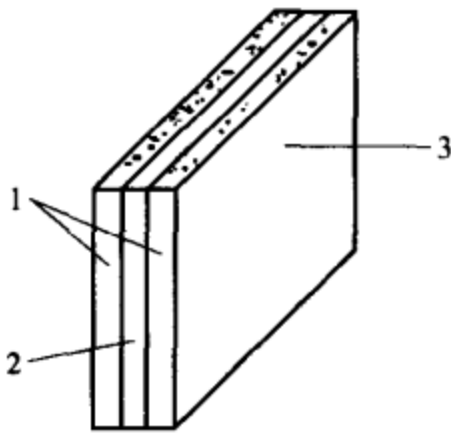


图 5-5 板式吸附床
1—吸附剂充填空间；2—加热（冷却）
流体通道；3—吸附床金属壁

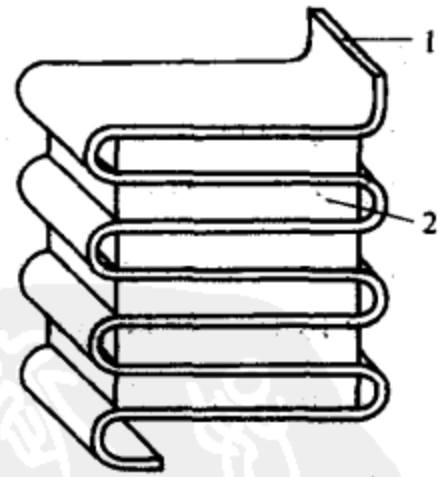


图 5-6 蛇形板式管结构的吸附床
1—加热（冷却）流体进出管道；2—吸附剂层

第三种类型的吸附床是针对连续回热循环设计的一种旋转型吸附式制冷系统



(图 5-7)。这种系统包括吸附床 (两只以上)、蒸发器、冷凝器以及回热装置 (图 5-8), 其结构非常紧凑。不仅热损失大大减小, 而且实现了最低温差回热, 这对 COP 的提高大有好处。此外, 冷凝器中也有热量得到利用, 使 COP 进一步提高。据报道, 这种系统在宇航事业中得到应用。这种系统采用的是气体作载热流体, 其操作比较方便。但是其压力损失、制冷量控制等方面的处理尚有一些困难。而且其加工制作工艺更加复杂, 若用在民用制冷上经济性不好。

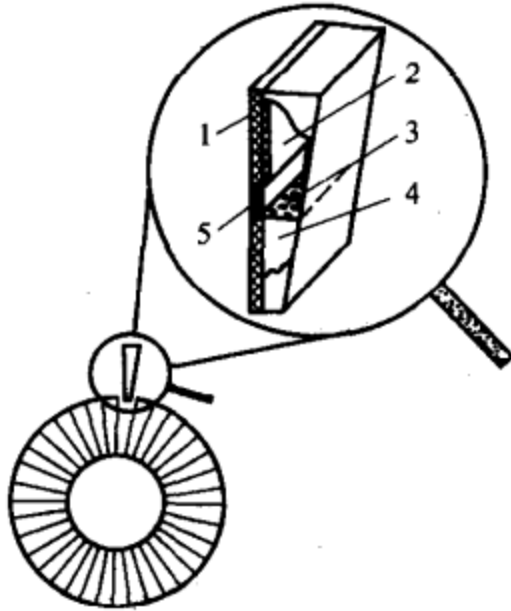


图 5-7 旋转型吸附式制冷系统

1—载热流体通道；2—蒸发（冷凝）器；
3—气液分离器；4—吸附床；5—绝热层

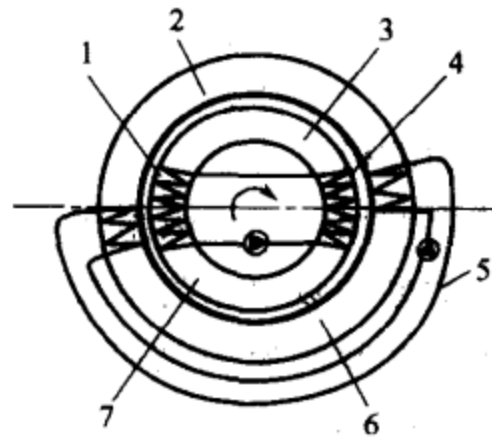


图 5-8 旋转型制冷系统工作过程示意图

1—内部回热区；2—冷凝；3—解附；4—内部回热区；
5—冷凝器到蒸发器的回热回路；6—蒸发；7—吸附

(2) 太阳能连续回热型吸附式制冰机 图 5-9 所示为连续回热型吸附式制冰机的原理图, 采用活性炭-甲醇吸附工质对, 以螺旋板式换热器作吸附器。应用两台吸附器, 加热/冷却过程相对独立, 加热/冷却的切换间隔有两个吸附器的回热过程。图 5-9 所示为装置原理及其传感器布置, 系统有两台吸附器、一台冷凝器和一台蒸发器, 为了观察系统中制冷剂的流动, 还安装了一个玻璃储液器。蒸发器中的冷量通过冷媒盐水传给制冰箱制冰。

两台吸附器与冷凝器、蒸发器的连接通过四个真空阀门实现, 当一台吸附器加热解附时与冷凝器相连, 此时另一台吸附器受冷却与蒸发器相连。吸附床的加热通过计算机控制, 测试数据显示在计算机显示屏上。

螺旋板式吸附器实质上属于上述第二种吸附器, 类似板式换热器。具体结构见图 5-10 和图 5-11、图 5-12。

这种吸附床由金属薄板卷制而形成两个螺旋型流道, 除了与上述第二种吸附器有相同的特点外, 还有如下优点。

① 这种螺旋型结构较之第二类吸附床结构更紧凑, 吸附床内温度分布更均匀, 同时传热差也比较低, 能有效地利用低温热源、能精密控制温度。



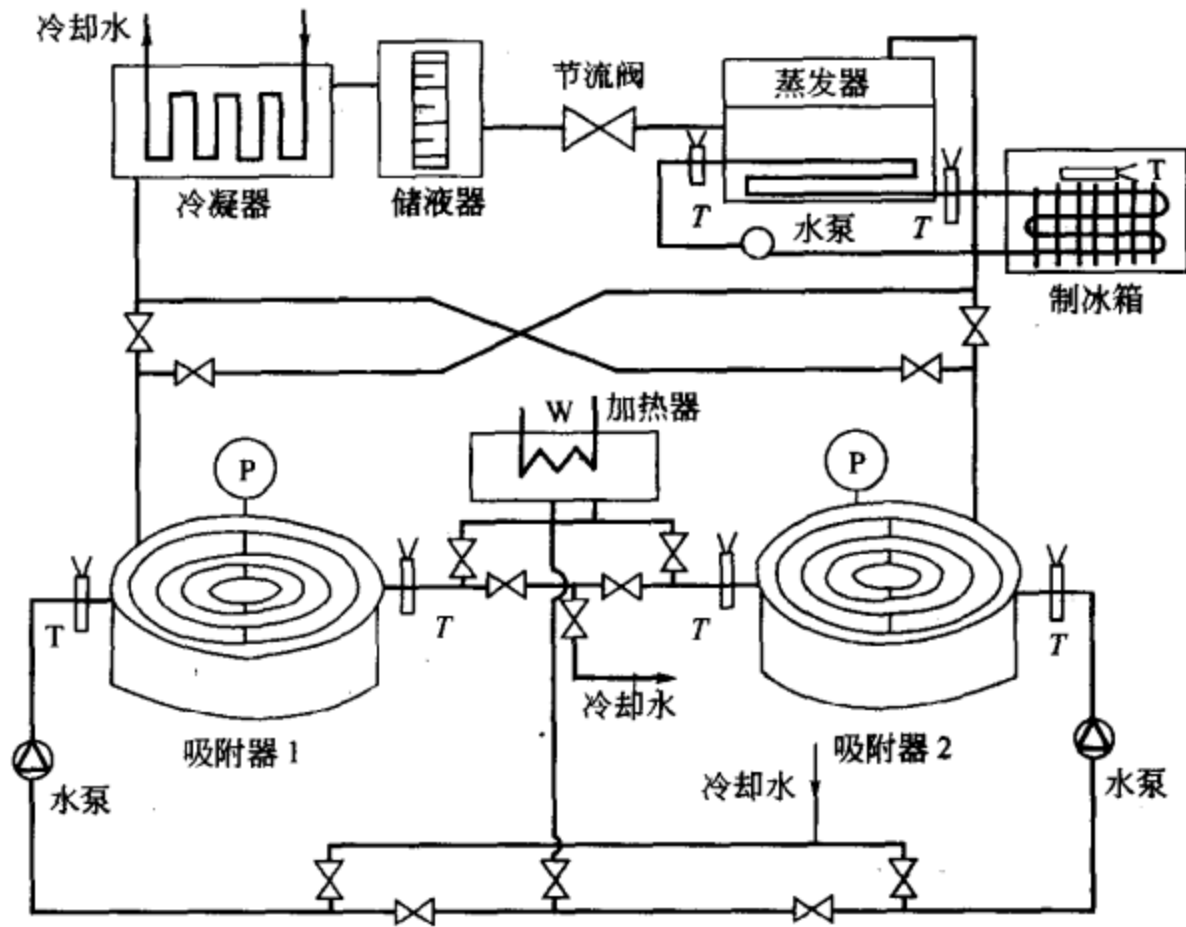


图 5-9 连续回热型吸附式制冰机原理图

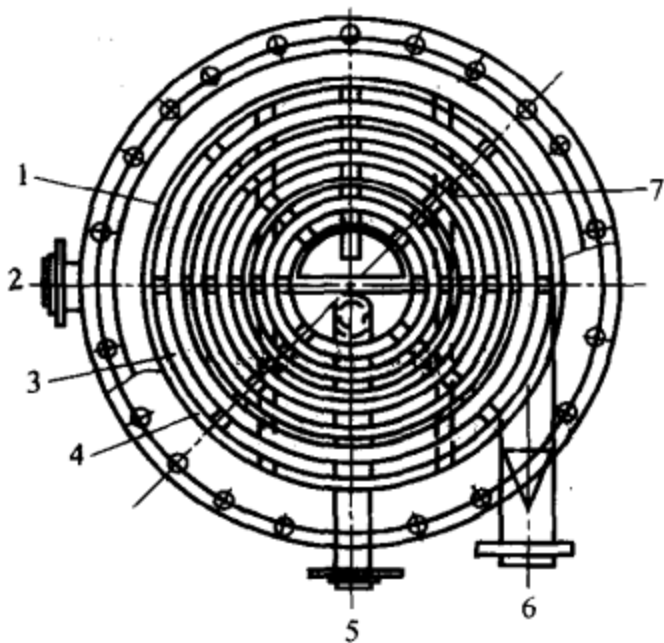


图 5-10 螺旋板式吸附器结构图

- 1—螺旋板换热面；2—蒸汽出口；3—固体吸附剂；
- 4—流体流道；5—流体出口；6—流体进口；
- 7—定距销

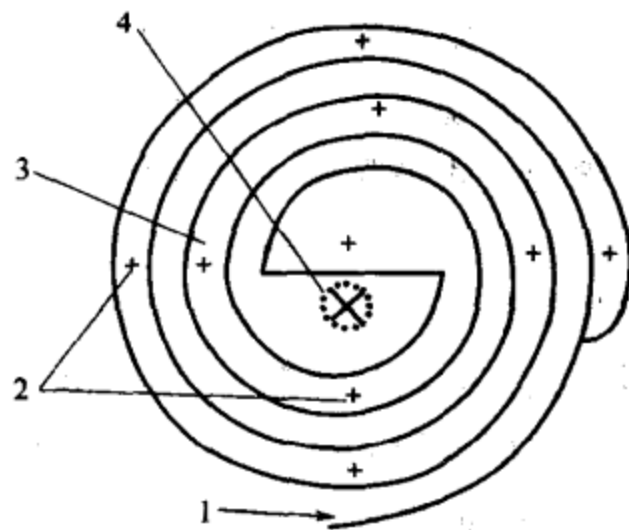


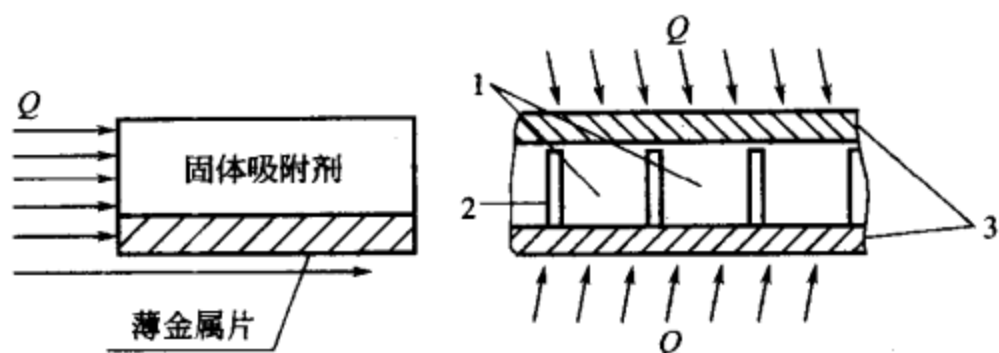
图 5-11 螺旋板式吸附器工作示意图及测温元件的布置

- 1—流体进口；2—温度传感器；
- 3—固体吸附剂；4—流体出口

② 流道间的定距销虽然是加工工艺的要求，但保留下来可以增加吸附床内的导热性，从而增加温度分布均匀性。

③ 将该吸附床的换热板展开，如图 5-12 所示，显然此结构相对于吸附剂与金属粘贴的结构更利于传热。





吸附剂与金属粘貼的结构

图 5-12 螺旋板吸附床换热面展开图

1—吸附剂填充空间；2—定距率；3—螺旋板

④ 该吸附床的传热强度很高。

⑤ 该吸附床的体积不会随换热面积或吸附剂容量的增加而大幅度增大；相反，随着吸附床直径的增大，面积比体积增大得更快。

⑥ 该吸附床的卷板工艺稍微简单一些，尤其是焊接工艺更简单，因而加工起来比第二类型的吸附床更加简单，成本也低一些。

不过，这种吸附床的承压能力有一定限制，因为换热板不能太厚，否则难以卷制，而且结构笨重。当压力不超过 $0.5 \sim 1\text{MPa}$ 、工作温度低于 250°C 时，板厚可在 2mm 以内。吸附式制冷系统的压力一般都不太高，所以完全可以适用。因此，这种吸附器具有经济实用又有改善传热传质，对吸附式制冷走向市场具有重要作用，实验结果、性能也比较满意。

螺旋板式吸附器一侧通换热流体，另一侧填入活性炭吸附剂，在螺旋板式吸附器的上法兰上设置制冷剂蒸气流动通道。每台吸附器的换热面积为 2m^2 ，吸附剂侧螺旋板间距为 18mm ，可充填 6kg 活性炭。为了增强吸附床内的传质，沿螺旋板垂直方向均匀布置 20 根不锈钢丝网；载热流体的流道宽度为 6mm ，不锈钢换热面的厚度为 2mm 。图 5-11 中所示的测温元件（热电偶或铂电阻等）用以测定吸附剂的温度，并与载热流体的进出口温差相比较，以此反映吸附器的传热性能。

上述系统已成功地进行了制冰实验。结果表明，该系统可以在太阳能和余热中得到应用。我们曾以 40min 、 60min 及 80min 为循环周期，实验发现对于冷媒盐水制冷系统，采用 40min 循环周期较好。实验中有两组典型实验条件，图 5-13 和图 5-14 和表 5-1 给出了工作条件 1 下 24h 连续制冷的效果。图中主要显示的是最初和最后 5h 的实验结果。实验中，在吸附制冷系统进入正常制冷运行状态后，再注入适量的调好温度的自来水，通过 24h 的结冰实验，放出来结冰水即可获知制冰量。从该图还可以看到，经过 12000s 后冷冻水开始结冰，结冰过程需要一过冷度。

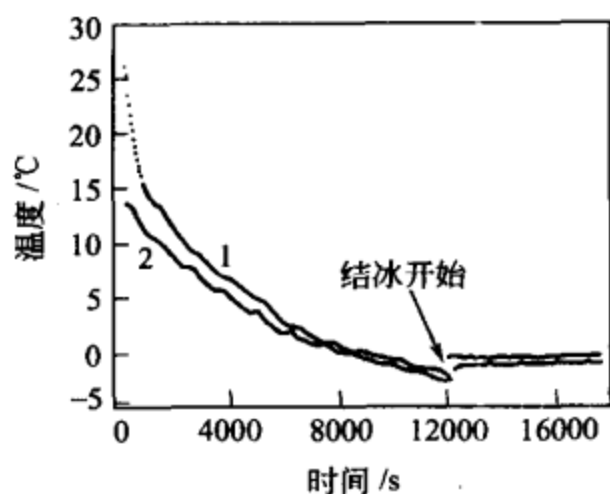


图 5-13 工作条件 1 下最初 5h 的日制冰运行实验

1—制冰箱温度；2—冷媒盐水温度

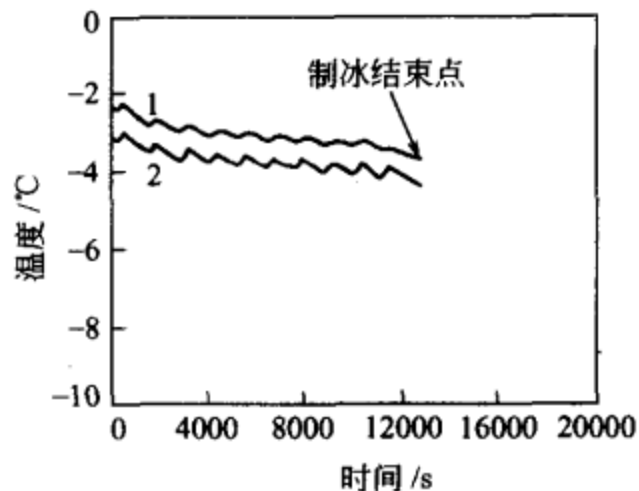


图 5-14 工作条件 1 下最后 5h 的日制冰运行实验

1—制冰箱温度；2—冷媒盐水温度

表 5-1 各种不同条件下制冰实验结果

制冷方式	冷媒间接制冷		直接蒸发式制冷			
	1	2	3	4	5	6
实验工况						
循环周期/min	40	40	60	80	100	100
吸附温度/°C	25	30	32	33.5	33	34
解附温度/°C	100	101.5	91	92	92	97.5
冷凝温度/°C	22	30	34.5	35	36.5	34
蒸发温度/°C	-15	-13.5	-15	-17.5	-16.5	-16
日制冰量/kg	14.6	13.25	24	26	30	31.5
SCP	1.22	1.10	2	2.17	2.5	2.63

① SCP——单位质量吸附剂日制冰量[$\text{kg 冰}/(\text{kg 吸附剂} \cdot \text{d})$]。

我们注意到，以图 5-9 所示的系统采用冷媒盐水制冷会使系统产生较大的冷量损失，此外，原先加工设计的壳管式蒸发器（换热面积为 0.5m^2 ）不适合制冰要求，这种布置方式所产生的单位质量吸附剂日制冰量 SCP 在 1.2kg 左右。经过分析，又以翅片管式直冷式蒸发器替代间冷式蒸发器，这样蒸发制冷损失可减小到最低程度，此外通过翅片管可使换热面积增大。直冷式蒸发器采用 $\phi 50\text{mm}$ 的管子和 $\phi 100\text{mm}$ 的翅片，管子总表面积为 0.5m^2 ，翅片面积为 2m^2 。这里采用大管子的目的是使解附的甲醇不致 100% 充满管子。此外，蒸发过程可同时发生在每根相连的管子中以确保对传热面积的充分利用。

表 5-1 的实验结果表明，采用直接蒸发制冷后，系统制冷性能有较大幅度提高。虽然实验工况 3~6 总体上均比间冷式工况 1~2 差（解附温度低、冷凝温度高、吸附温度也较高），然而其单位质量吸附剂的日制冰量 SCP 均比间冷式高得多。如典型工况 6，SCP 可达 2.63 是间冷式的 2 倍以上。由于实验条件的差异，对于直接蒸发式制冷其优化运行的循环周期大约为 100min 工况，工况 6 所对应的



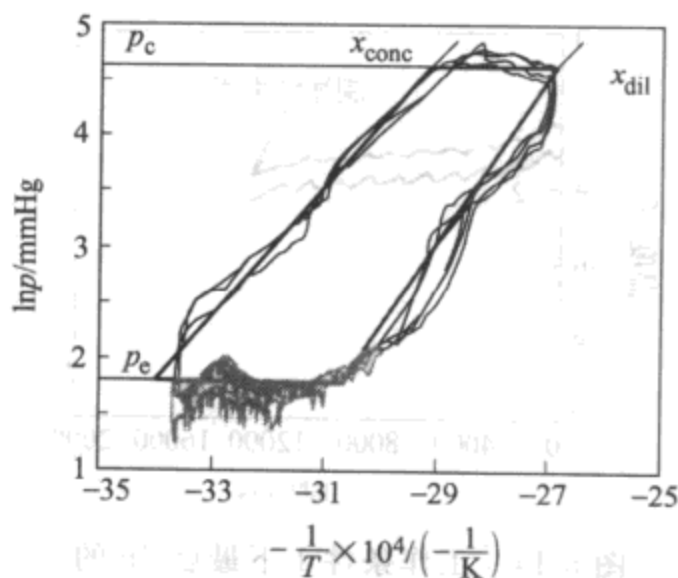


图 5-15 改进后吸附制冰机实际运行循环轨迹

COP 为 0.12。这里应说明的是，采用螺旋板式热交换器后，为了实验方便采用法兰结构，使每台吸附器重达 70kg，消耗在吸附器金属本体上的热量较大，另外因采用板式结构，循环流体量较大，也使流体热容较大，这两方面因素对 COP 带来不良影响。在设计合理的吸附系统制冰工况下，COP 可达 0.4~0.5。经此改进后，系统循环实际运行情况比改进前有明显改善。如图 5-15 所示， $p-T-x$ 图上所显示的运行轨迹与理想的两条等量线和两条等压线很接近。

(3) 太阳能连续回热型吸附式空调机

图 5-16 表示连续回热型吸附式空调机，该系统采用板翅式热交换器作为吸附器，也采用活性炭-甲醇吸附制冷工质对，每台吸附器中充注 26kg 活性炭。采用板翅式吸附器可大大加强吸附床的传热，使加热/冷却时间缩短，从而缩短循环周期。

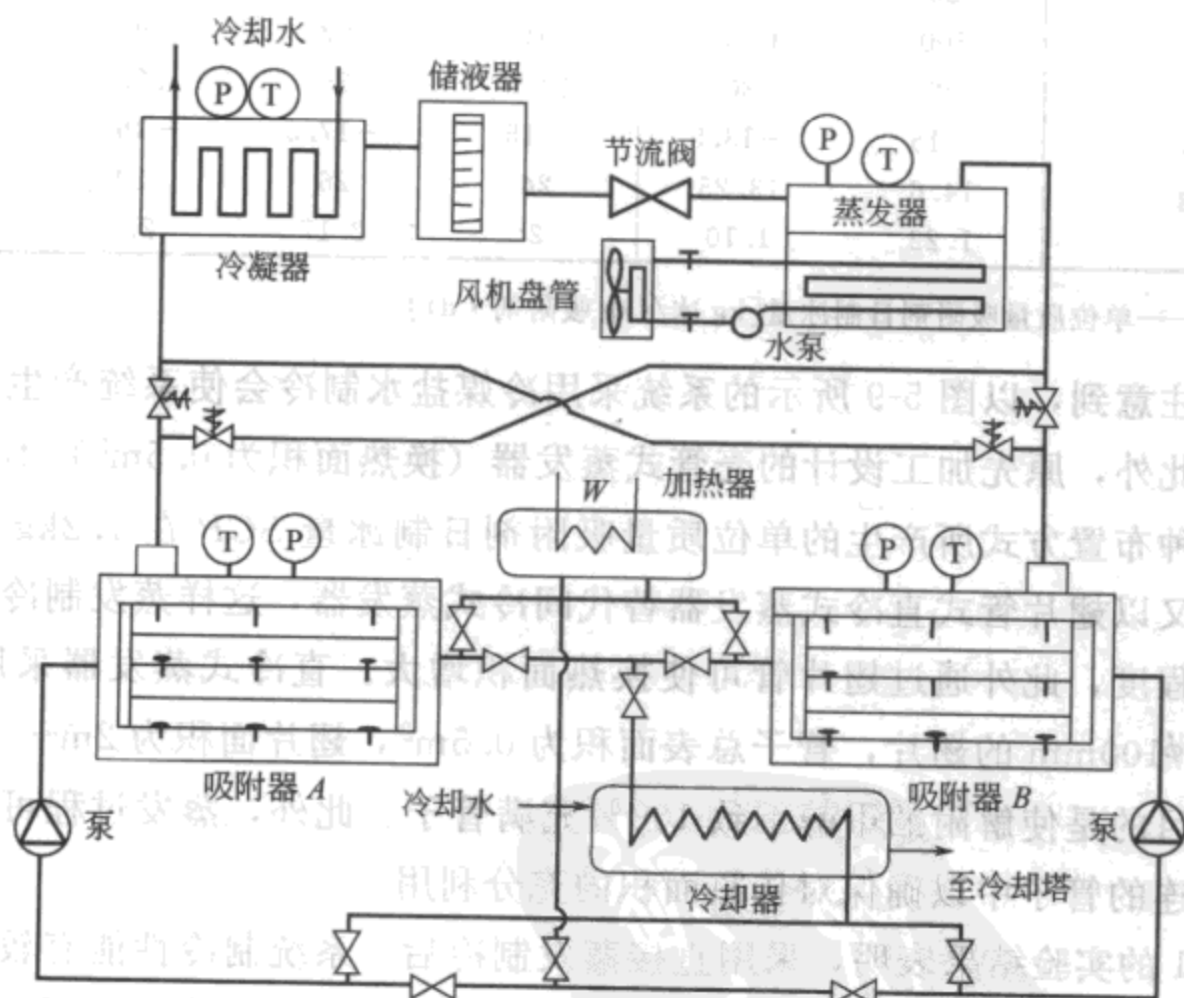


图 5-16 吸附式空调系统样机原理图

实验表明，采用这种吸附器可使循环周期缩短到 20min。从图 5-16 可见，该系统与吸附式制冰机系统非常类似，除了吸附器结构不同外，主要是冷量的输出方

式不同,通过2台5kW的风机盘管输出冷量,冷媒水进蒸发器温度约为10~12℃,出蒸发器温度大约为6~7℃。作为冷水机组,实验系统还配备了循环冷却水塔,循环冷却水用于吸附床的冷却和冷凝器的冷却。为了保证吸附系统长久可靠运行、热媒流体相对独立及可替换性,热媒流体与加热锅炉为一封闭回路,吸附制冷系统中设置的一台板式冷却器可实现热媒流体与循环冷却水的热交换。

改变解附温度和循环时间进行多工况实验发现,即使在60℃的热源温度下,活性炭-甲醇制冷系统也具有一定的制冷效果,作为一台吸附式空调冷水机组,在85~90℃解附温度下即具有良好的制冷能力。实验中尝试采用20min、30min、40min、60min等不同循环周期,结果发现吸附式系统具有强烈的非平衡特性,其制冷系统COP随循环周期增长而增大,而单位质量吸附剂制冷功率SCP则随循环周期增长而减小。这表明吸附式制冷系统COP和SCP是相互矛盾的两个方面,尽管我们希望COP和SCP均较大。这台板式吸附器空调制冷冷水机组较合适的循环周期大约为30~40min左右。表5-2列出了几组实验工况下(不同循环周期和最大加热功率)空调制冷实验结果。

表 5-2 不同操作条件下吸附空调系统性能

操作工况	1	2	3	操作工况	1	2	3
最大加热功率/kW	25	25	12	蒸发温度/℃	6.2	6.0	6.7
热源温度/℃	95	95	95	制冷功率/kW	3.84	3.92	3.03
解附温度/℃	83	88	89	解附能耗/(kW·h)	6.4	7.4	7.2
吸附温度/℃	52	44	45	循环周期/min	30	40	60
循环冷却水温/℃	27	28	27	制冷系数COP	0.15	0.18	0.21

从以上实验数据可以看到,单床系统的COP在0.15~0.21左右,制冷功率在3.0~3.9kW左右。实验COP值比理论估计值(约为0.6)小得多,其主要是吸附床的金属热容和热媒流体(水)热容所致,这里两者热容之和与活性炭热容的比达11.4。从实验结果和实验热平衡分析进行估计,本实验系统不改进吸附床、采用双床回热和采用热容较低的油作为热媒后的性能情况。表5-3列出了经各种改进后吸附式空调冷水机组的性能参数。应该强调,表5-3的数据完全建立在实验数据的基础上,因而具有工程应用价值。

表 5-3 三种实验工况下吸附空调系统性能

实验工况	1	2	3	实验工况	1	2	3
循环周期/min	30	40	60	$COP_{db,water}$	0.235	0.259	0.313
SCP/(W/kg)	150	151	116	$COP_{db,oil}$	0.282	0.300	0.374
$COP_{sb^①,water^②}$	0.15	0.18	0.21	$COP_{db,improved^③}$	0.442	0.472	0.590
$COP_{sb,oil^②}$	0.194	0.220	0.264				

① sb=单吸附床,db=双吸附床回热;② water/oil=水/油作为热媒流体;③ improved=改进后。



针对本实验系统过高的金属热容和热媒流体热容（两者累计与吸附剂热容之比达 11.4），重新设计加工了两台吸附器，使金属与热媒（油）累计热容与吸附剂热容之比控制在 2.5~3 左右，其目标是使得系统在保持 150W/kg 活性炭的 SCP 值基础上，COP 值能达到 0.5 以上。为此，采用特别设计的壳管式热交换器，加热/冷却流体走管程、吸附剂在壳程，吸附器采用上百根外径 9.5mm 的紫铜管，铜管组上整个壳体截面套上整体式翅片，每个吸附床充注约 25kg 活性炭。考虑实验的方便和可靠性，热流体暂时仍用水，一系列实验表明系统性能已有较大改善。在 92~96℃ 解附温度下，采用 30min 的循环周期，中间回热 3min，获得了空调制冷量 3kW 以上的结果，且 COP 达到 0.3 以上。表 5-4 列出了几组典型实验数据，单位质量吸附剂的制冷功率已达到 108~150W/kg。下步实验可将把解附温度提高到 100~110℃，最后还可将采用油作为热媒流体，进一步减小流体热容，以进一步提高系统性能，提高系统 COP。

表 5-4 连续回热型吸附空调系统 SCP 和 COP

(热源主控温度：100℃；热源最高温度：105℃；循环周期 30min)

解附温度 /℃	吸附温度 /℃	冷凝温度 /℃	蒸发温度 /℃	制冷功率/kW /SCP/(kW/kg)	COP	冷却水温 /℃	室温/℃
95.5	47.5	31.6	6.6	2.7/108	0.25	25	23.6
92.4	46	32.4	10.2	3.4/136	0.3	25	24.3
94	51	38.3	14.1	3.83/153	0.31	25	23.9

5.4 太阳能双效复叠吸附式制冷系统

(1) 引言 随着能源短缺及世界性环境问题的日益严重，同时由于吸附式制冷具有结构简单、使用寿命长、无噪声、无污染且可利用低品位的太阳热、废热、余热等优点，吸附式制冷已越来越受到人们的重视。但吸附式制冷的能量利用效率不高，即 COP 较低，限制了它的发展。如何提高一定热源温度下的 COP，人们提出多种解决方法，如热波循环、对流热波循环、利用回热的连续循环等。热波循环设想在吸附解附器中沿长度方向有较大的温度梯度，使热媒进出口有较大的温差，有充分回热，从理论上讲，这是能量利用程度较高的循环方式，但实现起来很困难。利用回热的连续循环虽使热力系数有较大提高，当热源温度较高时，还有一部分能量（即使回热后，吸附床的温度也较高，还有较大的吸附热、显热以及解附出的高温蒸汽显热）尚可利用。因此，采用可利用以上能量的双效复叠的循环方式，是提高 COP 的有效方法。据文献报道，N. Douss 等人采用活性炭-甲醇、分子筛-水，三个吸附器，两个蒸发器、两个冷凝器实现了复叠式循环，其 COP 在蒸发温度为 2℃ 时可达 0.95。其系统采用了两组不同

工质，两组蒸发器、冷凝器，系统复杂。若用于空调系统，制冷工质均可采用水这一理想工质，吸附剂可采用硅胶、分子筛，由于分子筛-水在较大的温度范围有较好的吸附、解附性能，也可用该工质对构造双效复叠吸附式制冷循环。两级制冷工质都是水，可共用一个冷凝器和吸附器，结构较为简单。

(2) 双效复叠吸附式制冷循环系统图 图 5-17 所示为系统图，A、B、C、D 为四个吸附器，4 为冷凝器，5 为蒸发器，A、B 吸附器处于较高的解附温度，解附时所需的热量由外界提供，解附出高温水蒸气直接进入 C、D 吸附器（处于较低的解附温度），以加强换热效果；A、B、C、D 的吸附压力相同。7、8 分别为加热器和冷却器。

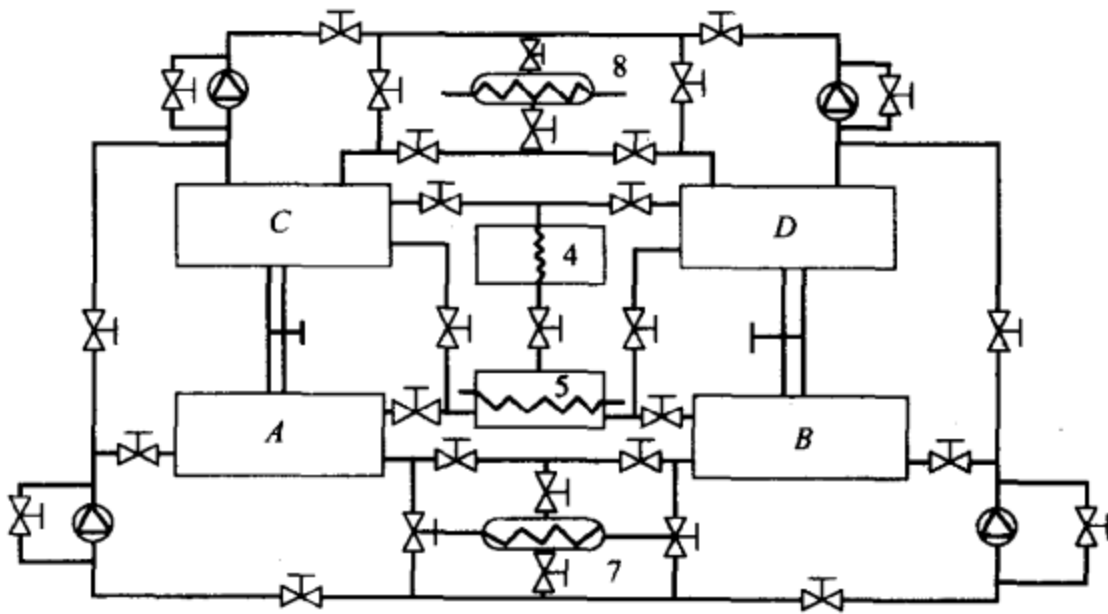


图 5-17 双效复叠吸附式制冷循环系统图

其工作过程如下。

① A、B 床，C、D 床各自的回热过程 当 A、C 完成吸附过程，B、D 完成解附过程后，通过开启阀门之间组合，A、B 床之间回热，回热温度为 T_c ，C、D 床之间回热温度为 T_e ，如图 5-18 所示。

② B、C 床之间换热及 A 床解附出的蒸汽对 C 床的加热过程 图 5-18 中 C→1 过程为 B 床的吸附过程，是放热过程，放出的热量包括吸附剂的显热和吸附热，此热量加给正在解附的 C 床，同时 A 床在解附，放出的高温蒸汽到 C 床中去，放出一部分显热后，与 C 床解附出的蒸汽一起进入冷凝器，B 床完成吸附过程。A 床 d→3 过程解附时吸收的热量由外界供给。同时 D 床完成吸附过程，放出的热量由外界带走。

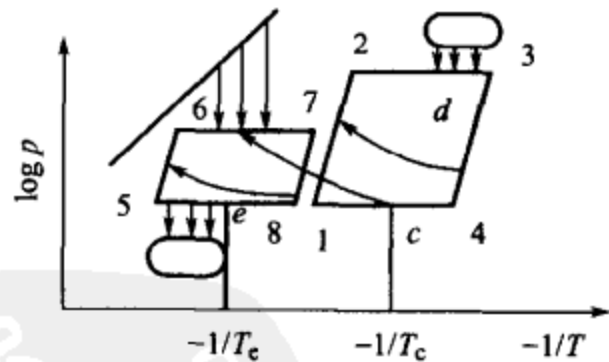


图 5-18 循环的 $p-T-x$ 图

由此可知，C 床所需的热量由 A、B 两床供给，在过程中，两组吸附器解



附、吸附应协调、同步，为使 A 床的蒸汽能进入 C 床，其解附压力应大于 C 床。

为使回热完善，使中间温度 $t_1 = t_7$ ，如图 5-18 所示。第一级循环过程指图 5-18 中的 5→6→7→8，第二级循环过程指 1→2→3→4。

(3) 工作过程的热力学计算 沸石、硅胶等温吸附率公式及数据由有关文献资料提供。

① 吸附热的计算 吸附热可用量热计直接测得，也可由 clausius-clapeyron 方程推导得到，在同一吸附量 x 下，微分吸附热 $q_{iso} = RT^2 \left(\frac{\partial \ln p}{\partial T} \right)_x$

② 过程的计算

a. 等容过程的微分方程

$$dQ_1 = [mc(t) + mx(t, p)c_p(t, p)]dt$$

b. 等压吸附过程的微分方程

$$dQ_2 = c(t)m dt + mx(t, p)c_p(t, p)dt + h_a(t, p)mdx - c_p(t, p)(t - t_{ev})mdx$$

c. 等压解附过程的微分方程

$$dQ_3 = c(t)m dt + mx(t, p)c_p(t, p)dt + h_d(t, p)mdx$$

式中， m 为吸附剂的质量； $c(t)$ 为吸附剂的比热容； $c_p(t, p)$ 为制冷剂的比热容； $h_a(t, p)$ 为微分吸附热； $h_d(t, p)$ 为微分解附热； $x(t, p)$ 为质量吸附率。

d. 过程 5→6→7→8 的吸收热量的计算

$$Q_{567} = \int_{t_1}^{t_3} [h(p_1, t_1) - h(p_2, t_2)]dx + Q_{c1}$$

式中， $h(p_1, t_1)$ 为图 5-18 过程 3→4 放出的水蒸气的比焓； $h(p_2, t_2)$ 为过程 6→7 放出的水蒸气的比焓； Q_{c1} 为过程 c→1 放出的热量。

e. 外界加热过程即 d→3 过程的加热量

$$Q_{d3} = \int_{T_d}^{T_3} dQ_3$$

f. 制冷量的计算

$$Q = [m_1 x_1(t_4, p_{ev1}) - m_1 x_1(t_1, p_{ev}) + m_2 x_2(t_8, p_{ev}) - m_2 x_2(t_5, p_{ev})](h_1 - h_3)$$

式中的焓差 $h_1 - h_3$ 为图 5-19 中（水蒸气）的 1 与 3 点所对应的焓差。

g. COP_1 的计算

$$COP_1 = Q/Q_{d3}$$

h. 热力完善度的计算

$$\eta = COP_1 / COP_2$$

式中， COP_2 为理想循环的制冷系数。

(4) 结果分析 在蒸发温度为 5℃、冷凝温度为 35℃、过冷度为 5℃、第二级循环的冷凝压力为

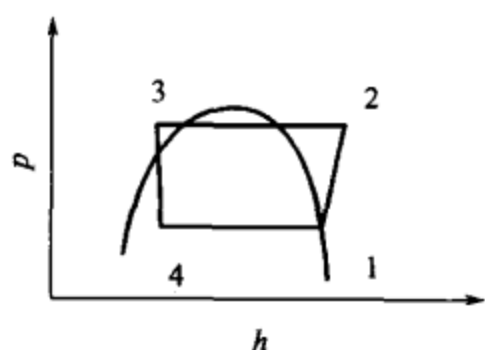


图 5-19 水的 p-h 图



50℃水对应的饱和压力工况下，对复叠循环进行了计算机模拟。

图 5-20 所示为中间温度 100℃时，分子筛-水、硅胶-水组成的复叠循环（线 2），分子筛-水本身构成的复叠式循环（线 1），分子筛-水的单级循环（线 3）的 COP 随最高加热温度的变化。由此可见，复叠式循环的 COP 远远高于单级循环；在讨论的温度范围内，分子筛-水本身构成的复叠循环的 COP 大于分子筛-水、硅胶-水组成的复叠式循环，这主要是工质对本身的吸附性质不同产生的。在讨论的温度范围内，复叠式循环的 COP 随最高加热温度增高而增大；单级循环有一最佳加热温度，其 COP 最大。

图 5-21 所示为在分子筛-水构成的两级循环中，第二级循环最高加热温度分别为 150℃（线 1）、200℃（线 2）、250℃（线 3）时，COP 随中间温度的变化。由此可见，最高加热温度一定时，有一最佳的中间温度使 COP 最大；且随最高加热温度的增大，最佳加热温度也增大。

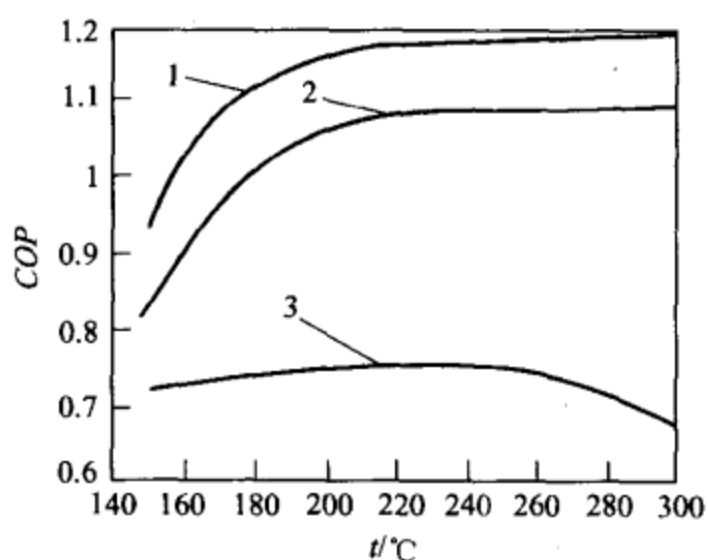


图 5-20 中间温度为 100℃时 COP 随最高加热温度的变化

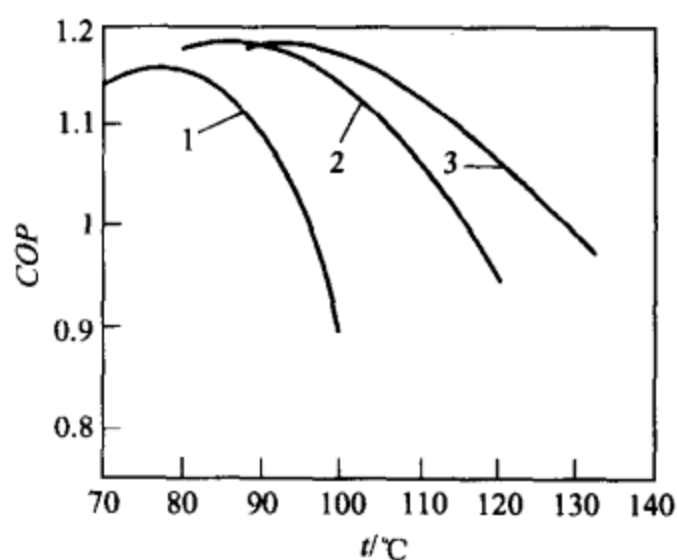


图 5-21 最高加热温度一定时 COP 随中间温度的变化

图 5-22 所示为最高加热温度 200℃时，复叠循环（线 1）、第一级循环（线 2）、第二级循环的 COP（线 3）随中间温度的变化。由此可见，在所选的温度范围内，第一级循环的 COP 随中间温度的增大而增大，第二级循环的 COP 随中间温度的增大而减少。复叠循环的 COP 有一最佳值。

图 5-23 所示为中间温度 100℃时，热力完善度（线 2）、COP（线 1）随最高加热温度的变化。在图示的温度范围内，在某一温度下，热力完善度最高，

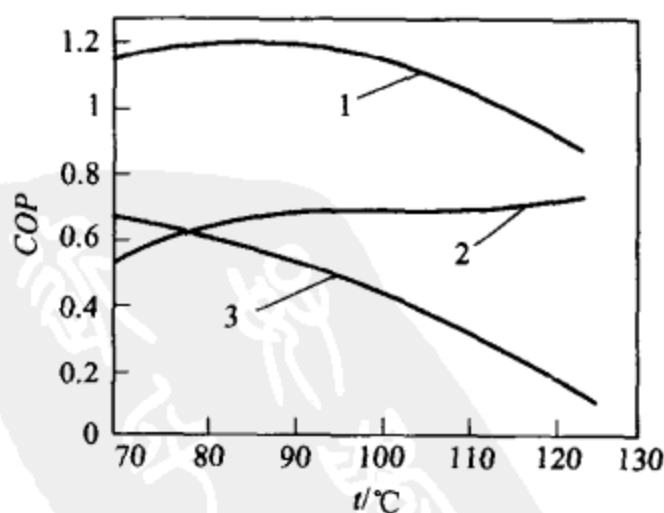


图 5-22 最高加热温度一定时复叠循环第一级、第二级循环的 COP 随中间温度的变化



而 COP 则随最高加热温度的增大而增大。

图 5-24 所示为蒸发温度 5°C 、第一级循环冷凝温度为 35°C 、过冷度为 5°C 、最高加热温度为 200°C 、中间温度为 100°C 时, COP 随第二级循环冷凝温度的变化。由此可见, COP 随第二级冷凝温度的增大而减小, 即随两级循环冷凝压力之差的增大而减小。

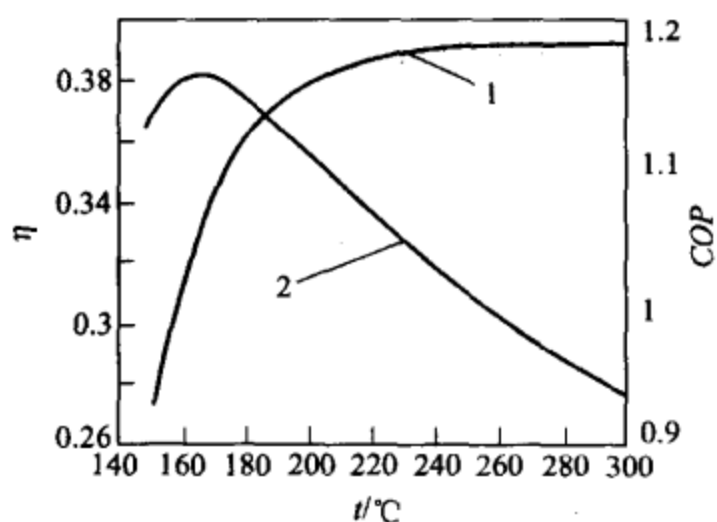


图 5-23 中间温度为 100°C 时, 热效率完善度和 COP 随最高加热温度的变化

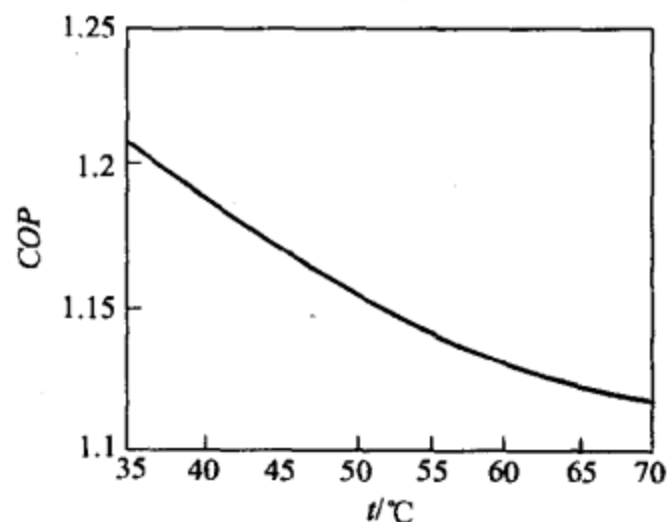


图 5-24 第一级循环的冷凝温度一定时 COP 随第二级循环的冷凝温度的变化



第6章 太阳能蒸气喷射式制冷

6.1 概述

喷射式制冷是使蒸气从蒸气喷射器内的喷嘴喷射出来，由于在其周围造成了低压状态使冷媒蒸发，从而产生制冷效果。其构造简单，当冷水温度在 $12\sim 15^{\circ}\text{C}$ 以上时，制冷系数并不低。蒸气喷射式制冷与吸收式制冷一样，是属于液体汽化制冷、并都靠热能驱动的制冷机。从前，像某些工厂有大量 $2\text{kgf}/\text{cm}^2$ （表）（ $1\text{kgf}/\text{cm}^2=98.0665\text{kPa}$ ，下同）以上的废蒸汽时常采用喷射式制冷机加以利用，但当吸收式制冷机出现后，就逐渐被吸收式制冷替代了。

喷射式制冷机有直接蒸发式和间接蒸发式。以水作冷媒的，通常是直接利用蒸发器中的冷水，所以称为直接式。直接式的构造简单，设备费便宜，但要求工作蒸汽压力在 $2\text{kgf}/\text{cm}^2$ （表）（ 133°C ）以上，不利于采用太阳能，因对太阳集热器要求较高。为了利用太阳能，采用在低温下蒸发压力也高的氟里昂间接蒸发式喷射制冷，图 6-1 所示的是太阳能氟里昂喷射式制冷机系统图。

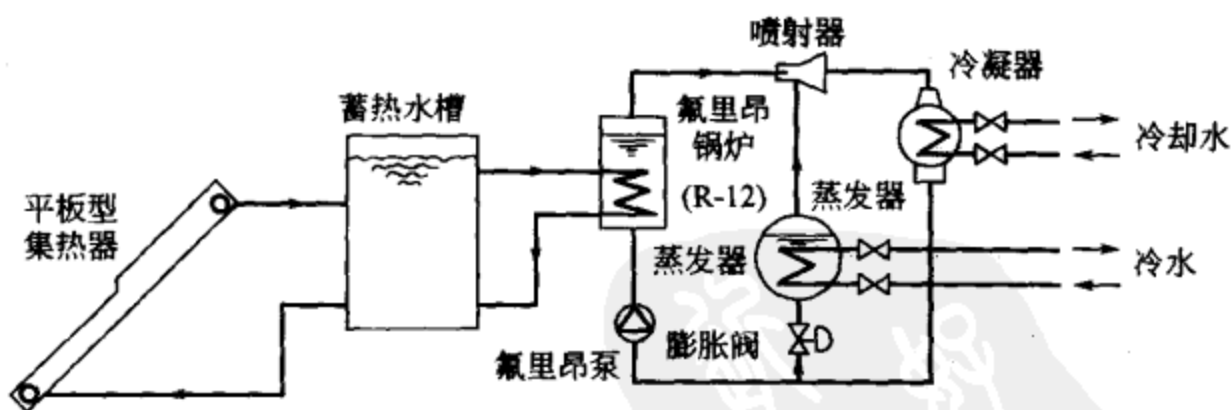


图 6-1 太阳能氟里昂喷射式制冷机

喷射式制冷系统的主要优点有：①喷射器没有运动部件、结构简单、运行可靠；②相当于蒸气压缩机的喷射器利用低品位热源驱动，从而系统电能消耗少，又充分利用了废热/余热和太阳能；③可以利用水等环境友好介质作为系统制冷



剂；④喷射器结构简单，可与其他系统构成混合系统，从而提高效率而不增加系统复杂程度。

蒸气喷射式制冷的工质可以是水、氨、 R_{11} 、 R_{12} 、 R_{112} 、 R_{113} 、 R_{114} 、 R_{141b} 等，但目前采用的基本上多以水为工质的蒸气喷射式制冷机。水蒸气喷射式制冷机的蒸发温度应在 0°C 以上，蒸发器和冷凝器都在高真空压力下工作，它具有无毒、安全可靠等优点。随着人们对于环境问题的进一步认识，发现上述氟里昂类制冷剂对大气臭氧层具有破坏作用，已经禁止使用。在新型制冷剂中，比如 R_{123} 和 R_{134a} ，也适合作为喷射式制冷机的工作介质，人们已进行了许多研究。而且已经开始将这系统发展到利用太阳能实际运行，而发生器温度最低只要求 60°C ，最高达到将近 150°C ，蒸发器的温度最低也达到了 -15°C ，但是系统效率比较低仍是喷射式制冷系统努力改进的方向。

6.2 蒸气喷射式制冷机的工作原理及热力计算

(1) 工作原理 在蒸气喷射式制冷机中，蒸气喷射器是一个关键设备。图6-2是蒸气喷射器的构造示意和蒸气沿其轴线方向流动过程中压力 p 、速度 v 的变化关系图。从图6-2中可以看出，蒸气喷射器是由喷管、吸入室、混合室和扩压室四部分组成。其中，喷嘴可以是一个或多个，吸入室应与蒸发器相连，而扩压室出口则与冷凝器相通。

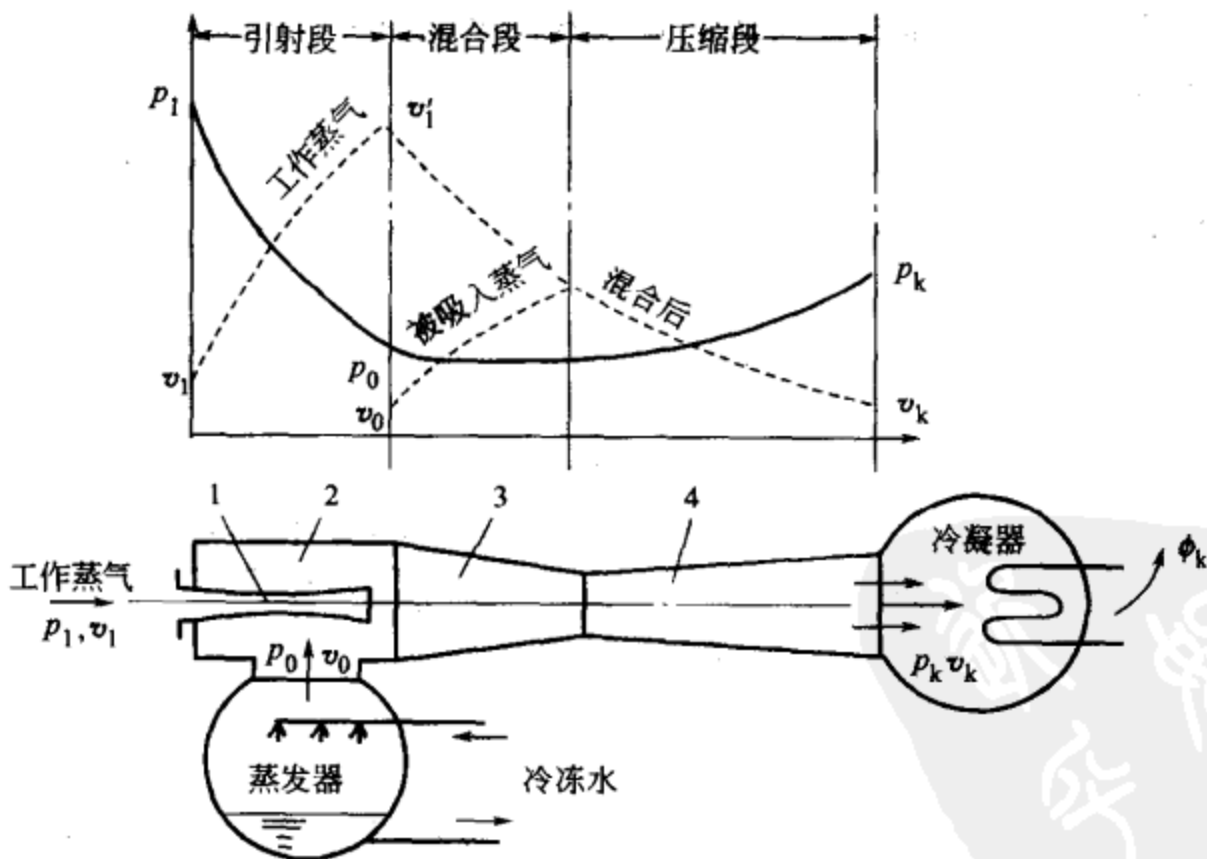


图 6-2 蒸气喷射器的工作过程

1—喷管；2—吸入室；3—混合室；4—扩压室



具有较高压力 (p_1) 的工作蒸气, 通过渐缩渐扩喷嘴进行绝热膨胀, 在喷嘴出口达到很高的速度 (超音速, 可达 $1000\sim 1200\text{m/s}$) 和很大的动能, 并在吸入室造成很低的压力, 因而能将蒸发器的低压 (p_0) 气态制冷剂抽吸到喷射器的吸入室, 以维持蒸发器内的低压, 达到持续制冷。此后, 高速工作蒸气与进入吸入室的低压冷蒸气一起进入混合室。在混合室内这两股气流进行能量交换, 流速逐渐均一, 然后进入扩压室。在扩压室内, 随着流速的逐渐降低, 气流动能转换为压力能, 使得压力逐渐增高, 到出口达到冷凝压力 p_k 。从而实现了冷蒸气从压力 p_0 到 p_k 的压缩过程。增压后的混合蒸气进入冷凝器, 被冷却介质冷却并凝成液体。因此, 蒸气喷射制冷中冷凝器负荷既包括冷蒸气的凝结热, 也包括工作蒸气的凝结热, 而后者又比前者大, 所以在这种装置中冷却水耗量常为压缩式制冷机的 $3\sim 4$ 倍。

由于工作蒸气与制冷剂是同一种物质, 当混合蒸气被冷凝为液体以后, 其中一部分液体即作为制冷剂通过浮球式膨胀阀 10 (见图 6-3) 进入蒸发器 7; 另一部分冷凝液则通过冷凝水泵 8 送回锅炉 1。因此, 蒸气喷射式制冷机不需要有吸收式制冷机中的那种制冷剂分离设备, 因而装置更为简单。

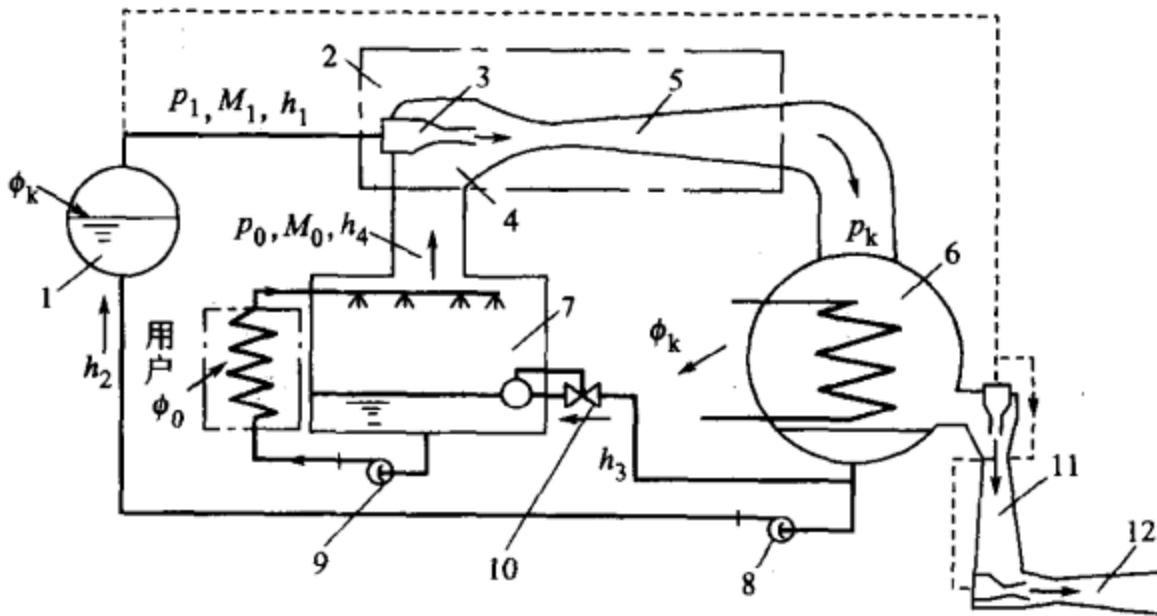


图 6-3 蒸气喷射式制冷的工作原理

- 1—锅炉; 2—蒸气喷射器; 3—喷管; 4—混合室; 5—扩压室; 6—冷凝器;
7—蒸发器; 8—冷凝水泵; 9—冷冻水泵; 10—浮球式膨胀阀;
11, 12—第一、第二辅助喷射器

在水蒸气喷射式制冷机中, 循环在蒸发器和冷用户之间的冷冻水被称为工作水。来自冷用户的工作水与来自浮球式膨胀阀 10 的冷凝水在蒸发器中部分汽化, 形成冷蒸汽, 被喷射器引射排出; 其他部分在蒸发器中被冷却作为工作水, 靠冷冻水泵 9 送至冷用户使用, 升温后再返回蒸发器。

在喷射器中, 工作蒸汽在喷嘴前的初压与喷嘴后的终压之比 p_1/p_0 称为工



作蒸汽膨胀比，或称为压力降低率；引射蒸汽的压缩终压与初压之比 p_k/p_0 称为引射蒸汽压缩比，或称为压力提高率。蒸气喷射器的工作很大程度上取决于这两个比值。

既然水廉价易得并不必要回收，那么在喷射器经增压后的混合蒸汽为什么不能直接排入大气，而必须进入冷凝器，并消耗大量冷却水使之冷凝呢？这是因为喷射器的压缩比有限制。当以水为工质时，蒸发压力与大气压力相差很大。例如，当蒸发温度为 10°C 时蒸发压力为 0.01226bar ，如果大气压力为 1.01bar ，则压缩比高达 82，而一般蒸气喷射器能胜任的压缩比只有 $7\sim 8$ 。在这种条件下，直接排入大气的设想显然是不能实现的。若将上述冷蒸汽增压到 0.0958bar ，压缩比只有 7.81。此时，只要有一个冷凝温度为 45°C 的冷凝器，喷射器就能很好地工作。

为了排除冷凝器中存在的不凝性气体，在冷凝器后设有第一、第二级辅助喷射器，通过两次引射、增压，将其中的不凝性气体排至大气。

(2) 理论循环与实际循环 在温-熵图上的蒸气喷射式制冷理论循环如图 6-4 中的实线所示。流量为 M_1 的工作蒸气在喷嘴中从锅炉压力 p_1 膨胀到蒸发压力 p_0 (过程线 $1\rightarrow 2$)，然后与流量为 M_0 的状态 4 冷蒸气混合，状态 3 的混合蒸气被压缩到冷凝压力 p_k (线 $3\rightarrow 9$)。膨胀和压缩过程均沿等熵线进行，混合过程沿等压线 p_0 进行。在冷凝器混合蒸气被液化 (线 $9\rightarrow 5$)，冷凝液大部分用泵输送到锅炉 (线 $5\rightarrow 6$)，在其中被加热 (线 $6\rightarrow 7$) 和汽化 (线 $7\rightarrow 1$)；另一部分冷凝液经节流 (线 $5\rightarrow 8$) 后返回蒸发器，并在其中进行汽化制冷 (线 $8\rightarrow 4$)。如果假想把喷射器中的压缩过程分为工作蒸气的 $2\rightarrow 10$ 过程和冷蒸气的 $4\rightarrow 11$ 过程，则在蒸气喷射式制冷机中同时进行着两个循环：正的热力循环 $1\rightarrow 10\rightarrow 5\rightarrow 6\rightarrow 7\rightarrow 1$

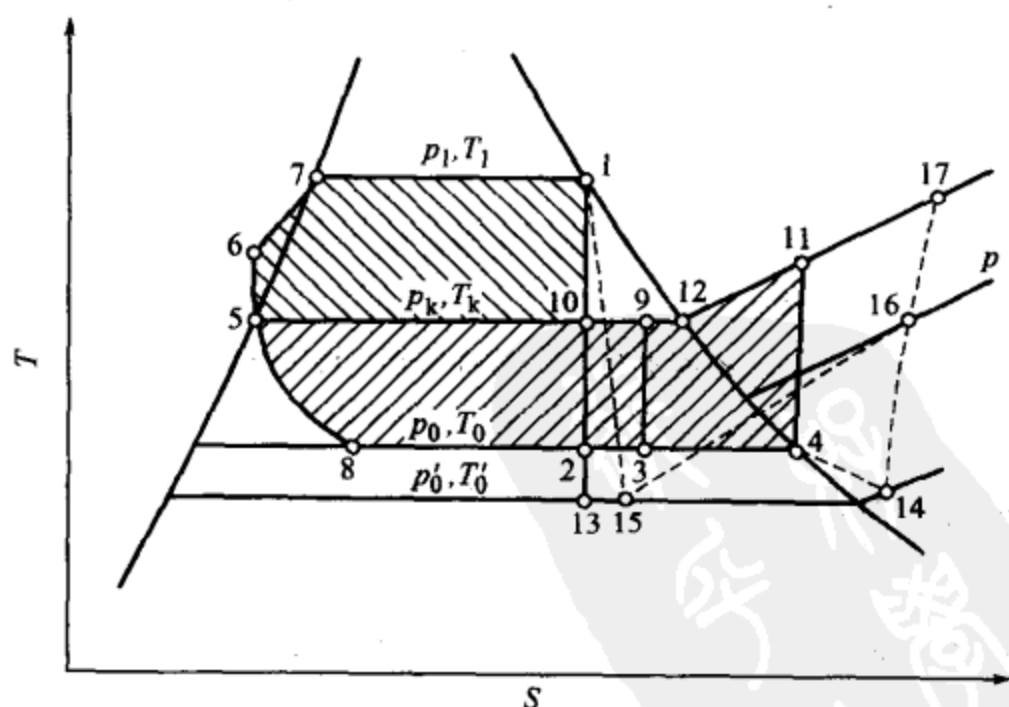


图 6-4 温-熵图上的蒸气喷射式制冷循环



和逆的制冷循环 4→11→12→5→8→4。

喷射器的喷射系数 μ 为引射流体的质量流量与工作流体的质量流量之比，即

$$\mu = \frac{M_0}{M_1} \quad (6-1)$$

式中 M_0 ——冷剂蒸气的质量流量，kg/s；

M_1 ——工作蒸气的质量流量，kg/s。

又

$$\alpha = \frac{M_1}{M_0} = \frac{1}{\mu} \quad (6-2)$$

为工作蒸气的单位消耗量。

在理论循环中，喷射系数 μ_t 可准确地按下式确定

$$\mu_t = (h_1 - h_{10}) / [h_{10} - h_4 + T_k(S_4 - S_1)] \quad (6-3)$$

可以看出，理论循环的喷射系数只与运行工况和工质种类有关。

实际过程与理论过程不同，喷射器的混合室入口压力 p'_0 低于蒸发压力 p_0 。工作蒸气在喷嘴膨胀时，为了克服蒸气流与喷嘴壁面以及蒸气流内部的摩擦，消耗一部分膨胀功，产生摩擦热，因此膨胀过程沿多变线 1→15 进行。

冷蒸气从蒸发器到混合室的过程是由压力 p_0 膨胀到 p'_0 的 4→14 过程。冷蒸气与工作蒸气在喷射器的混合室中混合，速度均一，并使压力从 p'_0 提高到某一压力 p 值的过程分别由线 14→16 和线 15→16 表示。由于两股气流的混合伴随有冲击损失，故过程是增熵的。混合蒸气在扩压室中从压力 p 升压到 p_k ，因为流动动能转化为压力热能的过程是不可逆的，所以此过程也是增熵过程（线 16→17）。冷凝器内混合蒸气的冷却和液化过程为 17→5。

实际循环的喷射系数小于理论循环。它除与运行工况和工质种类有关外，还受上述的许多实际因素的影响。这些因素的影响程度还与喷射器的设计与加工质量有关。此外，不凝性气体的存在也影响喷射系数。

所以，实际喷射系数应由实验决定。图 6-5 给出了根据实验数据确定的水蒸气喷射式制冷机的单位工作蒸汽耗量 α 与 w 值 $[(h_1 - h_2)/(h_{11} - h_4)]$ 的关系。 $(h_1 - h_2)$ 为喷嘴中工作蒸汽从 p_1 绝热膨胀到 p_0 时的比焓差； $(h_{11} - h_4)$ 为冷蒸汽在扩压室中从 p_0 绝热压缩到 p_k 时的比焓增。

(3) 热力计算 蒸气喷射式制冷机的热力系数 ζ 是所制得冷量与所消耗热量之比。在理论循环中

$$\zeta_t = \mu_t q_0 / q = q_0 / \alpha_t q \quad (6-4)$$

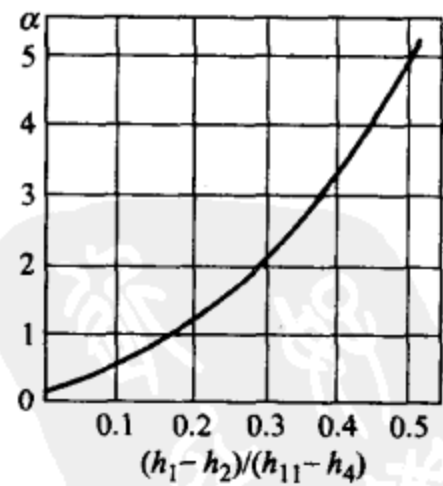


图 6-5 单位工作蒸汽耗量 α 与 w 值 $[(h_1 - h_2) / (h_{11} - h_4)]$ 的关系



在实际循环中

$$\zeta = \mu q_0 / q = q_0 / \alpha q \quad (6-5)$$

式中 q ——相对每 1kg 工作蒸气加入循环的热量, $q = h_1 - h_6$;

q_0 ——每 1kg 冷剂的制冷量, $q_0 = h_4 - h_8$ 。

蒸气喷射式制冷机的热力完善度 η 是实际循环的热力系数与理论循环的热力系数之比

$$\eta = \frac{\zeta}{\zeta_t} = \frac{\mu}{\mu_t} = \frac{\alpha_t}{\alpha} \quad (6-6)$$

现代的蒸气喷射式制冷机的热力完善度约为 $\eta = 0.14 \sim 0.18$ 。

在水蒸气喷射式制冷循环的热力计算时, 为得到制冷量 φ_0 , 应从蒸发器汽化和抽出的冷蒸汽量为

$$M_0 = \varphi_0 / [0.95r_0 + c(t_0 - t_w)] \quad (6-7)$$

式中 0.95——冷蒸汽的干度;

r_0 ——蒸发温度 t_0 下的汽化热;

t_w ——蒸发器的补水温度。

按图 6-5 求得实际的工作蒸汽单位耗量 α 之后, 可求得实际工作蒸汽消耗量 $M = \alpha M_0$ 。

在蒸发器与冷用户间循环的工作水量用 φ_0 除以 $c(t_{s1} - t_0)$ 求得, 其中, t_{s1} 为蒸发器入口工作水温度。

在上述计算中, 蒸发温度 t_0 决定了引射蒸气的压力 p_0 ; 冷凝器中的冷凝压力 p_k 取决于冷却水温和冷凝器的结构特性。

(4) 性能 蒸气喷射式制冷机的设计应能保证制冷机在已定的蒸发温度 (压力) 和冷凝温度 (压力) 的范围内正常工作。这一工作范围的大小受喷射器的最大压缩比的限制。对于某一喷射器来说, 在工作蒸汽压力 p_1 与蒸发压力 p_0 一定的情况下, 喷射器后的压力 p_k 有一最大允许值 $p_{k(cr)}$, 相应有一最高允许冷却水温 $t_{w1(cr)}$, 如图 6-6(a)。当 $t_{w1} \leq t_{w1(cr)}$ 时, 吸入冷蒸汽量 M_0 (或制冷量 φ_0) 不变, 并等于喷射器所能引射的最大冷蒸汽量 $M_{0(cr)}$ (或最大制冷量 $\varphi_{0(cr)}$)。当 $t_{w1} > t_{w1(cr)}$ 时, M_0 和 φ_0 迅速减少, 喷射器处于不稳定工作状态, 甚至会由于一部分工作蒸汽进入蒸发器, 反而把其中的工作水加热了。喷射器在一定工作蒸汽和冷蒸汽参数下, 由 $t_{w1(cr)}$ 或 $p_{k(cr)}$ 所产生最大制冷量的工况称临界工况。它规定了运行中允许出现的最不利温度条件。在达到这个临界工况之前, 提高冷凝压力对引射蒸气的流量没有影响, 也即不会影响装置的制冷量。

制冷机的负荷增加使蒸发温度 t_0 升高 [在图 6-6(a) 中由 $t_0 = n$ 变为上面的 $t_0 = m$ 曲线], 相应提高了 M_0 和 φ_0 , 并降低了喷射器后的临界压力值 $p_{k(cr)}$, 使



图中 $t_{w1(cr)}$ 点向左移。

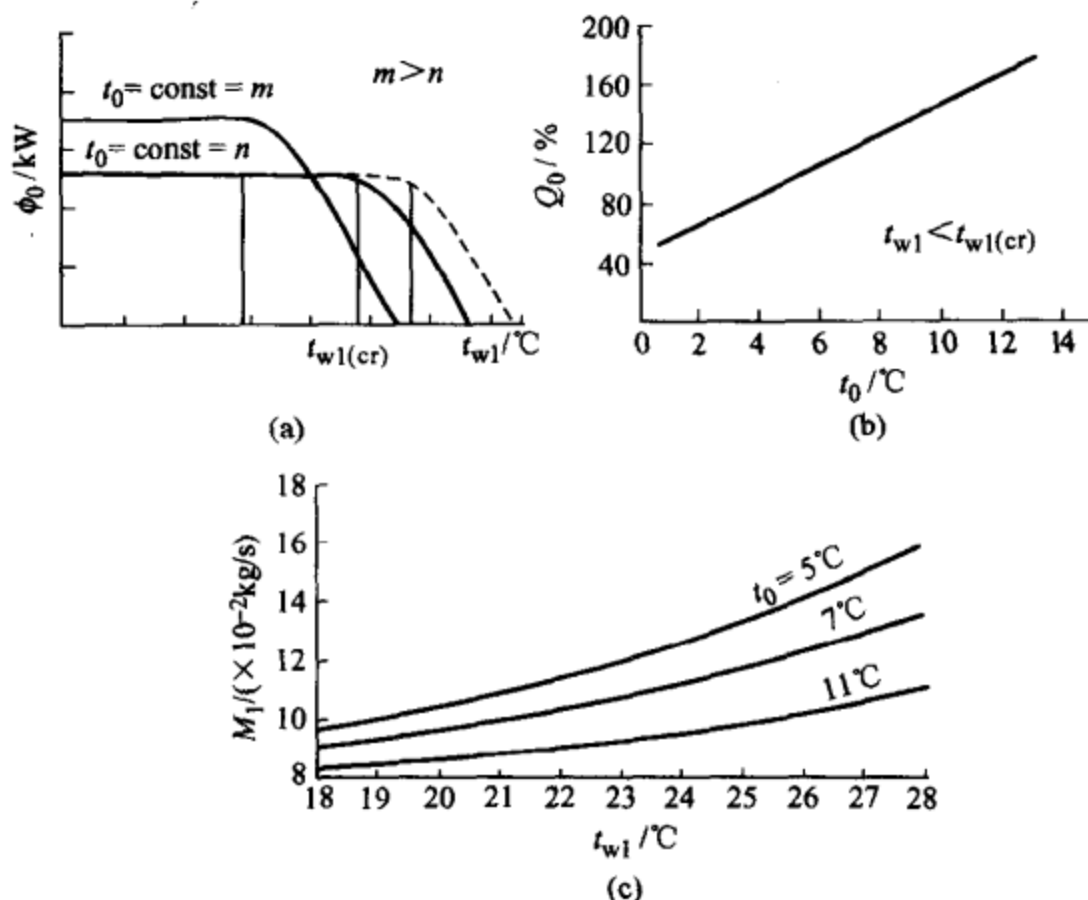


图 6-6 水蒸气喷射式制冷机的运行特性

- (a) 在一定的蒸发温度 t_0 条件下, 制冷量 φ_0 与冷凝器冷却水出口温度 t_{w1} 的关系; (b) 当改变蒸发温度 t_0 时, 制冷量 φ_0 的变化特性; (c) 当工作蒸汽压力为 800kPa 时, 主喷射器中工作蒸汽消耗量的估算值 (每 100kW 制冷量的流量) 与冷凝器冷却水出口温度 t_{w1} 的关系

提高工作蒸汽压力可使 $p_{k(cr)}$ 和 $t_{w1(cr)}$ 稍有提高 [图 6-6(a) 中的虚线]。但此时 φ_0 实际上不增加, 因此, 从另一方面讲, 如果能保证 $t_{w1(cr)} > t_{w1}$, 降低工作蒸汽压力不会引起装置制冷量的变化。

当工作水温在 0~15°C 时, 机器的制冷量随蒸发温度的升高呈线性关系增长 [见图 6-6(b)]。

图 6-6(c) 表示了工作蒸汽消耗量的估算值随冷却水温和蒸发温度变化的关系。在对蒸气喷射式制冷机与其他型式制冷机进行耗能比较时, 可用该图大致估计工作蒸汽消耗量。

对于水蒸气喷射式制冷机来说, 适宜的工作蒸汽压力为 700~1000kPa (7~10bar)。在该压力范围内, 可以得到较为满意的冷凝器、主喷射器、管道及附件的结构尺寸。当压力太低时, 蒸汽消耗量剧烈增加, 见图 6-7。而压力太高时, 蒸汽消耗量减少不多, 但设备

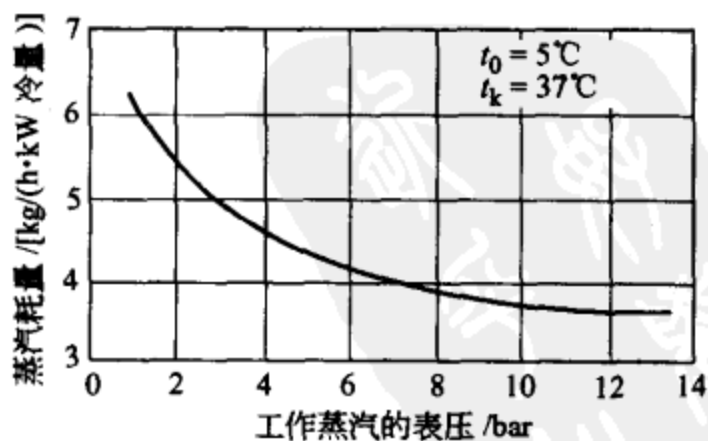


图 6-7 工作蒸汽压力与蒸汽消耗量的关系

的强度条件要提高，致使机器昂贵。

如果为了利用低品位余热，采用低于 700kPa（包括 120~200kPa）的工作蒸气，虽然需要增大机器的结构尺寸，有时也是有利的。当采用低沸点工质时，可以利用太阳能等低品位热源。

蒸气喷射式制冷机虽然构造简单，但损失很大。这是因为正反循环的工质必须相同，锅炉中需维持很高的压力；工作蒸气必须先膨胀到压力 p_0 ，然后再压缩到 p_k ，蒸气在膨胀、压缩和混合过程中都有不可逆损失。蒸气喷射器的简单结构并未简化正循环中获得正功和将功传给反循环的物理过程，反而使过程复杂化，所消耗的功更多。

在相同的热源条件下，蒸气喷射式制冷机与用热力发动机驱动的压缩式制冷机的可逆循环热力系数是相同的，但前者损失较大，实际效率较低。

对于蒸气喷射器来说，降低引射流体的压力及相应的蒸发温度，并不降低引射流体的容积流量；又由于喷射器的结构简单，管理方便，因此，在蒸气压缩式制冷或氨吸收式制冷系统中，因需要获得低蒸发温度而采用双级时，可用喷射器作低压级的升压器，构成压缩-喷射式或吸收-喷射式制冷系统。

6.3 太阳能增压喷射制冷循环系统

(1) 压缩-喷射制冷系统 太阳能是属于低品位能源，和工业上的余热一样为可利用的低焓能。为了节约能源和环境保护，必须研究这些低焓能的应用。近年来，国内外在喷射式制冷方面进行了大量的研究工作，取得了一定的成果，但单一喷射式制冷循环的热力性能有限，其能量利用经济性较低，设备体积也较大，因此该制冷系统的应用受到了很多的障碍。最近，M. SOKOLOV 和 D. HERSHGAL 经过多年研究提出一种改进方案，即以机械压缩提高引射压力，从而使整个喷射制冷效率得到有效提高，压缩-喷射制冷系统成为很有竞争力的能源利用方式。

① 纯喷射制冷循环 纯喷射制冷循环系统及其在 $p-H$ 图（压力-焓图）上对应的热力循环分别如图 6-8、图 6-9 所示。

假设 Q_e 、 Q_c 和 Q_g 为蒸发器、冷凝器和发生器中的换热量， W_m 是循环所需的机械能，制冷系统的能量利用系数 COP 值即为

$$COP = Q_e / (Q_g + W_m) \quad (6-8)$$

图 6-9 为在 T_e 、 T_c 和 T_g （分别为蒸发器、冷凝器和发生器的绝对温度）之间运行的具有最大可能 COP 值的可逆循环。在 T_g 和 T_c 之间运行的动力循环效率为

$$W/Q_g = (T_g - T_c) / T_g \quad (6-9)$$



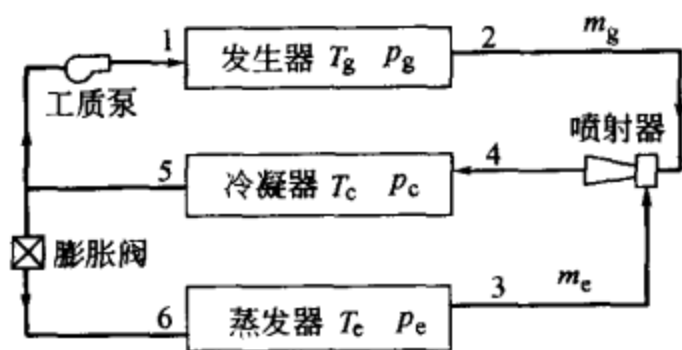


图 6-8 纯喷射制冷循环系统图

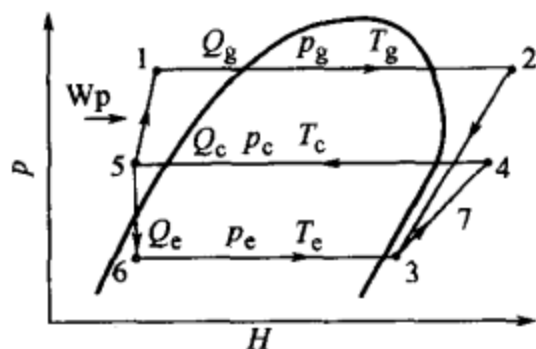


图 6-9 纯喷射制冷循环 p - H 图

同理，在 T_e 和 T_c 之间的制冷循环的 COP 值为

$$Q_e/W = T_e/(T_c - T_e) \quad (6-10)$$

将式(6-9)和式(6-10)代入式(6-8)得到

$$\begin{aligned} COP_i &= Q_e/Q_g = T_e/T_g \times (T_g - T_c)/(T_c - T_e) \\ &= (1 - T_c/T_g) [T_e/(T_c - T_e)] \end{aligned} \quad (6-11)$$

式(6-11)表明了在这种情况下选择循环温度的大致准则，即为了获得最大 COP 值，蒸发器和发生器温度应该尽可能的高，而冷凝温度应该尽可能的低。

在喷射循环中，获得的发生器热量是近似于无偿的，所以通常定义的纯喷射制冷循环的 COP 并不反映实际经济性，在这种情况下，定义了机械 COP 值为

$$COP_m = Q_e/W_m \quad (6-12)$$

② 压缩-喷射制冷循环 压缩-喷射制冷循环的特点在于从蒸发器出来的蒸汽经过一个增压器（图 6-10），喷射器在较高的引射压下工作，喷射系数得到提高。图 6-11 为压缩-喷射制冷循环的 p - H 图。

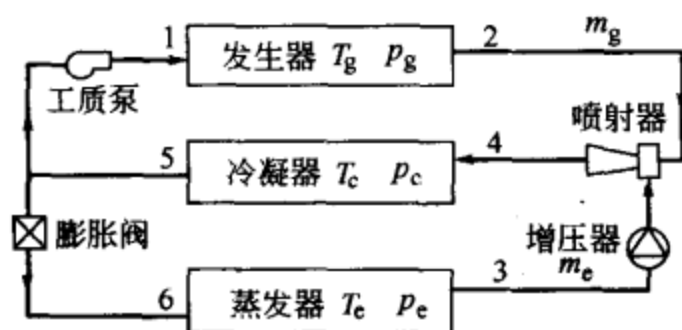


图 6-10 压缩-喷射制冷循环系统图

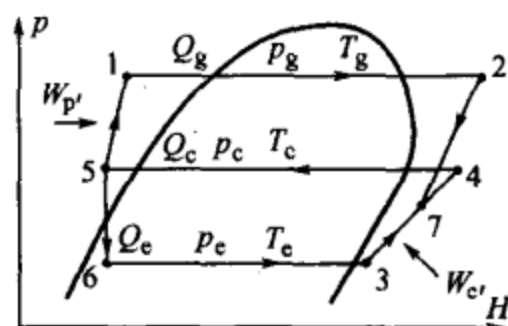


图 6-11 压缩-喷射循环 p - H 图

现对压缩-喷射制冷循环与纯喷射制冷循环进行热力学分析，并做以下假设：

- 两系统具有相同的工况（即相同的冷凝器、蒸发器和发生器温度）；
- 假设高温热源为恒温热源；
- 两系统有相同的制冷负荷。

对纯喷射制冷循环能量系数的表达式

$$COP_p = Q_e/(Q_g + W_p) \quad (6-13)$$



$$Q_g = m_e / \mu (h_2 - h_1) \quad (6-14)$$

喷射系数 μ 是发生器压力 p_g 、蒸发器压力 p_e 和冷凝器压力 p_c 的函数，即

$$\mu = f(p_g, p_e, p_c) \quad (6-15)$$

纯喷射制冷循环的机械功 W_p 可表示为

$$W_p = m_e / \mu \times (h_1 - h_5) / \eta_p \quad (6-16)$$

将式(6-14)和式(6-16)代入式(6-13)，得

$$COP_p = Q_e / \{ m_e / \mu \times [(h_2 - h_1) + (h_1 - h_5)] / \eta_p \} \quad (6-17)$$

对压缩-喷射制冷循环能量系数的表达式

$$COP_f = Q_e / (Q'_g + W'_p + W'_c) \quad (6-18)$$

$$Q'_g = m_e / \mu' (h_2 - h_1) \quad (6-19)$$

喷射系数 μ' 是发生器压力 p_g 、增压器出口压力 p_7 和冷凝器压力 p_c 的函数表示为

$$\mu' = h(p_g, p_7, p_c) \quad (6-20)$$

$$W_{p'} = m_e / \mu' (h_1 - h_5) / \eta_p \quad (6-21)$$

η_p 为工质泵机械效率，增压器耗功为 W'_c ；分别将式(6-19)、式(6-21)代入式(6-18)，得

$$COP_f = Q_e / \{ m_e / \mu' [(h_2 - h_1) + (h_1 - h_5) / \eta_p + W'_c] \} \quad (6-22)$$

以热力学第一定律计算， W'_c 与 $(h_2 - h_1)$ 和 $(h_1 - h_5) / \eta_p$ 之和相比可以忽略，故有

$$COP_f / COP_p \approx h(p_g, p_7, p_c) / f(p_g, p_e, p_c) \quad (6-23)$$

因 $p_7 / p_e > 1$ ，有

$$h(p_g, p_7, p_c) > f(p_g, p_e, p_c) \quad (6-24)$$

故 $COP_f / COP_p > 1$ ，即 $COP_f > COP_p$

所以压缩-喷射系统的 COP 值大于纯喷射制冷系统的 COP 值；通常在一般空调工况下，纯喷射制冷系统的冷凝温度只能达到 30°C 左右，而在压缩喷射式制冷循环中经过增压器的升压作用，工作蒸气实质上经过两级压缩，故允许在保证系统 COP 值仍较高的前提下使冷凝温度提高到 50°C 。实现这样一个兼制冷与供热于一体的空调系统，对于提高整个系统的能量利用率和经济性具有很好的意义。

经过实验室的试验可以证明上述分析结果和参数变化趋势。

a. 实验台主要部件简介

① 增压器：实际上就是在低压缩比下工作的压缩机，型号为 SD-508。

② 喷射器：通过编制的设计优化计算机程序完成喷射器的设计。采用螺纹调节喷嘴与混合室入口距离 L_c 。



③ 工质泵：采用柱塞式计量泵，型号为 2ZJ-30。

④ 各换热器型式：蒸发器、冷凝器及发生器全部采用套管式逆流布置。

b. 性能实验。实验在设计工况下用同一喷射器在喷嘴的三个位置做了实验，结果见表 6-1。

表 6-1 性能实验结果数据

L_c/mm	Q_g/W	Q_c/W	Q_e/W	W_e/W	COP_m	μ	COP_t
13.2	2061.26	3540.68	1067.44	243.66	4.38	0.36	0.46
15.6	1558.41	1351.78	1006.04	263.64	3.82	0.45	0.55
17.2	1722.14	3930.99	867.79	259.55	3.34	0.35	0.44

从试验结果可以看出：

a. 一般喷射制冷系统 COP 为 20% 左右（蒸发温度 10°C ，冷凝温度 37°C ），而压缩-喷射制冷系统的初步实验结果可达 50%（蒸发温度约 10°C ，冷凝温度 50°C ）。当然这是以耗费一定的机械能为代价的，机械 COP 值可达 3.8；

b. 图 6-12 中，在额定蒸发温度下，喷射系数与系统 COP 几乎同时达到峰值，证明喷射系数与热力学第一定律之间的关系，小于或大于额定工况都不利于系统性能；

c. 图 6-13 中，在接近额定蒸发温度下，系统 COP 值、机械 COP 也有上述关系，证明系统在额定工况下良好的匹配，但蒸发温度大于额定值时，机械 COP 值非线性波动；

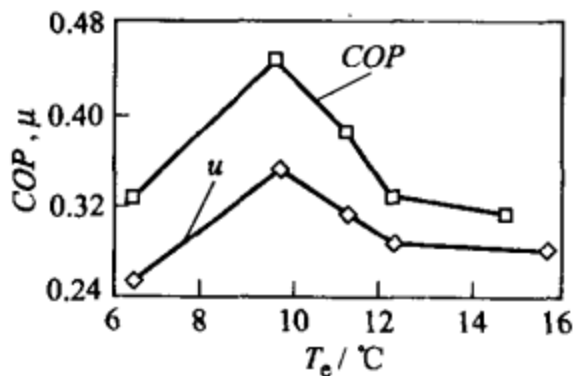


图 6-12 一定蒸发温度下喷射系数与系统 COP 变化图

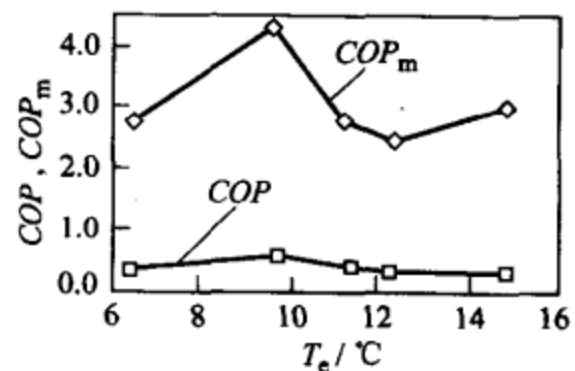


图 6-13 一定蒸发温度下系统 COP 与机械 COP 变化图

d. 图 6-14、图 6-15 中，表示喷射压力与系统 COP 及引射压力（增压器出口压力）与喷射系数之间的关系，随喷射压力和引射压力的提高，系统 COP 、喷射系数都有所提高。

(2) 太阳能喷射式制冷系统 图 6-16 为太阳能增压喷射式制冷系统，在换热器 2 中，制冷剂吸热汽化、增压，产生饱和蒸气。蒸气进入喷射器 4，经喷嘴高速喷出膨胀，在喷嘴附近产生真空，从而将蒸发器 9 中的低压闪蒸蒸气经过回



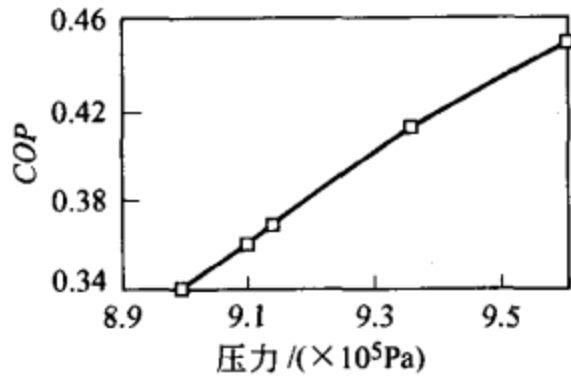


图 6-14 喷射压力与 COP 关系图

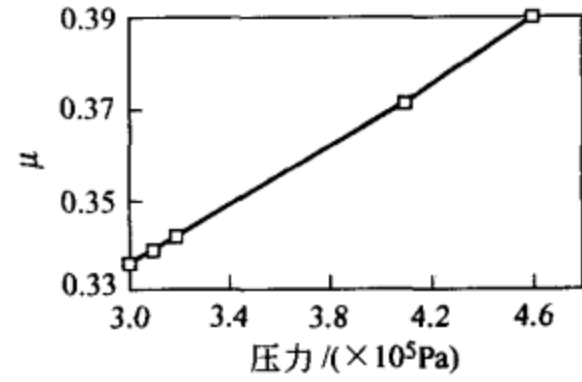


图 6-15 引射压力与喷射系数关系图

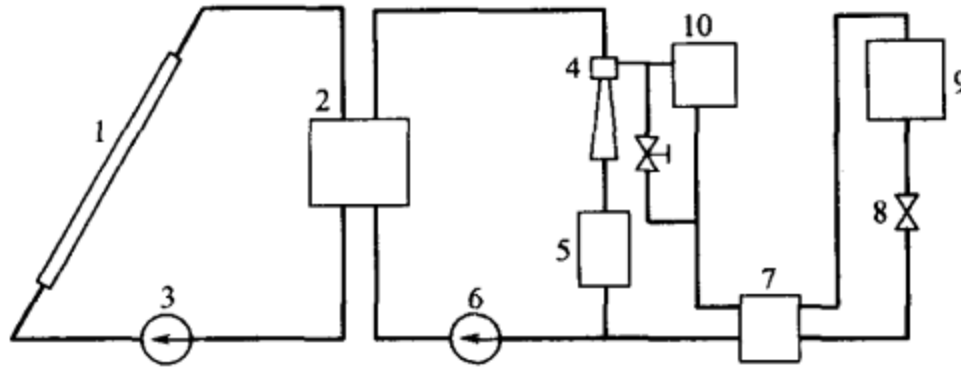


图 6-16 太阳能增压喷射式制冷系统

1—太阳能集热器；2—换热器（蓄热器）；3—泵；4—喷射器；5—冷凝器；
6—泵；7—回热器；8—节流阀；9—蒸发器；10—增压器

热器 7、增压器 10 吸入喷射器（使用回热器 7 和增压器 10 可以提高喷射器以及系统工作效率，为选择部件）。这两股气体在喷射器中混合、升压。喷射器 4 出来的混合气体进入冷凝器 5 进行放热、凝结。然后冷凝液分为两股，一股经过回热器 7、通过节流阀 8 降压后进入蒸发器 9，在那里吸热、汽化，完成制冷负荷；另一股通过循环泵 6 升压后，再进入换热器 2 中。

因此，喷射循环可以认为由两个子回路构成。一个是能量子回路，是流经换热器 2、在换热器 2 和冷凝器 5 间循环的部分，为正向卡诺循环，为压缩提供动力。另一个是制冷子回路，是制冷剂流经蒸发器 9，工作在蒸发器 9 和冷凝器 5 间的部分，为逆向卡诺循环，完成制冷负荷。在喷射式制冷系统中，循环泵是唯一的运动部件，从而系统有很高的可靠性。

在最初的喷射式制冷研究中，人们多使用氟里昂（氟氯烷，Freon）制冷剂，如 R12，R11。虽然取得了较好的效果，但是随着大气臭氧层保护问题的日益紧迫，更多的人目光转向采用对环境保护有利的制冷剂，如 R142b、R141b、HCFC-123 等。

喷射式制冷循环具有结构简单、紧凑、运行稳定等优点，但同其他制冷方式比较，其性能系数偏低。为此很多研究者提出了和设计了增压喷射循环和压缩喷射混合循环两种解决方案。在增压喷射循环中，从蒸发器出来的制

冷剂蒸气需要经过两级压缩：常规机械式压缩和喷射器压缩。因为喷射器效率对引射流压力变化非常敏感，所以，利用常规压缩机来提高引射流压力可以大大提高喷射器乃至整个系统的 COP ；压缩喷射混合循环包括常规机械压缩循环和喷射式循环，两个循环并行运行，通过中间冷却器连接起来。这样可以同时提高引射压力和改善系统运行效果。通过对以上两种系统比较，混合循环在易于控制和保证工质参数方面更有优势。然而，不论哪一种方案，都是以消耗少量电能为代价，换取了系统性能系数的大幅提升。例如，在热源温度为 86°C 、冷凝温度为 30°C 、蒸发温度为 8°C 的条件下，虽然可逆喷射循环的理想 COP 可达 1.08，但实际循环 COP 却只有 0.252。如果用机械压缩机引射压力提高 690mbar（压缩比 2.09），那么，系统的 COP 值可提高 3 倍，热源热量耗费降低 333%，同时还减少了冷凝负荷，而所需付出的代价是 119W（制冷量 1000W）的机械功。

另一方面，将喷射器与其他系统结合使用，可以有效地改进工艺过程、节能降耗，或者在不增加系统复杂性的基础上产生出新的更高效的制冷系统。现列举几种仅供参考。

① 带有喷射器的吸收系统 如图 6-17 所示。Chung 等和 Chen 将喷射器置于常规单效吸收系统的回热器和吸收器中间，利用从发生器中出来的高温浓液作为喷射器驱动流体，从蒸发器吸入蒸气，排到吸收器。吸收器压力的提高减小了溶液循环倍率，从而提高了吸收系统效率。然而，这种布置要求制冷剂蒸气密度要比较大，这是受到液体驱动喷射器不能适应制造较高真空度的限制。

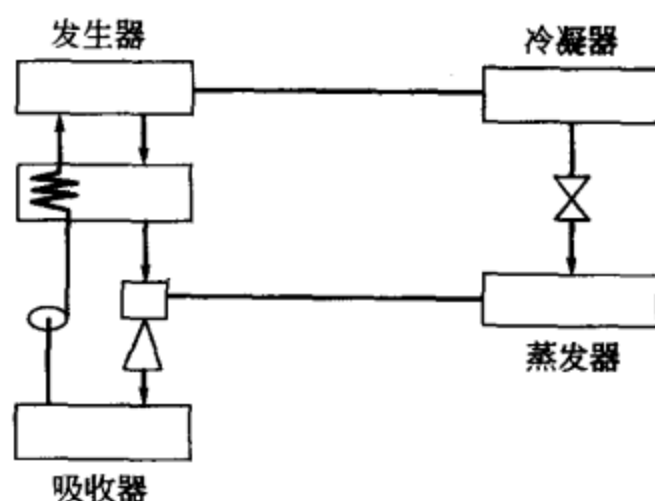


图 6-17 带有喷射器的吸收系统

② 喷射-吸收混合系统（图 6-18）

Aphornratana 发明将喷射器安装在单效机的发生器与冷凝器之间，从蒸发器吸入部分蒸气，排到冷凝器中，对于发生器产生的每单位质量蒸气，在蒸发器中都可以有 $(1+R_m)$ 质量的制冷剂参与蒸发，从而使得混合系统性能系数比普通单效机高大约 R_m 倍（ R_m 为喷射器喷射系数）。通过实验，他们发现可以提高系统性能系数 50% 左右。在研究中他们也发现，这种混合系统同样也具有了喷射器工作特点：受出口压力的影响较大。当出口压力降到临界压力以下时，系统效率将与常规系统一样，此时，喷射器已经失去效果，更为关键的是要防止热流体逆流回蒸发器。顾兆林等基于同样方法，对以 $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnCl}_2$ 为工质的吸收-喷射系统进行了性能分析研究。结果表明，吸



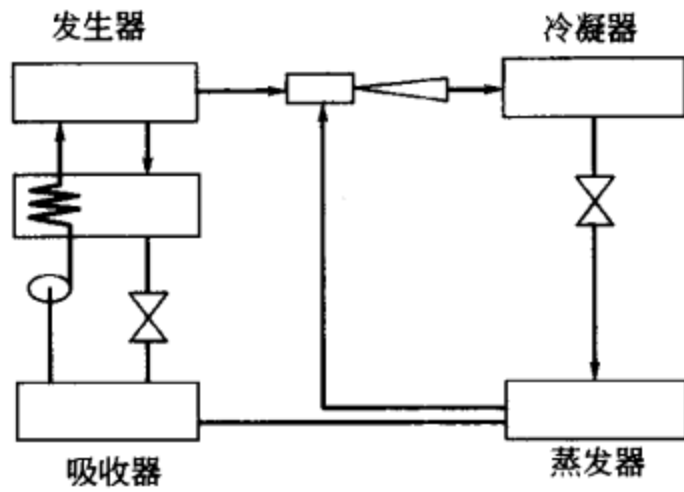


图 6-18 喷射-吸收混合系统

收-喷射式制冷系统的复杂程度比双效机要简单许多，但是性能却可以与之媲美。然而，这个系统以提高发生器温度作为代价来驱动喷射器正常工作，这将增加系统对热源的要求。同时，还必须权衡由于发生器温度提高带来的循环倍率增加和腐蚀、结晶问题与系统使用喷射器之间的利益关系。例如，常规的单效吸收制冷系统的发生器温度为 $65\sim 80^{\circ}\text{C}$ ，而这种系统的发生器温度达到了 $190\sim$

205°C ，从而热损失也从 20% 增加到了 50% 。

③ 喷射再压缩-吸收系统 Eames 提出了吸收-再压缩系统，如图 6-19 所示，以便更为有效地利用高温热源进行制冷的系统。在这个系统中，锅炉产生的高温高压蒸汽没有直接进行常规发生器热利用过程，而是驱动喷射器从发生器中吸入一部分蒸汽后、再进入发生器。这样就实现了发生器中蒸汽热量回收，提高了系统热量利用效率，系统整体性能得到了提高。通过试验，他们验证了这个系统的可行性。在设计条件下（热源温度为 200°C ，吸收温度为 30°C ，蒸发温度为 5°C ，冷凝温度为 30°C ），理论制冷量为 5.5kW 。实际在试验中他们得到的制冷量为 5kW ， COP 为 1.2 ，虽然这个数值低于理论分析得到的 $COP=1.3$ ，但是与单效吸收制冷系统（ COP 大约为 0.7 ）比较起来，系统效率依然得到了大幅度的提高。

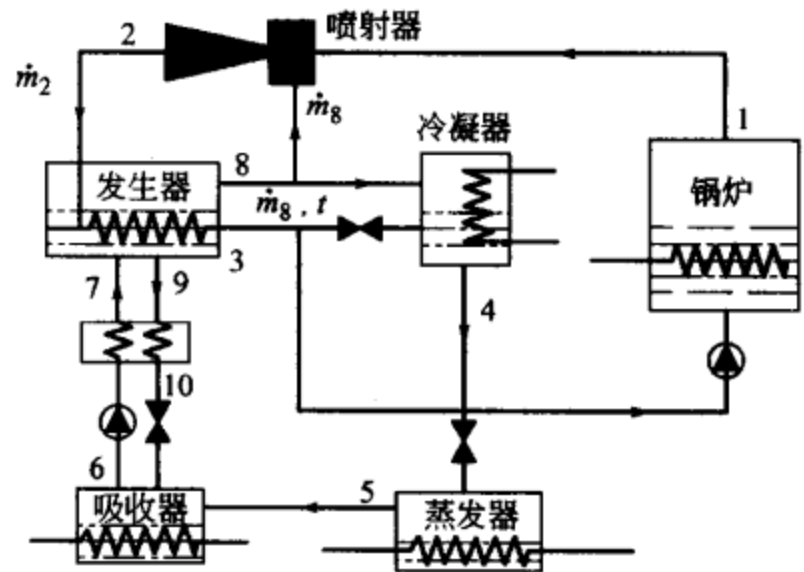


图 6-19 喷射再压缩-吸收系统

这个系统除实现了发生器蒸汽再利用以外，还解决了热源温度比较高的时候单效吸收制冷系统发生器由于温度升高而容易出现的腐蚀和结晶问题，但系统结构比双效吸收制冷系统简单许多。这个系统的高效运转依赖于喷射器的工作效率，在研究中他们也注意到了这个问题。

④ 吸附-喷射混合制冷系统 图 6-20 表示了太阳能吸附-喷射混合系统，从图中可以看到，喷射器和吸附器替代了常规机械压缩系统，系统中使用了沸石-水作为工质对。由于系统要求太阳能集热器达到的温度比较高，所以使用了混合

抛物线聚焦集热器，从而使得太阳能集热器工作温度可以达到 $200 \sim 300^{\circ}\text{C}$ 。王如竹等研究的太阳能吸附-喷射混合系统如图 6-20 所示，他们预测这样的混合系统 COP 比没有使用喷射器以前增加 10%， COP 从 0.3 变到 0.33。

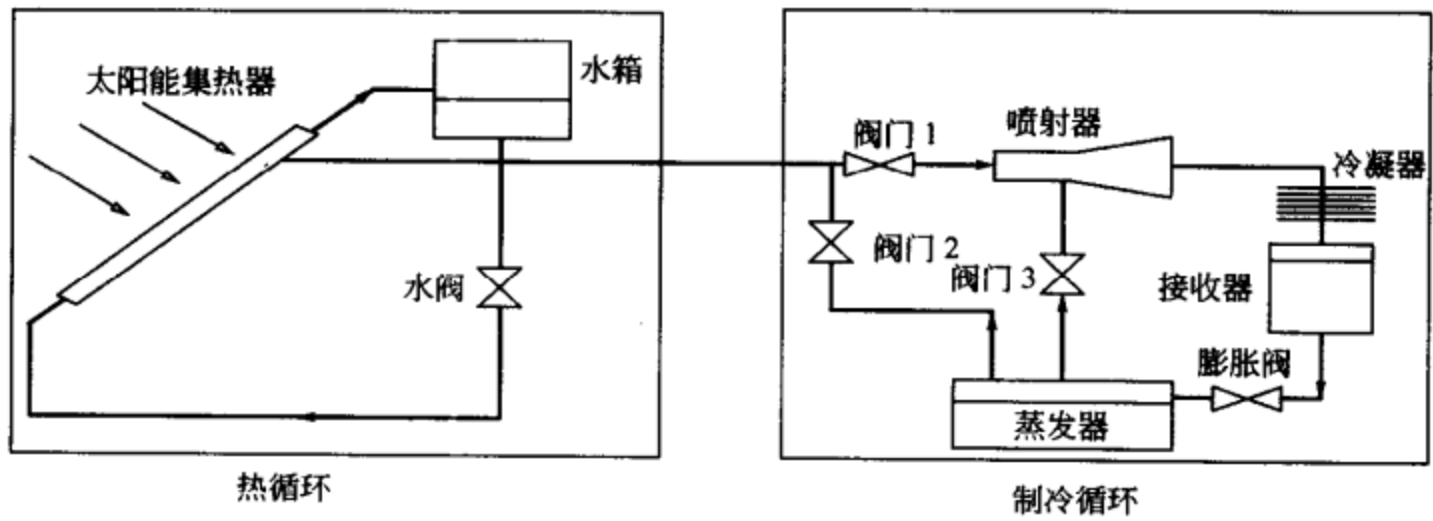


图 6-20 吸附-喷射混合制冷系统



第7章 太阳能热机驱动压缩式制冷

7.1 概述

液体汽化过程要吸收比潜热，而且液体压力不同，其饱和温度（沸点）也不同，压力越低，饱和温度越低。例如，1kg的水在8.72mbar压力下，饱和温度为5℃，汽化时需要吸收2489.05kJ的热量；1kg的氨液在1个大气压下汽化时，需吸收1368.15kJ的热量，可达-33.3℃的低温。因此，只要创造一定的低压条件，就可以利用液体的汽化获取所要求的低温。

液体汽化制冷的工艺过程如图7-1所示。图中点划线以外部分为制冷段，氨液（制冷中称为制冷剂，也可以是氟里昂等液体）从储液器经膨胀阀，降低了压力和温度。低压低温的氨液流入蒸发器，吸收周围空气或物体的热量而汽化，从而使室温或物体的温度降低，以达到制冷的目的。

图7-1中点划线以内部分为液化段，它的作用是一方面使蒸发器内保持一定的

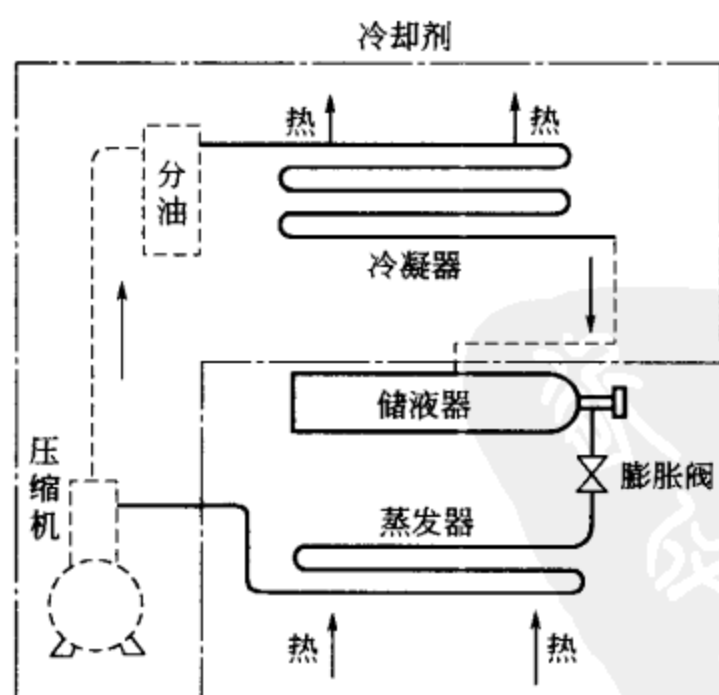


图 7-1 液体汽化制冷的工艺过程

的低压力；另一方面使在蒸发器中汽化了的制冷剂液化，重新流回储液器，再去制冷。液化的方法是使来自蒸发器的低压制冷剂增压，提高它的饱和温度，再利用自然界中大量存在的常温空气或水（统称为冷却剂），使之在冷凝器内冷凝液化。图7-1所示的制冷系统采用压缩机使气态制冷剂增压，故称为蒸气压缩式制冷。

蒸气压缩式制冷的工作原理是使制冷剂在压缩机、冷凝器、膨胀阀和蒸发器等热力设备中进行压缩、放热、节流

和吸热四个主要热力过程，以完成制冷循环。

理想制冷循环为逆向卡诺循环，它是由两个定温过程和两个绝热过程组成。在实现制冷过程中是由两个定压过程、一个绝热压缩过程和一个绝热节流过程组成。蒸气压缩式制冷的理论循环的工艺流程和温熵图上的表示见图 7-2。

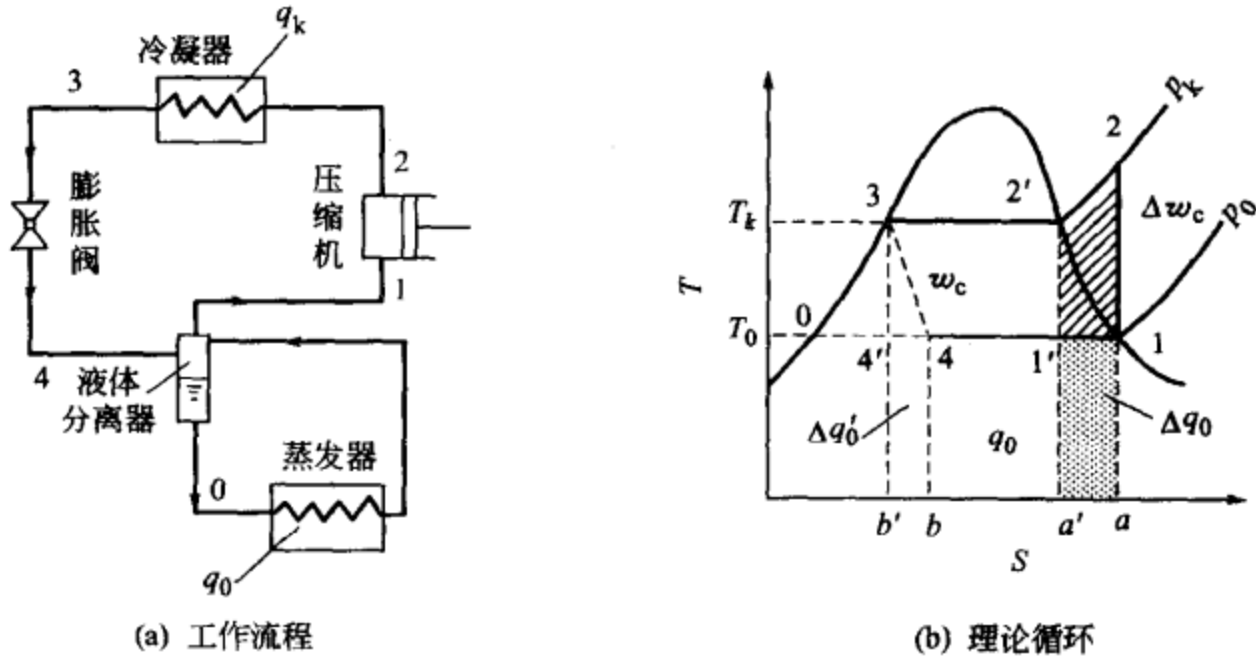


图 7-2 蒸气压缩式制冷的理论循环

为此需要说明的是，实现上述制冷循环采用了以下特点的措施。

(1) 用膨胀阀代替膨胀机 从理想制冷循环来看，为了能够充分利用制冷剂从高压状态变为低压状态过程的膨胀功，设有膨胀机。这样做在理论上是经济的，但是在普通蒸气压缩式制冷的实践中并不合理。因为进入膨胀机的是液态制冷剂，一则它的体积变化不大，再则机件特别小、摩擦阻力大，以致使所能获得的膨胀功常常不足以克服机器本身的摩擦阻力，因此蒸气压缩制冷装置中通常用膨胀阀代替膨胀机，以简化制冷装置，同时还便于根据负荷变化调节进入蒸发器的制冷剂流量。

采用膨胀阀代替膨胀机，来自冷凝器的液态制冷剂在通过膨胀阀的节流过程中有摩擦损失和涡流损失，同时，这部分机械损失又转变为热量，加热制冷剂，将一部分液态制冷剂汽化，所以，节流后的制冷剂状态 4 比绝热膨胀后状态 4' 的干度有所增加，比熵也有所增加，如图 7-2(b) 所示。

(2) 干压缩代替湿压缩 理想蒸气压缩制冷循环为实现两个定温过程，压缩机吸入的是湿蒸气，这种压缩过程称为湿压缩。湿压缩有下列缺点。

① 压缩机吸入湿蒸气，低温湿蒸气与热的汽缸壁之间发生强烈热交换，特别是落在汽缸壁上的液珠，更是迅速蒸发而占据汽缸的有效空间，使压缩机吸入的制冷剂质量减少，从而使制冷量显著降低。

② 过多的液珠进入压缩机汽缸后，很难全部立即汽化，这时，既破坏压缩



机的润滑，又会造成液击，使压缩机遭受破坏。

因此，蒸气压缩制冷装置在实际运行中严禁发生湿压缩现象，要求进入压缩机的制冷剂为干饱和蒸气或过热蒸气，这种压缩过程称为干压缩。干压缩是蒸气压缩制冷机正常工作的一个重要标志。

如何实现干压缩？如图 7-2(a) 所示，可在蒸发器出口（或附在蒸发器上）增设一个液体分离器。来自蒸发器的气态制冷剂先进入液体分离器，降低气流速度，改变气流运动方向，使气流中混有的较重的液滴分离，沉于分离器底部，再返回蒸发器。分离器上部的干饱和蒸气则被压缩机吸走，以保证干压缩。这样，进入压缩机的制冷剂状态点位于饱和蒸气线上，即图 7-2(b) 中的 1 点。制冷剂的绝热压缩过程在过热蒸气区进行，即从状态点 1 起，直至与冷凝压力 p_k 线相交为止，压缩终了状态点 2 是过热蒸气。因此，制冷剂在冷凝器中并非定温凝结过程，而是定压过程。

在温熵图上可看出上述措施会引起损失而降低制冷系数，见图 7-2(b)。在相同的蒸发温度和冷凝温度条件下，与理想制冷循环 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 4' \rightarrow 1'$ 相比，由于膨胀阀产生以下两部分损失。

① 由于节流过程是不可逆过程，制冷剂吸收摩擦热，产生无益的汽化，降低了有效制冷量。理想循环的制冷量 q_0 在图上应为面积 $1'4'b'a'1'$ ，而实际循环中每千克制冷剂所能吸收的热量（称为单位质量制冷能力）减少 $\Delta q'_0$ ， $\Delta q'_0$ 可用面积 $44'b'b4$ 表示。

② 损失了膨胀机的有用功。因此，每千克制冷剂在制冷循环中所消耗的功量就是压缩机的耗功量，即等于 w_c ，比理想制冷循环多消耗 w_e ， w_e 可用面积 $034'0$ 表示。由于节流前后制冷剂的比焓不变， $h_3 = h_4$ ，所以面积 $034'0$ 等于面积 $44'b'b4$ 。就是说，采用膨胀阀以后，所损失的功量都变成了热量，被制冷剂吸收，因而减少了有效制冷量。

显然，采用膨胀阀代替膨胀机，制冷循环的制冷系数有所降低，其降低的程度称为节流损失。节流损失大小除随冷凝温度与蒸发温度之差 ($T_k - T_0$) 的增加而增大以外，还与制冷剂的物理性质有关。由温熵图可见，饱和液线越平缓（即液态制冷剂的比热越大），以及制冷剂的比潜热越小，或冷凝压力 p_k 越接近其临界压力 p_{kr} ，节流损失越大。这是因为，对理想制冷循环来说，冷凝温度和蒸发温度一定时，制冷系数为定值，即比值 $q_0 / \Sigma W$ 为定值。如果液态制冷的比热容越大，损失的制冷量 $\Delta q'_0$ 和膨胀功 w_e [图 7-2(b) 中面积 $034'0$] 均较大；而制冷剂的比潜热越小或冷凝压力越接近临界压力，则制冷量 q_0 越小，这样，尽管循环所耗功量 ΣW 也要相应减少，但是，以膨胀阀代替膨胀机的制冷循环



的制冷系数 $\epsilon_{\text{节}} = \frac{q_0 - \Delta q_0'}{\sum W + \Delta q'} = \frac{q_0 - q_0'}{w_c}$ 将越小。

如图 7-2(b) 所示, 采用膨胀阀的湿压缩制冷循环 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1'$ 中, 制冷剂的单位质量制冷能力为 q_0 (面积 $a'1'4ba'$), 单位质量耗功量为 w_c (面积 $1'2'301'$), 制冷系数 $\epsilon' = \frac{q_0}{w_c}$ 。而采用膨胀阀的干压缩制冷循环 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$ (也就是实际蒸气压缩制冷的理论循环), 单位质量制冷能力增加 Δq_0 (面积 $a11'a'$), 单位质量耗功量增加 Δw_c (面积 $122'1'1$)。此时, 制冷系数 $\epsilon = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_c + \Delta w_c}$, 与制冷系数 ϵ' 相比, 分子和分母均有所增加, 难于直接判断优劣。但是可以明确指出, 采用干压缩后, 对于大多数制冷剂来说, 制冷系数将有所降低, 其降低的程度称为过热损失, 它与制冷剂性质有关, 一般来说节流损失大的制冷剂过热损失较小, 而且, p_k/p_{kr} 越大, 过热损失会越大。

因此, 实际采用的蒸气压缩制冷理论循环的制冷系数除与低温和高温热源的温度有关以外, 还与制冷剂的热力性质有关。因此, 研究用适宜的制冷剂对节约能量有很大意义。

实际采用的蒸气压缩制冷理论循环有节流损失和过热损失, 它的制冷系数小于有传热温差的逆卡诺循环的制冷系数。因此, 采取措施减小节流损失和过热损失, 提高制冷系数, 对节省能量消耗非常必要。减小节流损失有再冷却和回热两个措施, 所谓再冷却为在冷凝器出口和膨胀阀之间增加一个换热设备, 即再冷却器, 使制冷剂温度降低, 减小膨胀阀之间的温差, 使制冷量损失减小。回热措施也是把蒸发器出口的制冷剂蒸气去降低膨胀阀前的制冷剂的温度。参见图 7-3。

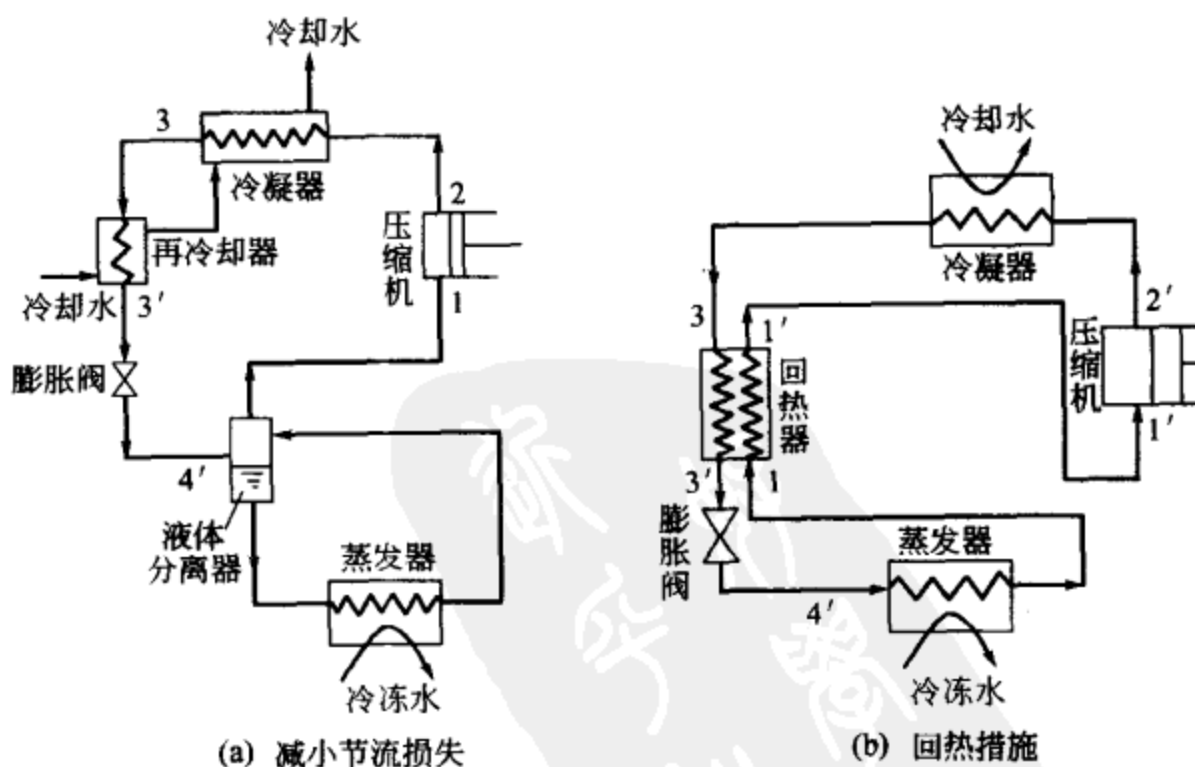


图 7-3 实际采用的蒸气压缩制冷理论循环



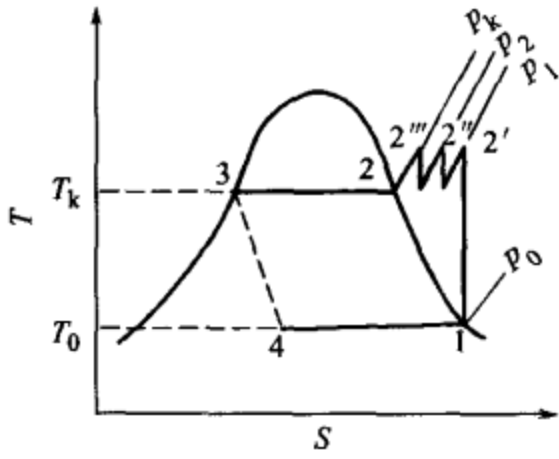


图 7-4 多级蒸气压缩式制冷循环热源的动力循环。

采用具有中间冷却的多级压缩可以减少热损失。参见图 7-4。虽然可以降低排气温度，压缩级数越多越接近定温压缩，可以减少过热损失，减少压缩机的总功耗量，但却要增加压缩机等设备投资，一般只有当压缩比 $\frac{p_k}{p_0} > 8 \sim 10$ 时才采用。

本章讨论的压缩式制冷，其中压缩机由太阳能热机来驱动，因此必须由以太阳光为热源的循环。

7.2 太阳能热动力

把太阳能作为热源的外燃机，可以有蒸汽机、斯特林机以及密闭循环气体透平机。斯特林机又称为热气机，它是 1816 年由苏格兰人罗伯特·斯特林发明而得名的。它是外部供热使气体在不同温度下做周期性压缩和膨胀的闭式循环往返式发动机。机器本身还处于开发阶段，并且要求高温，所以目前还谈不上利用太阳能。气体透平机设计小容量的也有困难，本来动力转换效率不高，只有在高温条件下才能有适当的效用，因此很难在太阳能热动力得到广泛应用。

作为太阳能热机通常利用的是蒸汽机。

所采用的热力循环是朗肯循环。蒸汽机有活塞式、回转式、螺杆式以及透平式几种。各自都有适合于自己的工质、温度、压力以及容量等条件，但对太阳能利用来说，往往因转数、轴功率等不一定稳定，所以对热机和与其相连接的制冷机，最好都采用允许条件变化大的容积式动力机。

蒸汽机的最基本循环如图 7-5 所示，是单纯的朗肯循环机，其 $T-s$ 图如图 7-6 所示。图中由 1、2、3、4' 包围的面积是卡诺循环所取得的功，其热效率可用下式表示

$$\eta_c = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

但对朗肯循环来说，图中的斜线部分为损失，朗肯循环效率在图 7-7 焓熵 ($i-s$) 图中可按式表示

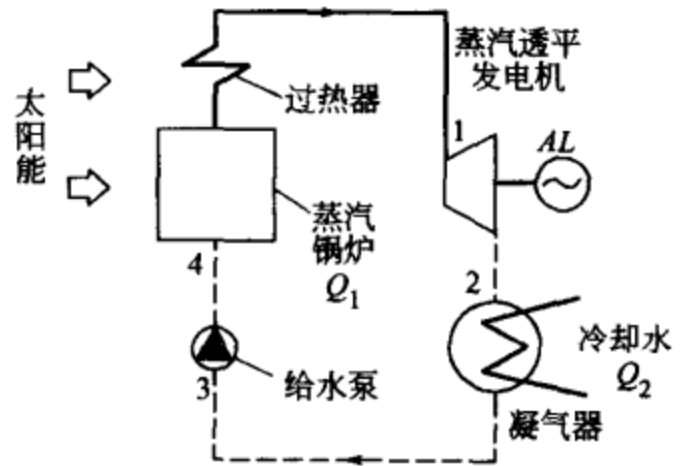


图 7-5 单纯朗肯循环

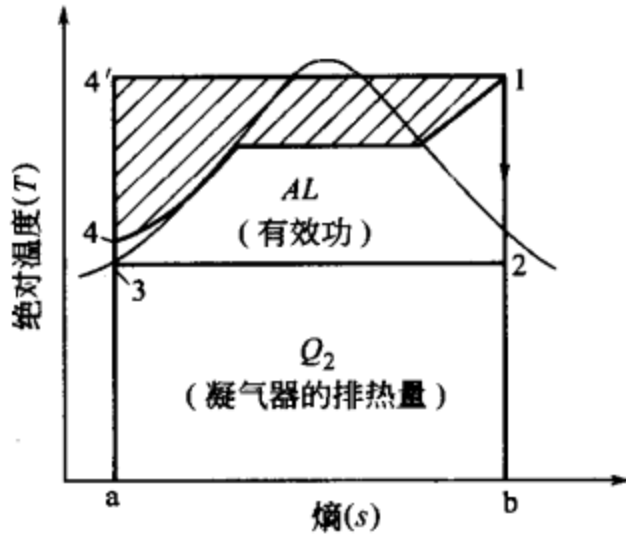


图 7-6 单纯朗肯循环 T-s 图

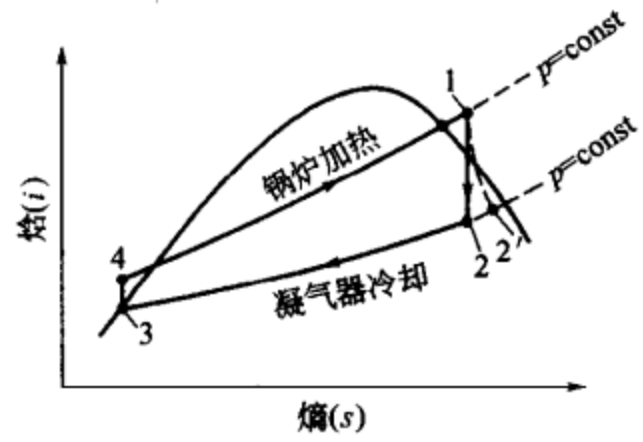


图 7-7 单纯的朗肯循环 i-s 图

$$\eta_R \approx \frac{i_1 - i_2}{i_4 - i_3}$$

式中 i_1 ——透平机入口蒸汽的焓, kcal/kg;
 i_2 ——透平机出口蒸汽的焓, kcal/kg;
 i_3 ——给水泵入口水的焓, kcal/kg;
 i_4 ——锅炉入口水的焓, kcal/kg。

透平的有效效率 (透平效率) 以 η_e 表示, 在实际透平机作为膨胀机运转时, 不可能是理想等熵膨胀做功, 因此

$$\eta_e \approx \frac{i_1 - i_2'}{i_1 - i_2}$$

假设压缩式制冷机侧的制冷系数为 \overline{COP} , 则太阳能朗肯循环热机驱动的压缩式制冷机的总制冷系数

$$COP = \eta_R \eta_e \overline{COP}$$

此时, 给水泵的必要动力 ($i_4 - i_3$) 在一般的大型热机中基本上可以忽略不计 [即 $i_1 - i_3 = (i_1 - i_4) + (i_4 - i_3) \approx i_1 - i_4$, 认为 $i_4 - i_3$ 很小, 可忽略]。但在小容量的太阳能热机中, 由于最终的热效率不过百分之几, 泵的效率也低, 所以往往是不能忽略不计的。

像用氟里昂等有机物作为热工质时, 有可能兼用作冷媒, 如图 7-8 所示, 图 7-8(a) 为一种介质方案, 即动力循环与制冷循环采用的是同一种介质; 图 7-8(b) 为两种介质方案, 即两个循环的介质是不同的。前者具有冷凝器可以兼用, 以及轴封可以简易化等优点。但它的缺点是当选择了适合于动力循环侧的工质, 即采用低压系的氟里昂冷媒 (R-113, R11 等) 时, 由于这种工质在高温下压力也不太高, 所以在制冷循环侧气体的容积将显著变大, 这样, 压缩机、换热器以及其他设备也相应需要增大。在后者的情况下, 需要分开设冷凝器, 回路也变得



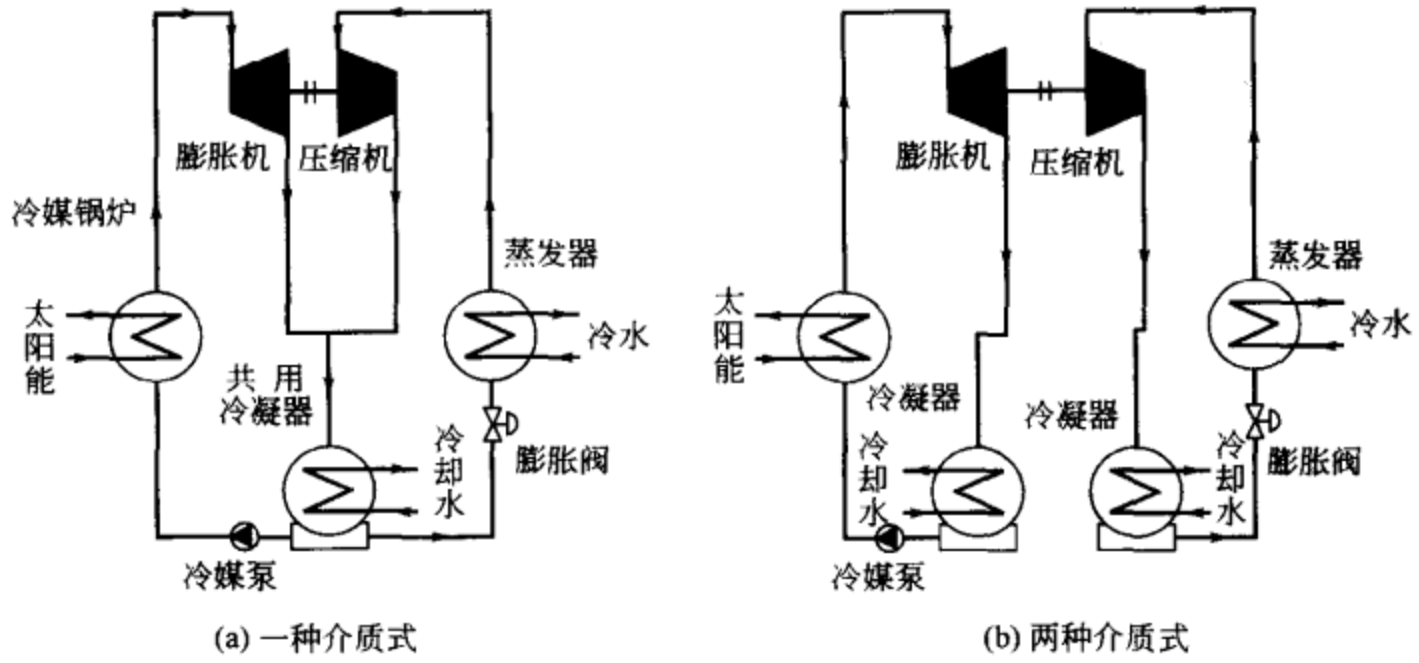


图 7-8 一种介质式和两种介质式的循环

稍复杂些。但在动力循环侧采用低压系冷媒，在制冷循环侧采用像 R12、R22 等高压系冷媒，由于采用了适合于各自的冷媒，可以将整个装置做得紧凑些，这些是它的优点。

图 7-9 所示是采用一种介质方式的热工质与冷媒的压-焓图。

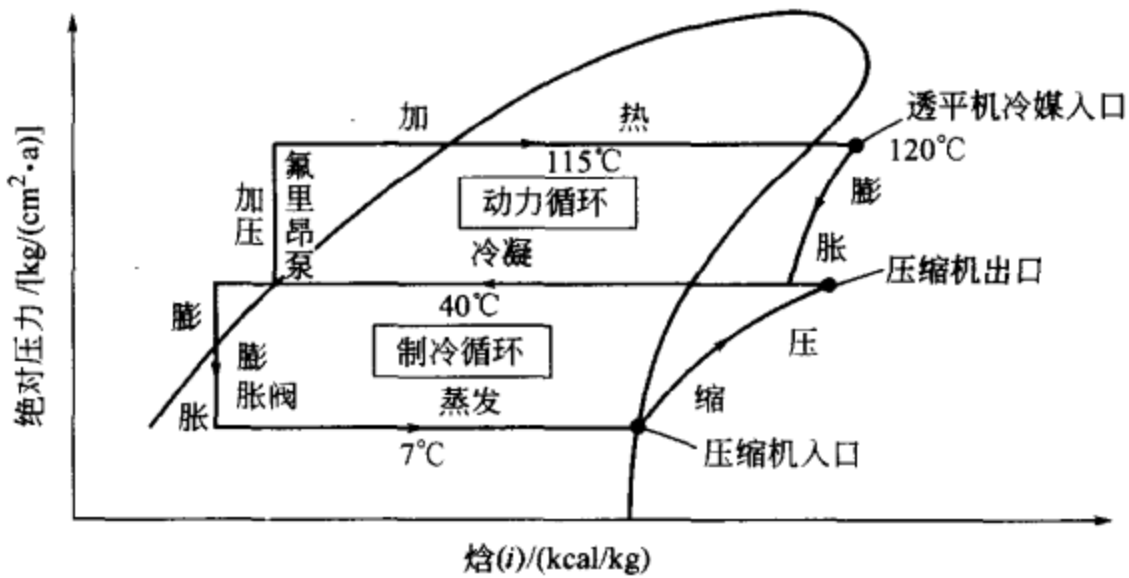


图 7-9 氟里昂装置的压-焓图（一种介质式）

以上所说的氟里昂工质（R11, R113, R114, R22 等）由于破坏大气臭氧层，有害于环保。最近人们提供了不少对环境友好的冷媒和工质，如 R142b、R141b、HCFC-123 等。在保证环保条件下，获得最佳热工性能的冷媒与工质，是我们进一步研究开发的努力方向。

7.3 太阳能热机驱动的压缩式制冷机

下面介绍几个应用实例，这些太阳能驱动的压缩式制冷机正在开发和研究

之中。

(1) 活塞式热机驱动的制冷机 图 7-10 表示的太阳能发动机是活塞式发动机，按朗肯循环工作，太阳能不足时设置一个辅助燃烧器，当太阳集热器产生的热水温度不高时，可以启动辅助燃烧器加热锅炉，使工质 (R114) 的温度、压力达到所需要的数值进入活塞式发动机。在制冷压缩机一侧设置辅助电动机的方式，使当无制冷负荷时，可利用卸载装置使辅助电动机变成发电机用。该系统由蒂盖 (W. P. Teagan) 等研究成功。按着动力循环侧采用 R114，制冷循环侧采用 R22 的循环系统，进行了制冷系数的理论计算，并得出了图 7-11 所示的计算结果。

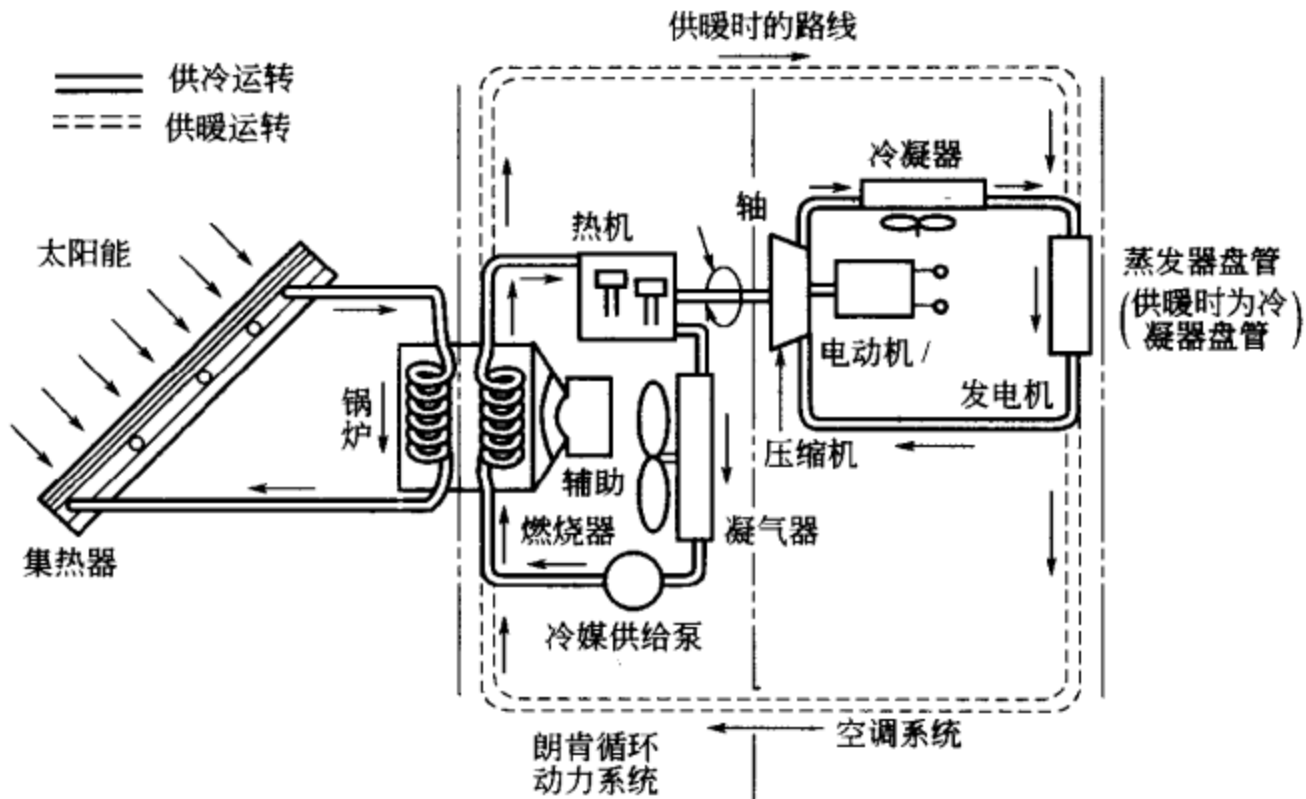
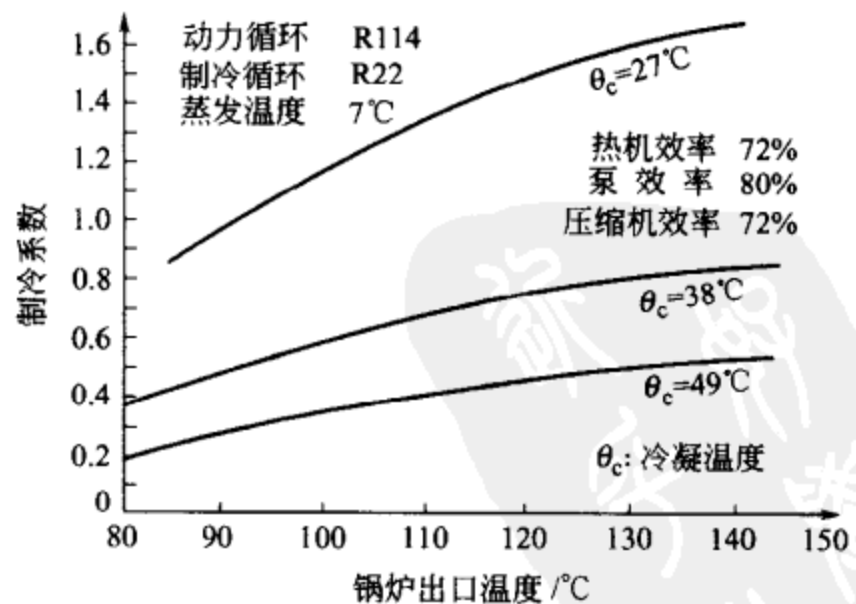


图 7-10 活塞式热机驱动的制冷机

(2) 螺杆式热机驱动的螺杆式制冷机 图 7-12 表示了太阳能螺杆式膨胀机驱动的螺杆式制冷机，此系统存在着两个循环的比容之差如何进行调整的问题。

太阳集热器出口温度为 90°C ，进入锅炉加热氟里昂，如果太阳能不足可以利用辅助热源，工质进入膨胀机（螺杆）工作，以此为动力带动压缩机（螺杆），产生的工质是同一种工质（膨胀终了和压缩终了的），进入共用冷凝器冷凝。蒸发器内吸取热量，总的制冷量达 9000kcal/h 。



(3) 透平式发动机驱动压缩 图 7-11 朗肯循环驱动的制冷机的制冷系数的一例



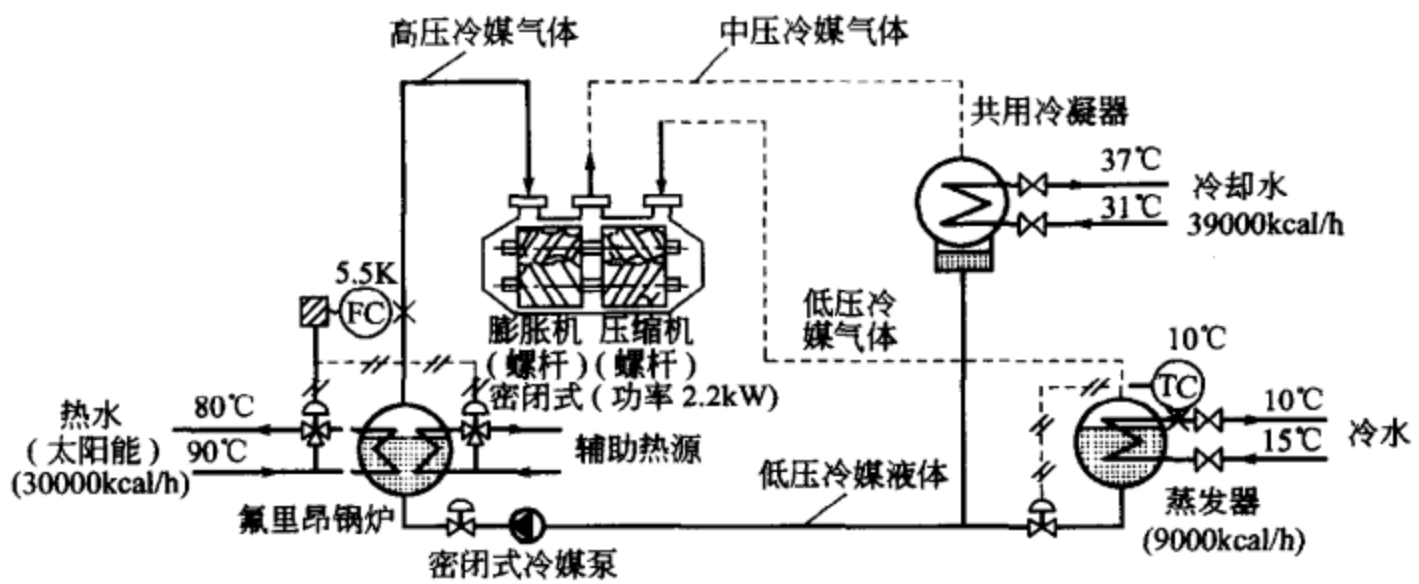


图 7-12 太阳能螺杆式膨胀机驱动的螺杆式制冷机的系统图

机制冷机 图 7-13 所示为超小型氟里昂透平驱动的制冷机系统图。它是由美国国家科学基金会 (NSF) 出资金，由巴伯-尼科尔斯 (Borber-Nichols) 公司制作的。

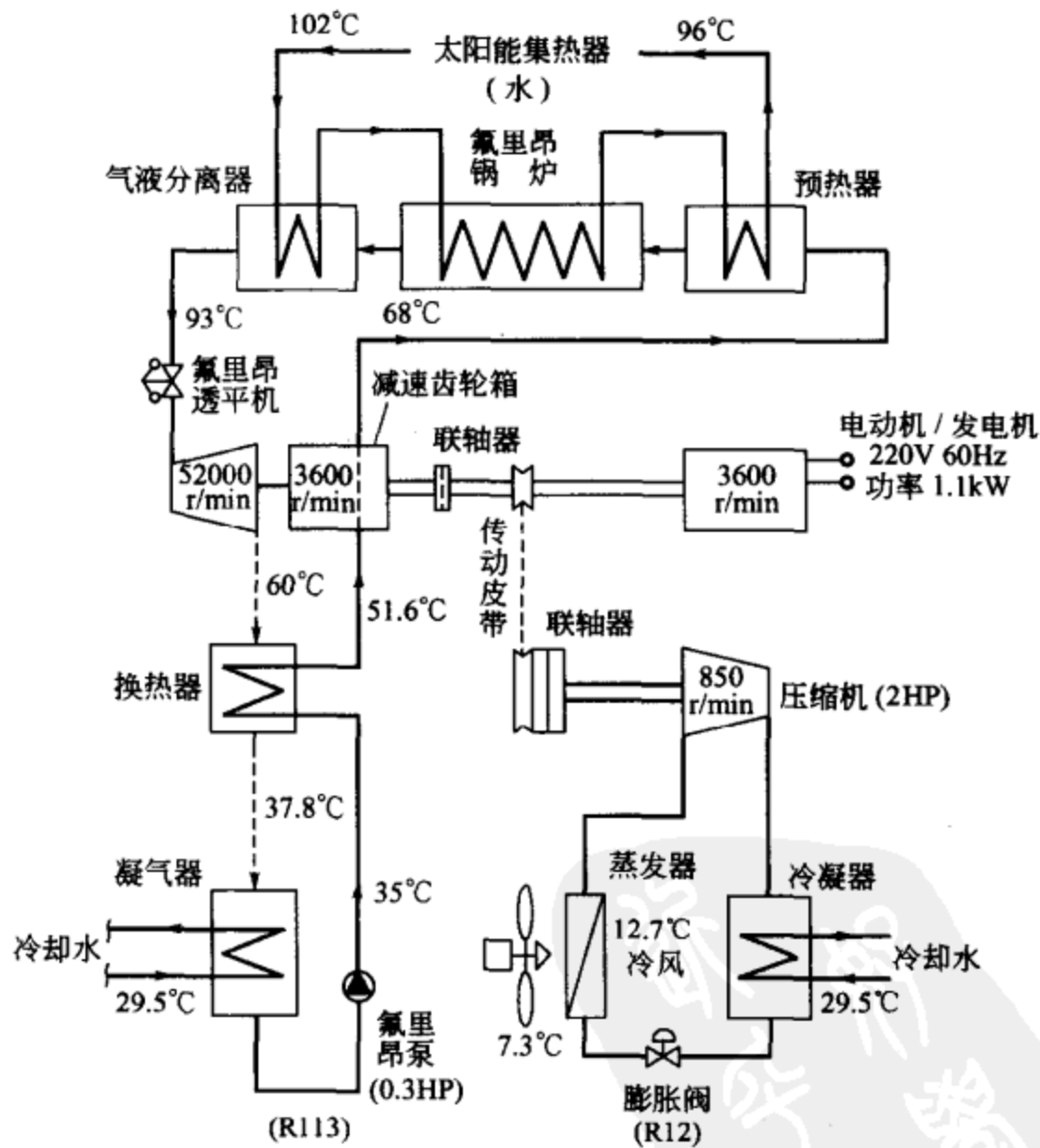


图 7-13 巴伯-尼科尔斯公司的太阳能朗肯循环兼发电的 3 冷吨制冷系统



这种 2.5HP(1HP=746W, 下同) 小容量透平机组因提高了圆周速度, 使转数高达 52000r/min, 所以必须用减速器进行大幅度的减速, 使制冷压缩机减为 850r/min, 电动机、发电机为 3600r/min。此热机的效率(除掉氟里昂泵的动力)是 6.5%, 对太阳能集热量的总制冷系数为 0.5, 因此制冷机本身的制冷系数应是 7.2, 从温度条件等情况来看, 这点是不可理解的。

该制冷系统和动力系统分开, 动力循环采用 R113 为工质, 动力机为透平机, 经过减速齿轮箱和传动皮带把动力传给制冷压缩机。制冷循环采用 R12 为工质, 通过蒸发器输出冷量, 整个制冷系统的关键参数可参考表 7-1。

表 7-1 巴伯-尼科尔斯公司朗肯循环驱动制冷机的规格

透平膨胀机	转数 52000r/min, 效率约 72%	冷凝器温差	5.6℃
制冷能力	3 冷吨(美) 集热温度 102℃ 冷却水温度 30℃	锅炉温差	3.8℃
工质	R113	指示效率	13.7%(R113)
设计 COP	0.6	透平轴功率效率	8.6%(循环损失=37%)
实际 COP	0.5(除掉氟里昂泵)	齿轮箱轴功率效率	6.5%(齿轮箱损失=25%)
卡诺循环效率	19.3%	对卡诺循环的比率	33.7%(除掉氟里昂泵动力)



第 8 章 太阳能光伏制冷

8.1 概述

太阳能光伏制冷主要叙述太阳能光伏发电系统利用光生伏打效应原理制成太阳能电池，太阳能电池将太阳能直接转换成电能，而由电能直接制冷。利用产生的冷量在冰箱、冷库中保持实物的低温状态，在这个过程的中间不经过热能的转换而直接制冷。或者产生的电能应用于家庭普通冰箱。这在边远地区和特殊需要的地方是有实用价值的，例如，无电网而偏僻的山村有丰富的太阳能资源，需要低温储存药品、食物；在交通不便的岛屿需要冷藏鱼虾，利用太阳能光伏制冷的冰箱可以成功地解决这个难题。

太阳能光伏发电的应用可分为两种形式：a. 独立太阳能光伏发电系统，又称为离网太阳能光伏发电系统；b. 联网太阳能光伏发电系统。

(1) 独立太阳能光伏发电系统 根据用电负载的特点又可分为直流系统、交流系统和交直流混合系统等几种。其主要区别是系统中是否带有逆变器。一般来说，独立太阳能光伏发电系统主要由太阳能电池方阵、控制器、蓄电池组、直流/交流逆变器等部分组成。独立太阳能光伏发电系统的组成框图见图 8-1。

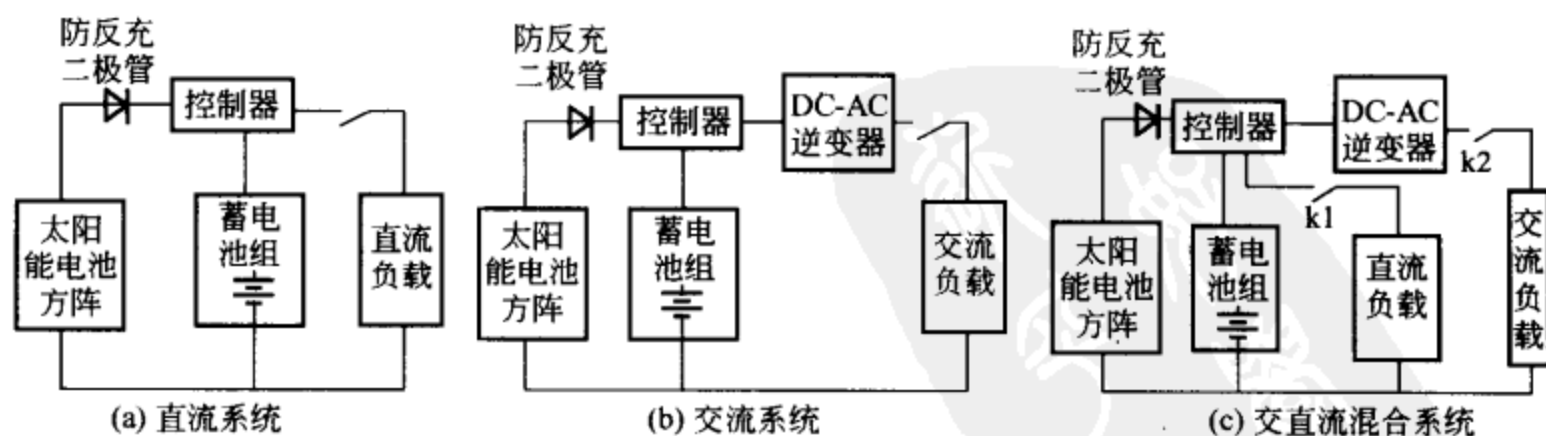


图 8-1 独立太阳能光伏发电系统的组成框图

① 太阳能电池方阵 太阳能电池单体是光电转换的最小单元，尺寸一般为 $4\sim 100\text{cm}^2$ 。太阳能电池单体在工作电压约为 $0.45\sim 0.5\text{V}$ ，工作电流约为 $20\sim 25\text{mA}/\text{cm}^2$ ，一般不能单独作为电源使用。将太阳能电池单体进行串、并联并封装后，就成为太阳能电池组件，其功率一般为几瓦至几十

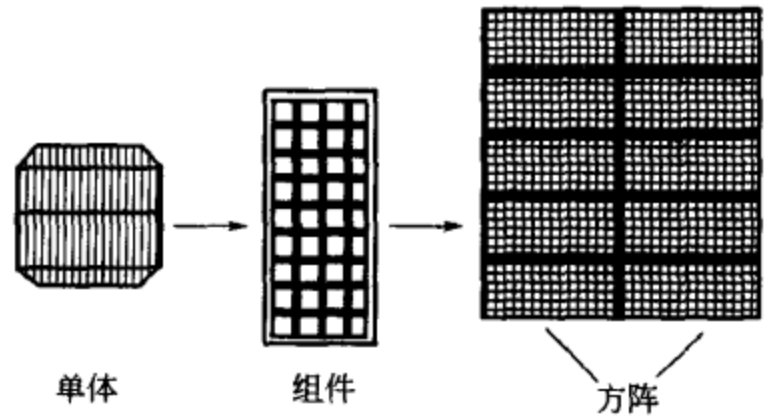


图 8-2 太阳能电池单体、组件和方阵

瓦、百余瓦，是可以单独作为电源使用的最小单元。太阳能电池组件再经过串、并联并装在支架上，就构成了太阳能电池方阵，可以满足负载所要求的输出功率(图 8-2)。

太阳能电池组件的封装方式主要有以下两种。

a. 双面玻璃密封。太阳能电池组件的正反两面均是玻璃板，太阳能电池被镶嵌在一层聚合物中。这种密封方式存在的一个主要问题是玻璃板与接线盒之间的连接。这种连接不得不通过玻璃板的边沿，而在玻璃板上打孔是很昂贵的。

b. 玻璃合金层叠密封。这种组件的前面是玻璃板，背面是一层合金薄片。

合金薄片的主要功能是防潮、防污。太阳能电池也是被镶嵌在一层聚合物中。在这种太阳能电池组件中，电池与接线盒之间可直接用导线连接。

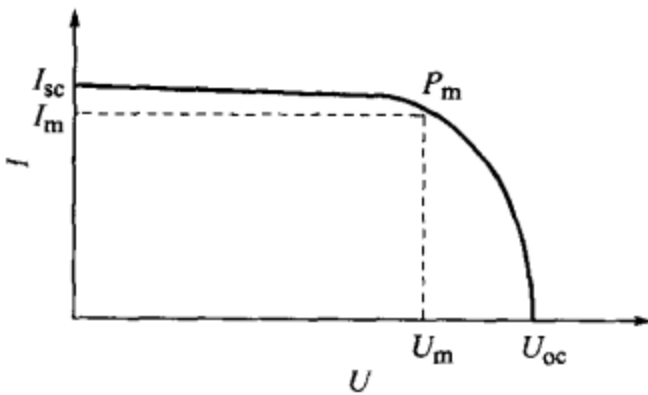


图 8-3 太阳能电池的电流-电压特性曲线

I —电流； I_{sc} —短路电流； I_m —最大工作电流； U —电压； U_{oc} —开路电压； U_m —最大工作电压； P_m —最大功率

组件的电气特性主要是指电流-电压特性，也称为 $I-U$ 曲线，如图 8-3 所示。 $I-U$ 曲线可根据图 8-1 所示的电路装置进行测量。 $I-U$ 曲线显示了通过太阳能电池组件传送的电流 I_m 与电压 U_m 在特定的太阳辐照度下的关系。

如果太阳能电池组件电路短路，即 $U=0$ ，此时的电流称为短路电流 I_{sc} ；如果电路开路，即 $I=0$ ，此时的电压称为开路电压 U_{oc} 。太阳

能电池组件的输出功率等于流经该组件的电流与电压的乘积，即 $P=IU$ 。

当太阳能电池组件的电压上升时，例如通过增加负载的电阻值或组件的电压从 0（短路条件下）开始增加时，组件的输出功率亦从 0 开始增加；当电压达到一定值时，功率可达到最大，这时当电阻值继续增加时，功率将跃过最大点，并逐渐减少至 0，即电压达到开路电压 U_{oc} 。在组件的输出功率达到最大的点，称为最大功率点；该点所对应的电压，称为最大功率点电压 U_m （又称为最大工作

电压)；该点所对应的电流称为最大功率点电流 I_m (又称为最大工作电流)；该点的功率称为最大功率 P_m 。

随着太阳能电池温度的增加，开路电压减少，大约每升高 1°C 每片电池的电压减少 5mV ，相当于在最大功率点的典型温度系数为 $-0.4\%/^\circ\text{C}$ 。也就是说，如果太阳能电池温度每升高 1°C ，则最大功率减少 0.4% 。

由于太阳能电池组件的输出功率取决于太阳辐照度、太阳光谱的分布和太阳能电池的温度，因此太阳能电池组件的测量在标准条件下 (STC) 进行。测量条件被欧洲委员会定义为 101 号标准，其条件是，光谱辐照度： $1000\text{W}/\text{m}^2$ ；光谱：AM 1.5；电池温度： 25°C 。在该条件下，太阳能电池组件所输出的最大功率被称为峰值功率，表示为 W_P 。在很多情况下，太阳能电池组件的峰值功率用太阳模拟器测定，并和国际认证机构的标准化的太阳能电池进行比较。

通过户外测量太阳能电池组件的峰值功率是很困难的，因为太阳能电池组件所接受到的太阳光的实际光谱取决于大气条件及太阳的位置；此外，在测量的过程中，太阳能电池的温度也是不断变化的。在户外测量的误差很容易达到 10% 或更大。

在一定的条件下，一串联支路中被遮蔽的太阳能电池组件将被当作负载消耗其他被光照的太阳能电池组件所产生的能量。被遮挡的太阳能电池组件此时将会发热，这就是热斑效应。这种效应能严重地破坏太阳能电池。有光照的电池所产生的部分能量或所有的能量都可能被遮蔽的电池所消耗。为了防止太阳能电池由于热斑效应而被破坏，需要在太阳能电池组件的正负极间并联一个旁路二极管，以避免光照组件所产生的能量被遮蔽的组件所消耗。

连接盒是一个很重要的元件，它保护电池与外界的交界面及各组件内部连接的导线和其他系统元件。它包含 1 个接线盒和 1 只或 2 只旁路二极管。

考察太阳能电池组件可靠性的最好方式是进行野外测试。但这种测试需经历很长的时间。如能用较低的费用在相似的工作条件下以较短的时间测出可靠性，发展了一种新型的测试方法，即加速使用寿命测试方法。这种测试方法主要是依据野外测试和过去所执行的加速测试之间的关联度，并基于理论分析和参照其他电子测量技术以及国际电工委员会 (IEC) 的测试标准而设计的。在 IEC 规范的 503 条中描述了一整套可靠性的测试方法。这一规范包含了如下测试内容：uv 照明测试、高温暴露测试、高温/高湿测试、框架扭曲度测试、机械强度测试、冰雹测试、温度循环测试。

太阳能电池发电系统中的太阳能电池组件的期望使用寿命是 20 年以上。实际的使用寿命决定于太阳能电池组件的结构性能和当地的环境条件。

在某些实际应用领域，需要比峰值功率为 $36\sim 55\text{W}$ 的标准组件小的太阳能



电池组件。为达到这个目的，太阳能电池组件可以被生产为电池生产数量相同、但电池的面积比较小的组件。例如，一个由 36 个 $5\text{cm} \times 5\text{cm}$ 电池封装成的太阳能电池组件，能输出的功率为 20W，电压为 16V。

在海洋中应用的太阳能电池组件应采用特殊的设计方法和工艺，以承受海水和海风的侵蚀。在这样的太阳能电池组件中，它的背面有一块金属板，用以抵抗海啸冲击和海鸥袭击，而且组件中的所有材料都必须有较高的抗腐蚀能力。

在危险的地区，太阳能电池组件应采用特殊的外表护板。此外，太阳能电池组件还能与其他装备连接为一个统一的整体。

② 防反充二极管 防反充二极管又称阻塞二极管，其作用是避免由于太阳能电池方阵在阴雨天和夜晚不发电时或出现短路故障时，蓄电池组通过太阳能电池方阵放电。它串联在太阳能电池方阵电路中，起单向导通的作用。要求其能承受足够大的电流，而且正向电压降要小，反向饱和电流要小。一般可选用合适的整流二极管。

③ 蓄电池组 其作用是储存太阳能电池方阵受光照时所发出的电能并可随时向负载供电。太阳能光伏发电系统对所用蓄电池组的基本要求如下：

- a. 自放电率低；
- b. 使用寿命长；
- c. 深放电能力强；
- d. 充电效率高；
- e. 少维护和免维护；
- f. 工作温度范围宽；
- g. 价格低廉。

目前我国与太阳能光伏发电系统配套使用的蓄电池主要是铅酸蓄电池。配套 $200\text{A} \cdot \text{h}$ 以上的铅酸蓄电池一般选用固定式或工业密封免维护铅酸蓄电池；配套 $200\text{A} \cdot \text{h}$ 以下的铅酸蓄电池一般选用小型密封免维护铅酸蓄电池。

④ 控制器 控制器是对太阳能光伏发电系统进行控制与管理的设备。由于控制器可以采用多种技术方式实行控制，同时实际应用对控制器的要求也不尽一致，因而控制器所完成的功能也不一样。对大中型光伏系统来说，控制器应具有如下一些功能。

a. 信号检测。检测光伏系统各种装置和各个单元的状态和参数，为对系统进行判断、控制、保护等提供依据。需要检测的物理量有输入电压、充电电流、输出电压、输出电流、蓄电池温升等。

b. 蓄电池最优充电控制。控制器根据当前太阳能资源状况和蓄电池荷电状态，确定最佳充电方式，以实现高效、快速地充电，并充分考虑充电方式对蓄电



池寿命的影响。

c. 蓄电池放电管理。对蓄电池组放电过程进行管理，如负载控制自动开关机、实现软启动、防止负载接入时蓄电池组端电压突降而导致的错误保护等。

d. 设备保护。光伏系统所连接的用电设备在有些情况下需要由控制器来提供保护，如系统中逆变电路故障而出现的过压和负载短路而出现的过流等，如不及时加以控制，就有可能导致光伏系统或用电设备损坏。

e. 故障诊断定位。当光伏系统发生故障时，可自动检测故障类型，指示故障位置，为对系统进行维护提供方便。

f. 运行状态指示。通过指示灯、显示器等方式指示光伏系统的运行状态和故障信息。

光伏系统在控制器的管理下运行，控制器可以采用多种技术方式实现其控制功能。比较常见的有逻辑控制和计算机控制两种方式。智能控制器多采用计算机控制方式。

④ 逻辑控制方式是一种以模拟和数字电路为主构成的控制器，通过测量系统有关的电气参数，由电路进行运算、判断，实现特定的控制功能。

⑤ 计算机控制方式能综合收集光伏系统的模拟量、开关量状态，有效地利用计算机的快速运算、判断能力，实现最优控制和智能化管理。它由硬件线路和软件系统两大部分组成。硬件线路和软件系统相互配合、协调工作，实现对光伏系统的控制和管理。硬件线路以 CPU 为核心，由电流和电压检测电路、状态检测电路获取系统的电流、电压、温度及多单元工作状态和运行指令等信息，通过模拟输入通道和开关输入通道将信息送入计算机；另一方面，计算机经过运算，判断所发出的调节信号、控制指令通过模拟输出通道和开关输出通道送往执行机构，执行机构根据收到的命令进行相应的调节和控制。软件系统是针对特定的光伏系统而设计的应用程序，它由调度程序和若干实现专门功能的软件模块或函数组成。调度程序根据系统的当前状态，按照设定的方式完成检测、运算、判断、控制、管理、报警、保护等一系列功能，根据设计的充电方式进行充电控制和放电管理。由于计算机特别是单片机价格低廉、设计灵活、性能价格比高，因此目前设计生产的大中型光伏系统用的控制器大多采用单片机技术来实现控制功能。

⑥ 逆变器 将直流电变换成交流电的设备。由于太阳能电池和蓄电池发出的是直流电，当负载是交流负载时，逆变器是不可缺少的。按运行方式逆变器可分为独立运行逆变器和并网逆变器。独立运行逆变器用于独立运行的太阳能光伏发电系统，为独立负载供电。并网逆变器用于并网运行的太阳能光伏发电系统，将发出的电能馈入电网。按输出波形来分，逆变器又可分为方波逆变器和正弦波逆变器。方波逆变器电路简单、造价低，但谐波分量较大，一般用于几百瓦以下和



对谐波要求不高的系统。正弦波逆变器成本高，但可以适用于各种负载。从长远看，晶体管正弦波（或准正弦波）逆变器将成为发展的主流。

对逆变器的基本技术要求有以下几点。

a. 能输出一个电压稳定的交流电。无论是输入电压出现波动，还是负载发生变化，它都要达到一定的电压稳定精度，静态时一般为 $\pm 2\%$ 。

b. 能输出一个频率稳定的交流电。要求该交流电能达到一定的频率稳定精度，静态时一般为 $\pm 0.5\%$ 。

c. 输出的电压及其频率在一定范围内可以调节。一般输出电压可调范围为 $\pm 5\%$ ，输出频率可调范围为 $\pm 2\text{Hz}$ 。

d. 具有一定的过载能力，一般应能过载 $125\% \sim 150\%$ 。当过载 150% 时，应能持续 30s ；当过载 125% 时，应能持续 1min 及以上。

e. 输出电压波形含谐波成分应尽量小。一般输出波形的失真率应控制在 7% 以内，以利于缩小滤波器的体积。

f. 具有短路、过载、过热、过电压、欠电压等保护功能和报警功能。

g. 启动平稳，启动电流小，运行稳定可靠。

h. 换流损失小，逆变效率高，一般应在 85% 以上。

i. 具有快速动态响应。

⑥ 测量设备 对于小型太阳能光伏发电系统，只要求进行简单的测量，如蓄电池电压和充放电电流，测量所用的电压和电流表一般就装在控制器上。对于太阳能通信电源系统、管道阴极保护系统和大中型太阳能光伏电站，往往要求对更多的参数进行测量，如太阳辐射、环境气温、充放电电量等，有时甚至要求具有远程数据传输、数据打印和遥控功能，这就要求为太阳能光伏发电系统配备数据采集系统和微机监控系统。

(2) 联网太阳能光伏发电系统 联网太阳能光伏发电系统可分为集中式大型联网光伏系统（以下简称为大型联网光伏电站）和分散式小型联网光伏系统（以下简称住宅联网光伏系统）两大类型。大型联网光伏电站的主要特点是所发电能被直接输送到电网上，由电网统一调配向用户供电。建设这种大型联网光伏电站投资巨大，建设期长，需要复杂的控制和配电设备，并要占用大片土地，同时其发电成本目前要比市电贵数倍，因而发展不快。而住宅联网光伏系统，特别是与建筑结合的住宅屋顶联网光伏系统，由于具有很多的优越性，建设容易，投资不大，许多国家又相继出台了一系列激励政策，因而在各发达国家备受青睐，发展迅速，成为主流。

联网太阳能光伏系统概括起来有如下的优越性。

① 利用清洁干净、可再生的自然能源太阳能发电，不耗用不可再生的资



源——有限的含碳化石能源，使用中无温室气体和污染物排放，与生态环境和谐，符合经济社会可持续发展战略。

② 所发电能馈入电网，以电网为储能装置，省掉蓄电池，比独立太阳能光伏系统的建设投资可减少达 35%~45%，从而使发电成本大为降低。省掉蓄电池并可提高系统的平均无故障时间和蓄电池的二次污染。

③ 光伏电池组件与建筑物完美结合，既可发电又能作为建筑材料和装饰材料，使物质资源充分利用，发挥多种功能，不但有利于降低建设费用，并且还使建筑物科技含量提高，增加“卖点”。

④ 分布式建设，就近就地分散发电，进入和退出电网灵活，既有利于增强电力系统抵御战争和灾害的能力，又有利于改善电力系统的负荷平衡，并可降低线路损耗。

⑤ 可起调峰作用。

联网太阳能光伏系统是世界各发达国家在光伏应用领域竞相发展的热点和重点，是世界太阳能光伏发电的主流趋势，市场巨大，前景广阔。

下面重点介绍住宅联网光伏系统。住宅联网光伏系统的主要特点是所发电能直接分配到住宅（用户）的用电负载上，多余或不足的电力通过连接电网来调节。住宅系统并可分为有逆流和无逆流两种形式。有逆流系统是在光伏系统产生剩余电力时将该电能送入电网，由于同电网的供电方向相反，所以称为逆流；当光伏系统的发电能力不够时，则由电网供电（图 8-4）。这种系统一般是为光伏系统的发电能大于负载或发电时间与负荷用电时间不相匹配而设计的。住宅系统由于输出的电量受天气和季节的制约，而用电又有时间的区分，为保证电力平衡，一般均设计成有逆流系统。无逆流系统则是指光伏系统的发电量始终小于或等于负载的用电量，电量不够时由电网提供，即光伏系统与电网形成并联向负载供电。这种系统即使当光伏系统由于某种特殊原因产生剩余电能，也只能通过某

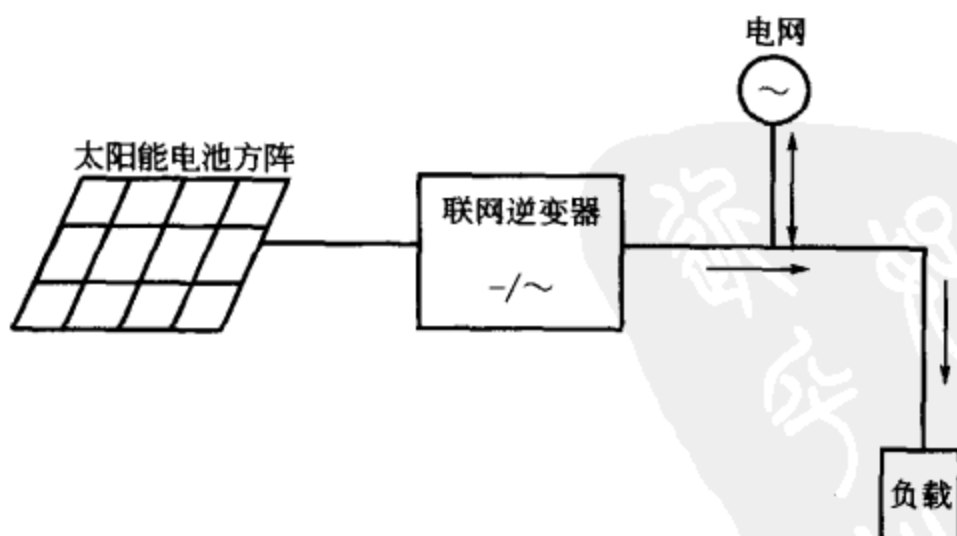


图 8-4 有逆流系统

种手段加以处理或放弃。由于不会出现光伏系统向电网输电的情况，所以称为无逆流系统（图 8-5）。

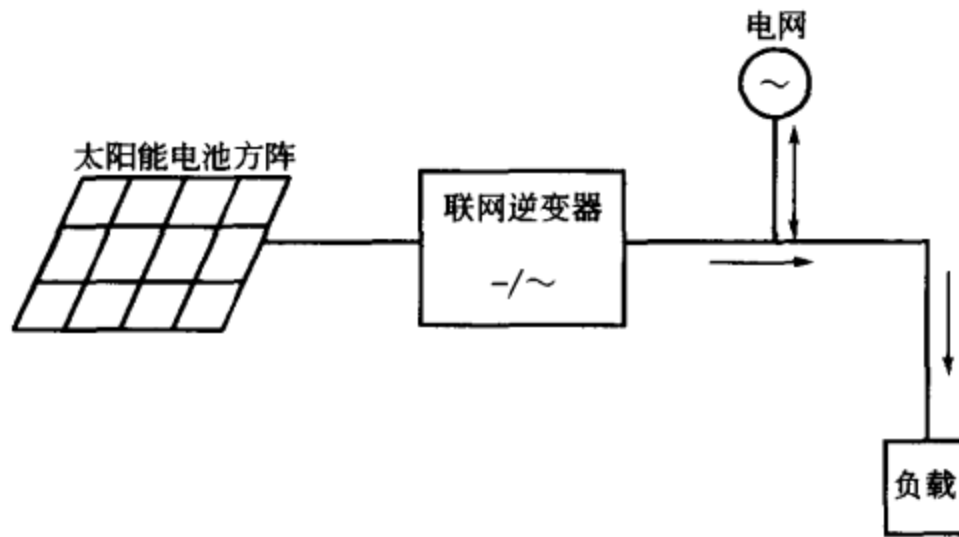


图 8-5 无逆流系统

住宅系统又有家庭系统和小区系统之分。家庭系统装机容量较小，一般为 1~5kW，为自家供电，由自家管理，独立计量电量。小区系统装机容量较大些，一般为 50~300kW，为一个小区或一栋建筑物供电，统一管理，集中分表计量电量。

根据光伏系统是否配置蓄电池又有可调度型系统和不可调度型系统之分。配置少量蓄电池的系统称为可调度型系统（图 8-6），不配置蓄电池的系统称为不可调度型系统（图 8-7）。可调度型系统主动性强，当出现电网限电、掉电、停电等情况时仍可正常供电。

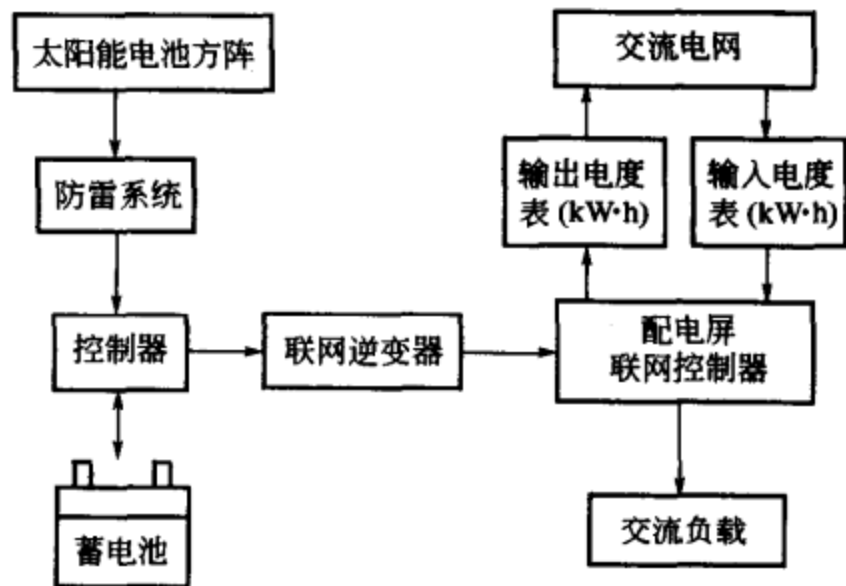


图 8-6 可调度型（带蓄电池）系统

住宅联网光伏系统通常是白天光伏系统发电量大而负载耗电量小，晚上光伏系统不发电而负载耗电量。将光伏系统与电网相联，就可将光伏系统白天所发

的多余电力“储存”到电网中，待用电时随时取用，省掉了储能蓄电池。其工作原理是，太阳能电池方阵在太阳光辐照下发出直流电，经逆变器转换为交流电，供用电器使用；系统同时又与电网相联，白天将太阳能电池方阵发出的多余电能经并网逆变器逆变为符合所接电网电能质量要求的交流电馈入电网，在晚上或阴雨天发电量不足时，由电网向住宅（用户）供电。住宅联网系统所带负载的电压在我国一般为单相 220V 和三相 380V，所接入的电网为低压商用电网。



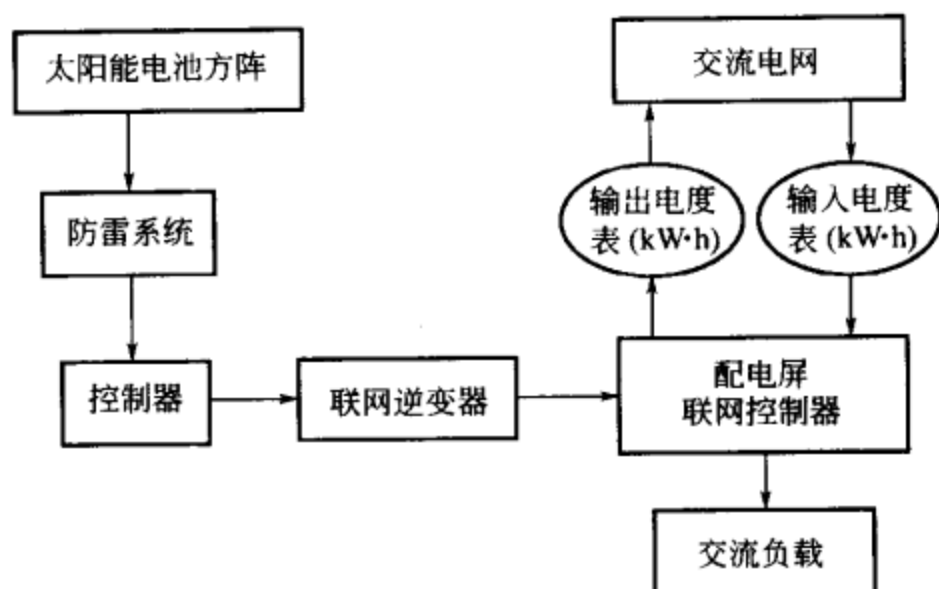


图 8-7 不可调度型（不带蓄电池）系统

典型住宅联网光伏系统主要由太阳能电池方阵、并网逆变器和控制器等三大部分构成，如图 8-8 所示。

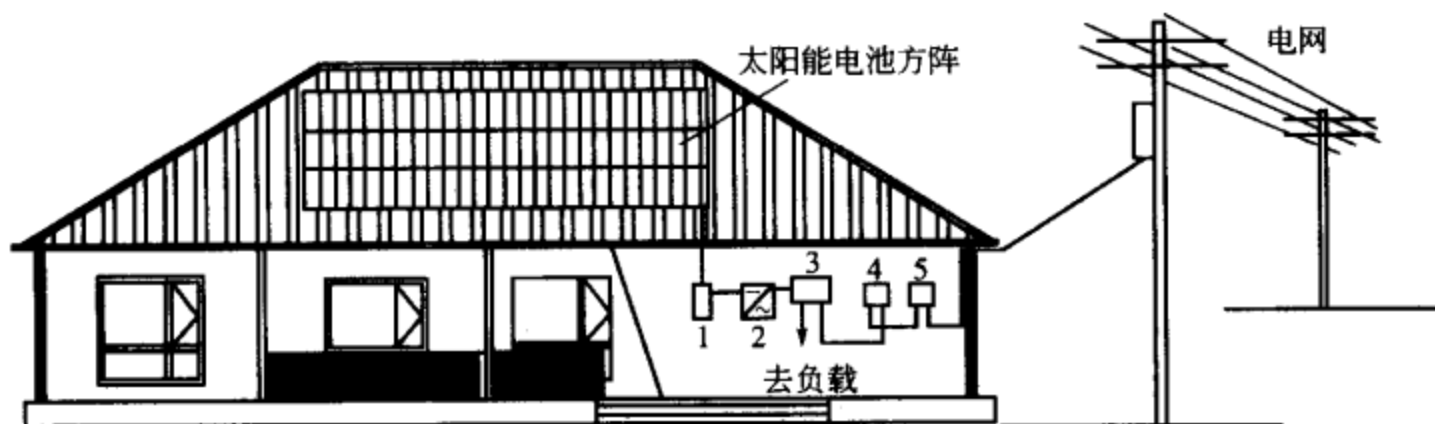


图 8-8 典型住宅联网光伏系统示意图

1—接线箱；2—并网逆变器；3—配电箱；
4—电表（向电网输出）；5—电表（从电网引入）

① 太阳能电池方阵 太阳能电池方阵是联网光伏系统的主要部件，由其将接收到的太阳光能直接转换为电能。目前工程上应用的太阳能电池方阵多为由一定数量的晶体硅太阳能电池组件按照并网逆变器输入电压的要求串、并联后固定在支架上组成。住宅联网系统的光伏方阵一般都用支架安装在建筑物的屋顶上，如能在住宅或建筑物建设时就考虑方阵的安装朝向和倾斜角度等要求，并预先埋好地脚螺栓等固定元件，则光伏方阵安装时就将很方便和快捷。

住宅联网光伏系统光伏器件的突出特点和优点是与建筑相结合，目前主要有如下两种形式。

a. 建筑与光伏系统相结合。作为光伏与建筑相结合的第一步，是将现成的平板式光伏组件安装在建筑物的屋顶等处，引出端经过逆变和控制装置与电网连接，由光伏系统和电网并联向住宅（用户）供电，多余电力向电网反馈，不足电

力向电网取用。

b. 建筑与光伏组件相结合。光伏与建筑相结合的进一步目标是将光伏器件与建筑材料集成化。建筑物的外墙一般都采用涂料、马赛克等材料，为了美观，有的甚至采用价格昂贵的玻璃幕墙等，其功能是起保护内部及装饰的作用。如果把屋顶、向阳外墙、遮阳板甚至窗户等的材料用光伏器件来代替，则既能作为建筑材料和装饰材料，又能发电，一举两得、一物多用，使光伏系统的造价降低、发电成本下降。这就对光伏器件提出了更高、更新的要求，应具有建筑材料所要求的隔热保温、电气绝缘、防火阻燃、防水防潮、抗风耐雪、质量较轻、具有一定强度和刚度且不易破裂等性能，还应具有寿命与建材同步、安全可靠、美观大方、便于施工等特点。如果作为窗户材料，并要能够透光。美国、日本、法国等发达国家的一些公司和高校，在政府的资助下，经过一些年的努力，研究开发出不少这类光伏器件与建筑材料集成化的产品，有的已在工程上应用，有的在试验示范，并且还在进一步研究更新的品种。目前已研发出的品种有：双层玻璃大尺寸光伏幕墙，透明和半透明光伏组件，隔热隔音外墙光伏构件，光伏屋面瓦，大尺寸、无边框、双玻璃屋面光伏构件，面积达 2m^2 左右代替屋顶蒙皮的光伏构件，光伏电池不同颜色、不同形状、不同排列的构件，屋面和墙体柔性光伏构件等。

光伏建筑一体化系统的关键技术问题之一是设计良好的冷却通风，这是因为光伏组件的发电效率随其表面工作温度的上升而下降。理论和试验证明，在光伏组件屋面设计空气通风通道可使组件的电力输出提高 8.3% 左右，组件的表面温度降低 15°C 左右。

② 联网逆变器

a. 联网逆变器功能。联网逆变器是联网光伏系统的核心部件和技术关键。联网逆变器与独立逆变器的不同之处是它不仅可将太阳能电池方阵发出的直流电转换为交流电，并且还可对转换的交流电的频率、电压、电流、相位、有功与无功、同步、电能品质（电压波动、高次谐波）等进行控制。它具有如下功能。

① 自动开关。根据从日出到日落的日照条件，尽量发挥太阳能电池方阵输出功率的潜力，在此范围内实现自动开始和停止。

② 最大功率点跟踪（MPPT）控制。对跟随太阳能电池方阵表面温度变化和太阳辐照度变化而产生出的输出电压与电流的变化进行跟踪控制，使方阵经常保持在最大输出的工作状态，以获得最大的功率输出。

③ 防止单独运行。系统所在地发生停电、当负荷电力与逆变器输出电力相同时，逆变器的输出电压不会发生变化，难以察觉停电，故而有通过系统向所在地供电的可能，这种情况叫做单独运转。在这种情况下，本应停了电的配电线中



又有了电，这对于保安检查人员是危险的，因此要设置防止单独运行功能。

④ 自动电压调整。在剩余电力逆流入电网时，因电力逆向输送而导致送电点电压上升，有可能超过商用电网的运行范围，为保持系统的电压正常，运转过程中要能够自动防止电压上升。

⑤ 异常情况排解和停止运行。当系统所在地电网或逆变器发生故障时，及时查出异常，安全加以排解，并控制逆变器停运转。

b. 联网逆变器的构成。联网逆变器主要由逆变器和联网保护器两大部分构成，如图 8-9 所示。

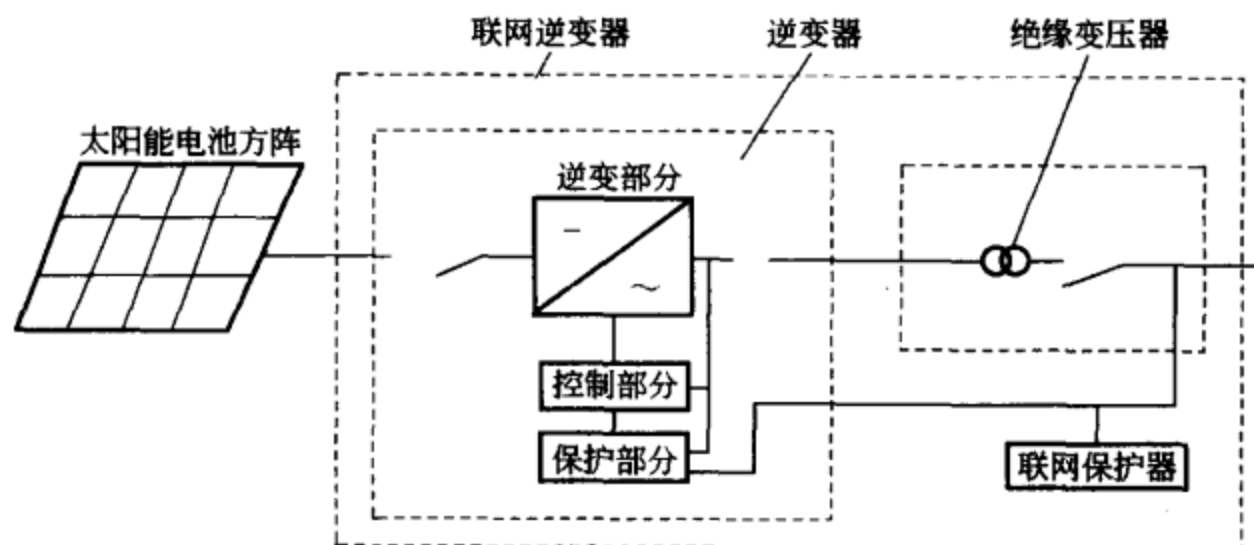


图 8-9 联网逆变器的构成（绝缘变压器方式）

① 逆变器包括 3 个部分。逆变部分的功能是采用大功率晶体管将直流高速切割，并转换为交流，控制部分由电子回路构成，其功能是控制逆变部分；保护部分也由电子回路构成，其功能是在逆变器内部发生故障时起安全保护作用。

② 联网保护器是一种安全装置，主要用于频率上下波动、过欠电压和电网停电等的监测。通过监测如发现问题，应及时停止逆变器运转，把光伏系统与电网断开，以确保安全。它一般装设在逆变器中，但也有单独设置的。

c. 联网逆变器回路方式。已进入实用的主要有电网频率变压器绝缘方式、高频变压器绝缘方式和无变压器方式 3 种。

① 电网频率变压器绝缘方式采用脉宽调制（PWM）逆变器产生电网频率的交流，并采用电网频率变压器进行绝缘和变压。它具有良好的抗雷击和消除尖波的性能。但由于采用了电网频率变压器，因而较为笨重。

② 高频变压器绝缘方式的优点是体积小、质量轻，但回路较为复杂。

③ 无变压器方式特点是体积小、质量轻、成本低、可靠性能高，但与电网之间没有绝缘。

除第一种方式外，后两种方式均具有检测直流电流输出的功能，进一步提高了安全性。无变压器方式由于在成本、尺寸、质量及效率等方面具有优势，因而



目前应用广泛。该回路由升压器把太阳能电池方阵的直流电压提升到无变压器逆变器所需要的电压。逆变器把直流转换为交流。控制器具有联网保护继电器的功能；并设有联网所需手动开关，以便在发生异常时把逆变器同电网隔离（图 8-10）。

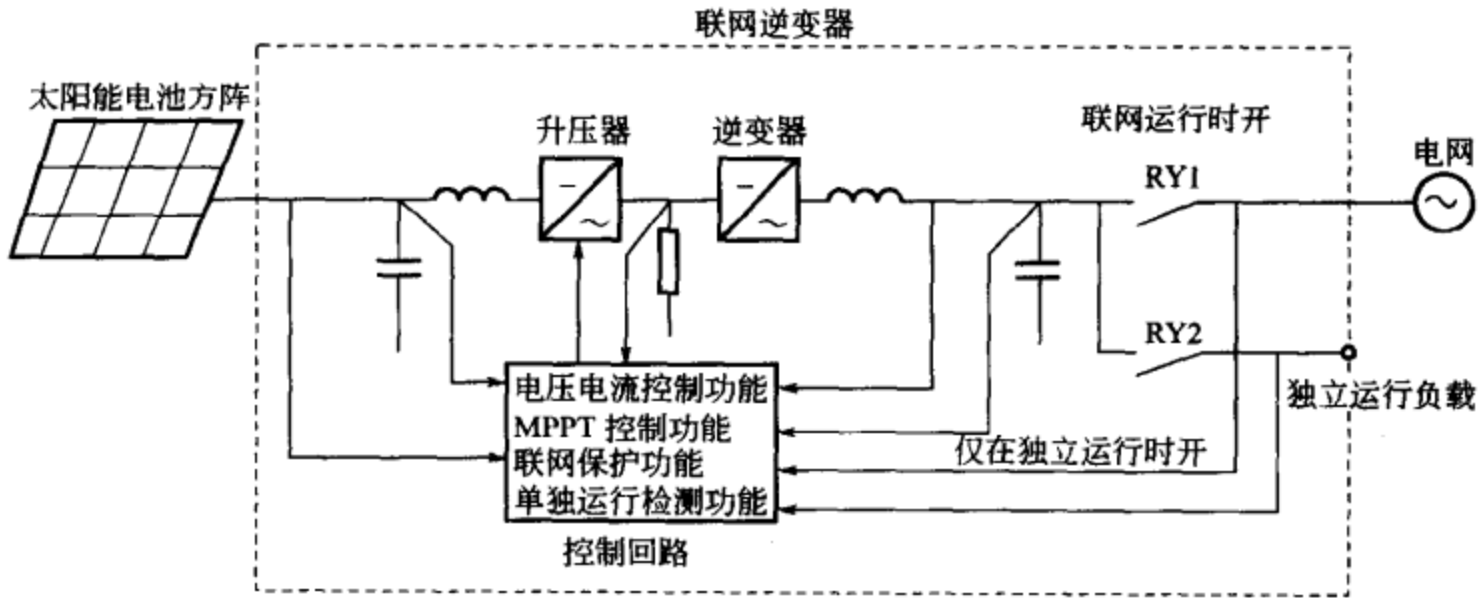


图 8-10 无变压器方式联网逆变器回路构成

d. 最大功率点跟踪（MPPT）技术。太阳能电池方阵的输出随太阳辐照度和太阳能电池方阵表面温度而变动，因此需要跟踪太阳能电池方阵的工作点并进行控制，使方阵始终处于最大输出，以获得最大的功率输出。采用最大功率点跟踪（MPPT）技术就是起这种作用。每隔一定时间让联网逆变器的直流工作电压变动一次，测定此时太阳能电池方阵输出功率，并同上次进行比较，使联网逆变器的直流电压始终沿功率变大的方向变化。图 8-11 为 MPPT 控制原理示意图。

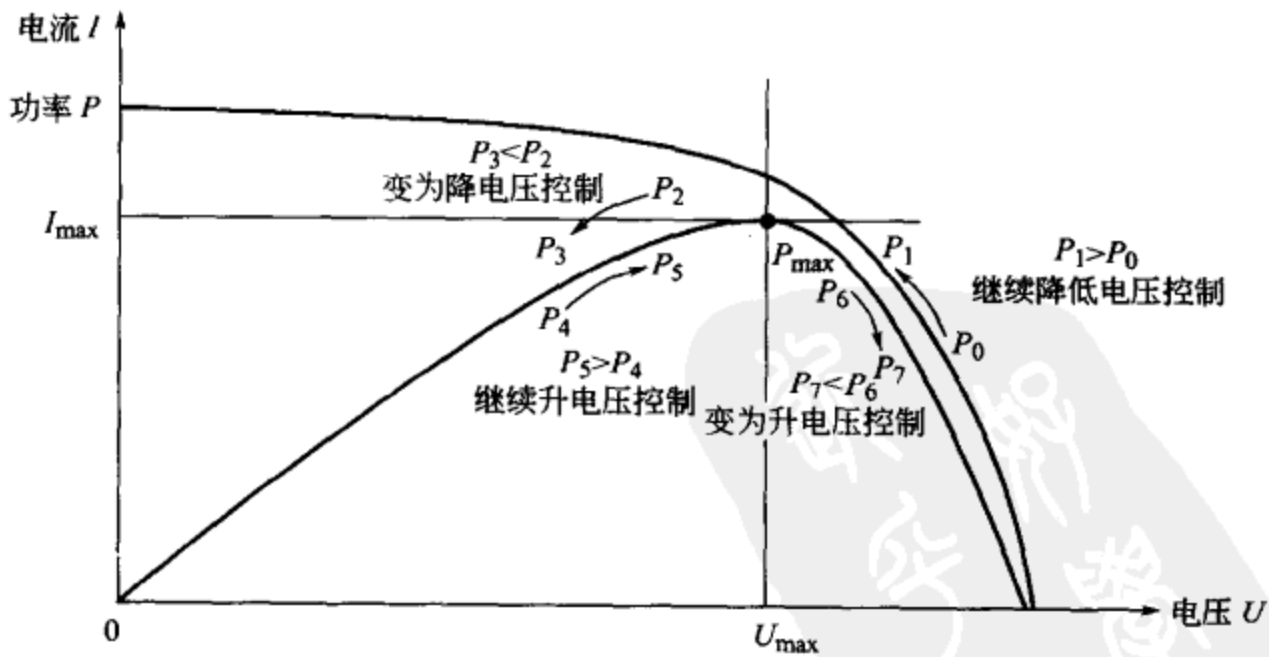


图 8-11 MPPT 控制原理示意图



8.2 太阳能光伏冰箱系统

(1) 引言 上节介绍了太阳能光伏发电应用的两种方式, 如果需要利用太阳能制冷的地方具有电网, 可以建立联网太阳能光伏发电系统, 在这时应用常规市场上销售的冰箱和冷冻设备、空调设备便可以方便地获得所需的冷量。本节介绍若没有电网, 采用独立太阳能光伏发电系统、应用常规市场上销售的压缩式冰箱的太阳能光伏冰箱系统。该系统可用于无电地区生活和药品冷藏, 同时该系统还可兼作交流电源, 用于家庭照明和收看电视。

太阳能光伏冰箱系统为太阳能电池供电的冰箱及照明系统, 其变频电路采用一种新型的全数字式 SPWM 调制方式, 可对压缩机进行无级调速, 实现电冰箱

温度的自动控制和连续运行。

(2) 系统组成 系统原理框图见图 8-12。整个系统主要由太阳能电池阵列、蓄电池组、变频器和冰箱及电视机四部分组成。

太阳能电池阵列在不同日照强度下的伏安特性曲线如图 8-13 所示。适当的蓄电池组用于储存电能, 平衡用电。变频器的作用一是将直

流电转变为交流电供冰箱使用, 二是对压缩机进行调速, 实现电冰箱温度的自动控制。本系统选用一种市售超大容量电冰箱, 三室三门, 互相隔离, 冷藏冷冻两用, 在冰箱不工作的季节里, 可让变频器固定在 50Hz 运行, 并将其输出, 通过连接器接到电视和灯具上, 系统便可作为交流电源使用。

(3) 太阳能电池阵列和蓄电池组设计

① 太阳能电池阵列的组合系数 由于材料和制造工艺等因素, 太阳能电池组件的伏安特性常常不一致, 有的甚至相差较大, 这将会形成阵列的组合功率损失。为了减少组合损失, 安装前须对太阳能电池组件进行逐块测试, 尽量挑选伏安特性曲线接近的组件进行安装, 以保证阵列有较高的组合系数。在此所述的太阳能电池阵列即太阳能电池方阵。

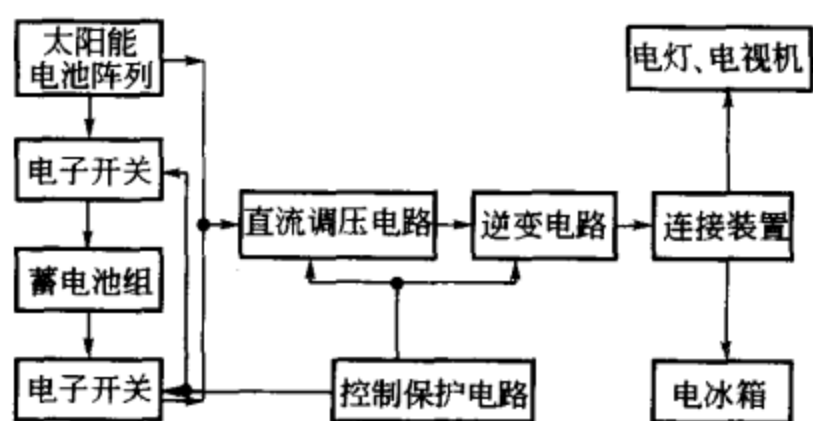


图 8-12 系统组成框图

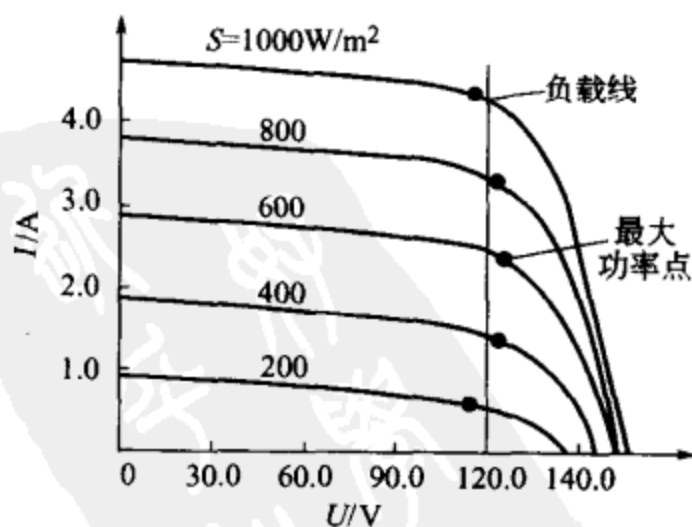


图 8-13 太阳能电池阵列伏安特性

② 太阳能电池阵列的倾角 中小功率的太阳能电池阵列一般都采用固定式安装，但必须选择一个合理的倾角，以使其与负载匹配。对于均衡负载，阵列的最佳倾角在后面专门叙述。电冰箱是不均衡负荷，用电量随环境温度而变，夏半年用电量较大，冬半年用电量较少，故阵列倾角取为当地的纬度，则夏半年阵列获得的太阳辐照量较多，冬半年获得的太阳辐照量较少，基本符合电冰箱的用电规律。

③ 太阳能电池阵列的工作电压 阵列的工作电压应包括蓄电池的浮充电压、阻塞二极管压降、线路损耗等。为简便起见，它可由经验公式确定

$$V_m = 1.3V_B \quad (8-1)$$

式中， V_m 为阵列的工作电压； V_B 为蓄电池组的工作电压。 V_m 和 V_B 的比例设计合理，阵列可近似实现最大功率输出，提高阵列的效率（图 8-13）。

④ 太阳能电池阵列日均输出电量 阵列日均输出电量应和负载的日均耗电量基本平衡，同时还要考虑变频器效率、蓄电池组充放电效率、组件的衰减以及温度的影响。

$$\bar{A}_{op} = \frac{\bar{A}_L}{\eta_1 \eta_2 \eta_3 [1 - \alpha(T_{max} - 25)]} \quad (8-2)$$

式中， \bar{A}_{op} 为阵列日均应输出的电量； \bar{A}_L 为电冰箱平均日耗电量； η_1 为变频器效率； η_2 为蓄电池的充电效率； η_3 为组件衰减损失； α 为太阳能电池温度系数； T_{max} 为太阳能电池组件最高工作温度。

⑤ 标准光强下平均日辐射时数 由气象资料查出当地近 10 年来的平均年辐射总量，换算成标准光强（ AM_1 ， $100\text{mW}/\text{cm}^2$ ）下的平均日辐射时数

$$\bar{h} = \frac{H_T \eta_4}{365 \times 100} \quad (8-3)$$

式中， \bar{h} 为日均太阳辐射时数； H_T 为年均太阳辐射总量（应换算成 $\text{mW} \cdot \text{h}/\text{cm}^2$ ）； η_4 为方阵倾角修正系数。

⑥ 太阳能电池阵列总功率

$$P = \frac{k\bar{A}_{op}}{\bar{h}} \quad (8-4)$$

式中， P 为阵列的总功率； k 为考虑一些未知因素而引入的安全系数。

⑦ 蓄电池组的设计 在该系统中，蓄电池组和太阳能电池阵列并联运行，由电子开关控制蓄电池组的充放电。蓄电池组以浮充方式工作，处于不断的循环状态。一是日夜小循环，白天阳光充足时，阵列发出的电能除供电冰箱使用外，多余的电能给蓄电池组充电，晚上再由蓄电池组向电冰箱供电。二是季节性大循环，夏半年光照较强，多余的电能储存在蓄电池中，当冬半年及连阴多雨的季节



光照不足时，蓄电池组提供储存的电能。该系统选用固定式全封闭铅酸蓄电池，其总容量为

$$Q_B = \frac{n\bar{A}_L}{D_{OD}\eta_1 V_B} \quad (8-5)$$

式中， Q_B 为蓄电池组总安时数； n 为要供电的天数； D_{OD} 为放电深度； η_1 为变频器效率； V_B 为蓄电池组的工作电压。为了能选用较低电压的功率 MOSFET（场效应晶体管），减少开关管的管耗， V_B 不宜设计过高，定为 100V。

(4) 冰箱的温度控制和变频器

① 温度控制 普通电冰箱的温度控制通常都采用 ON/OFF 运行方式，用机械式温控器来控制。当冰箱内的温度下降到设定范围的下限值时，温控器便切断电源，压缩机停止工作。当冰箱内的温度上升到设定的上限值时，温控器又接通电源，电动机全压启动，压缩机重新开始制冷。这种温控方式不适合中小功率的光伏系统。压缩机频繁开停，冲击较大。电动机全压启动，启动电流数倍于额定工作电流，对蓄电池极为不利，也造成启动能量损失。该系统采用调速运行方式，即通过变频器对电动机进行变频调速，实现对冰箱的温度控制。

根据压缩机原理，其制冷量同电动机的转速成正比。以往复式压缩机为例，其制冷量为

$$Q_0 = \frac{\pi}{240} D^2 S Z q \lambda n \quad (8-6)$$

式中， Q_0 为制冷量； D 为汽缸直径； S 为活塞行程； Z 为汽缸数； q 为单位容积制冷量； λ 为汽缸输汽系数； n 为电动机转速。对于给定的压缩机，若 n 可调，其他则可看作常量。因此调节电动机转速便可调节压缩机的制冷量和电冰箱的温度。冰箱温度的自动控制原理如图 8-14 所示。

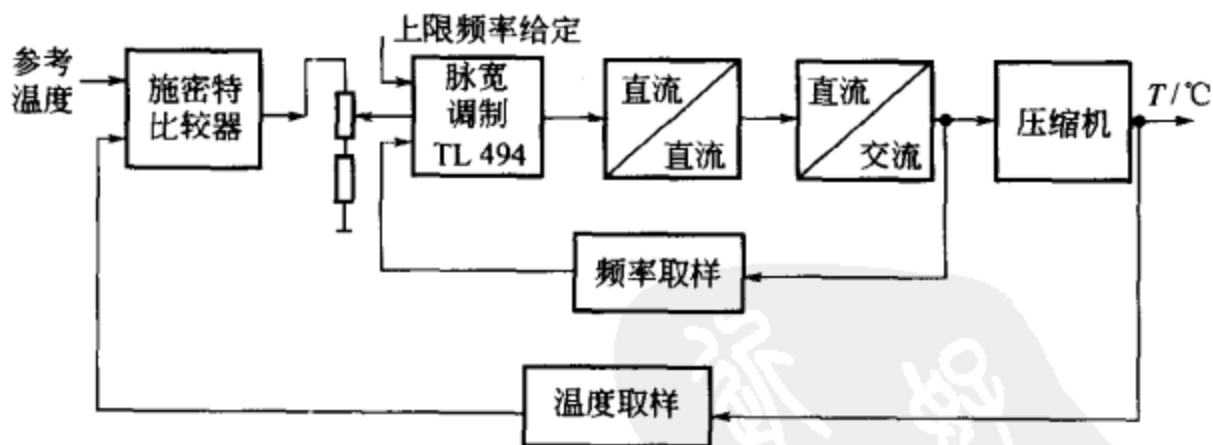


图 8-14 光伏冰箱温度自动控制原理

由图 8-14 可知，这是个双闭环系统。电动机启动完毕后便以设定的上限频率上限转速运行（通常以额定转速作为上限转速），压缩机的制冷量达到最大值。当冷藏室的温度下降到设定的下限值时，变频器让电动机以设定的下限转速运

行，压缩机的制冷量成比例下降，维持冰箱内的温度。当冰箱内温度又上升到上限值时，变频电路立即让压缩机以上限转速运行，其制冷量随之增大。电动机运行的上、下限转速由可调电阻方便地设定。普通电冰箱的压缩机都是按额定转速设计的，当转速过低时，其工作效率及润滑效果将有所降低，因此下限转速不宜设定过低。

② 直流调压电路 根据交流电动机的调速原理，交流电动机的恒转矩调速， U/f 应为一定值。在 SPWM 调制方式中，实现恒压频比有多种方法。为了简化控制电路，提高系统的可靠性，采用一种基于 EPROM 的 PAM 方式，电压调节由直流调压电路实现，频率调节由逆变电路完成，且二者成线性关系。

直流电压调节电路为推挽式，它结构简单，使用的开关管少，控制方便，电路结构如图 8-15 所示。开关管 T_1 、 T_2 为功率场效应管 (MOSFET)，开关频率可达 30kHz，由于开关频率高，电路中的驱动变压器 B_1 、输出变压器 B_2 、滤波电感、电容等元器件都按高频设计，因此体积和质量大大减小。推挽式直流调压电路中，开关管 T_1 、 T_2 承受的反向电压为电源电压的两倍。由于变压器漏感储能的影响，在功率开关管由导通转向截止的过程中，储能在变压器初级绕组中，即功率开关管的漏极引起较高的尖峰电压，通过开关管的电流越大，尖峰电压越高。为了抑制漏极尖峰电压的影响，必须设置 R、C 阻容吸收电路或其他吸收电路，以保证电路的安全工作。

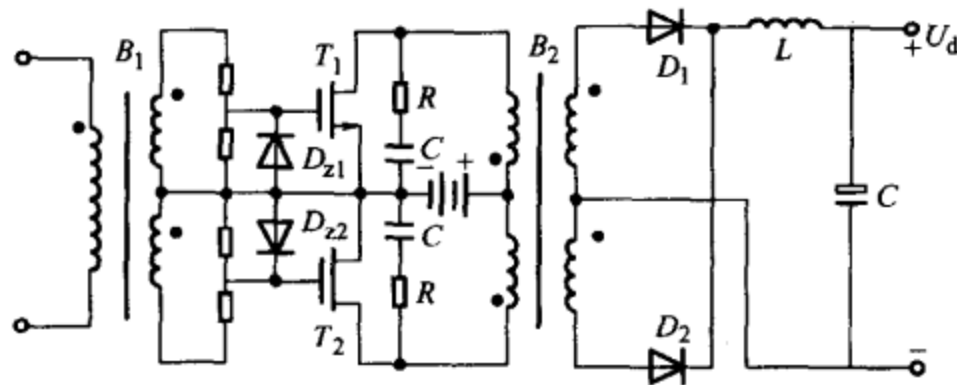


图 8-15 直流电压调节电路

直流电压调节电路的控制器为通用型 PWM 发生器组件——TL494 组件，频率可任意设定。组件输出两相互反的脉冲波，通过驱动电路送至驱动变压器以驱动两只功率开关管。脉冲的占空比在 0~48% 之间连续可调，输出直流电压 U_d 则在 0~350V 之间连续可调。设定了脉冲的占空比，便设定了 U_d ，也即设定了变频电路的频率。

由 SPWM 原理可知，逆变器输出的 SPWM 波中，基波幅值与调制深度近似成线性关系 ($D < M < 1$) 可表示为

$$U_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} \delta M U_d \quad (8-7)$$



式中, U_1 为基波幅值的有效值; δ 为波形畸变因子; M 为调制深度; U_d 为逆变器输入直流电压。通常在 SPWM 方法中, 让 U_d 固定, 而让 M 随 f 变化。本书是让 M 固定, 而让 U_d 随 f 成比例变化, 由式(8-7) 可知, 同样可以实现定压频比调速, 且使控制电路大大简化。

为避免启动电流的冲击, 该系统可实现压缩机的软启动。在 TL494 组件的死区控制端, 接入一个 RC 充放电回路, 当开始启动时, C 上的电压 U_c 只能逐渐升高, 则死区控制端的电压逐渐降低, 输出脉冲宽度则逐渐变宽, U_d 将渐渐升高, 电动机平滑启动。

③ 逆变电路 逆变电路为双半桥式, 其结构如图 8-16 所示。图中 L_y 为电动机的运行绕组, L_Q 为启动绕组, PTC 为热敏电阻, C_1 、 C_2 为平衡电容, $T_1 \sim T_4$ 为功率场效应管 (MOSFET)。

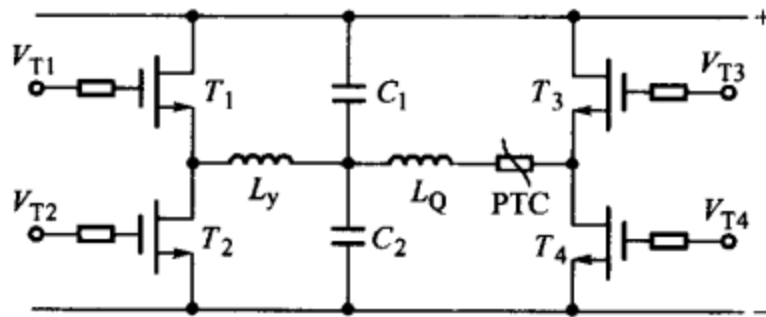


图 8-16 逆变电路

电路具有以下特点。

a. 可实现电动机的两相启动, 单相运行。电冰箱中使用的大都是单相交流电动机, 为了获得启动转矩, 电动机中设计了启动绕组。该系统采用的电冰箱使用的是电容式单相电动机, 运行绕组和启动绕组在空间位置

是正交的。电动机刚启动时, PTC 热敏电阻尚未发热, 阻值很低, 启动绕组处于通路状态。逆变电路给电动机两绕组上施加互差 90° 的 SPWM 电压 (图 8-17), 两绕组中则产生互差 90° 的正弦电流, 形成一个圆形旋转磁场, 有了启动转矩, 使电动机启动并不断加速。PTC 元件因自身的焦耳热, 温度迅速上升, 当超过居里温度时, 电阻剧增, 启动绕组相当于断开, 此时电动机已启动完毕, 进入单相运行状态。PTC 的电阻温度特性见图 8-18, 其居里温度的数值由材料的配方决定, 不同型号的居里温度也不相同。

b. 在逆变电路中, SPWM 波形的产生采用一种新的方法。将开关管 $T_1 \sim T_4$ 的驱动电压波形 (图 8-17) 事先计算好, 固化在 EPROM 中。这种方式控制简单可靠, 抗干扰能力强, 稳定性高。图 8-17 中的 SPWM 波形是按照对称规则采样法, 根据式(8-8) 在计算机上事先计算出来的。

$$\begin{cases} t_{pw} = \frac{T_t}{2}(1 + M\sin\omega t_1) \\ t_{off} = \frac{T_t}{4}(1 + M\sin\omega t_1) \\ t_1 = KT_t (K=0, 1, 2, \dots, N-1) \end{cases} \quad (8-8)$$

式中, t_{pw} 为脉冲宽度; t_{off} 为采样时间间隔; T_t 为三角波周期 (取 $T_t = T_s$); T_s 为采样周期; M 为调制深度; N 为调制比。在计算 SPWM 波形时, 取 $M=0.9$, $N=30$, 则 $T_t = \frac{1}{Nf} = \frac{1}{30 \times 50} = 6.6 \times 10^{-4} (s)$ 。由图 8-17 可见, 只需计算出半个周期的 SPWM 波形便可以了。

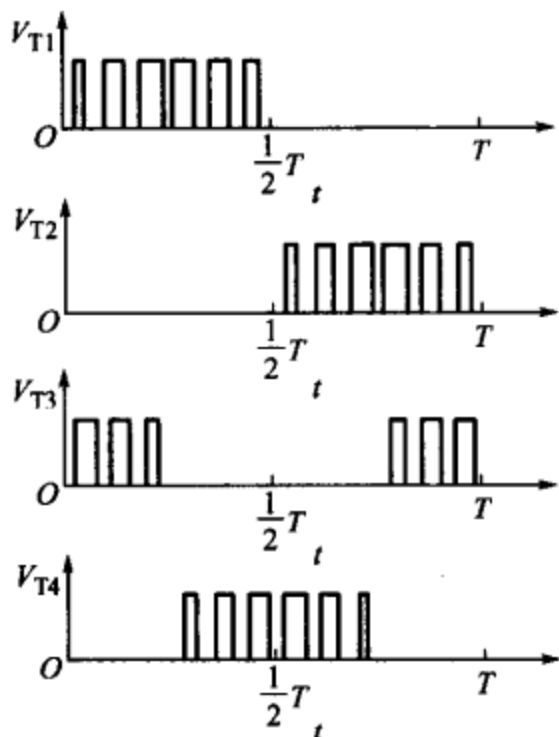


图 8-17 逆变电路开关管驱动波形

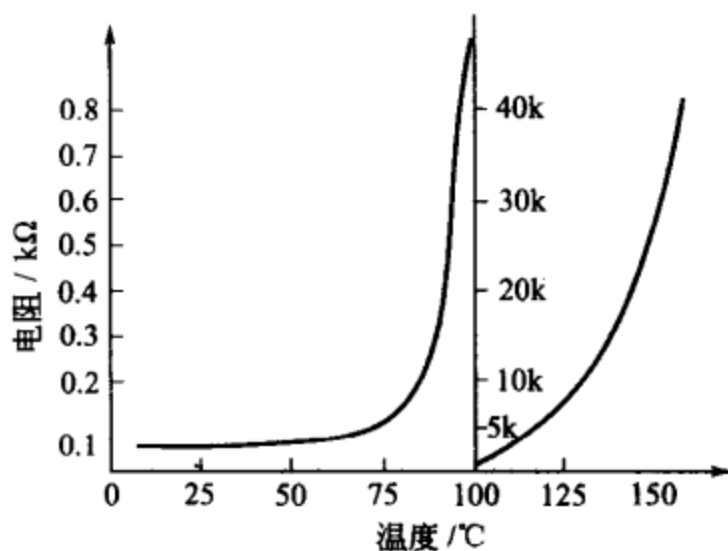


图 8-18 PTC 温度特性

将图 8-17 中各电压波形, 每个周期平均分为 4096 份, 按时间次序存入 EPROM 中对应的 4096 个字中, $U_{T1} \sim U_{T4}$ 分别固化在每个字的 $D_0 \sim D_3$ 位。变频电路工作时, 十二位二进制计数器循环扫描, 依次对 EPROM 寻址, EPROM 的 $D_0 \sim D_3$ 四根输出线上使输出图 8-17 的波形, 通过隔离驱动电路去驱动逆变电路中的功率开关管 $T_1 \sim T_4$ 。改变计数器的扫描速度, 也即改变 SPWM 波形的频率。用压控振荡器作为计数器的时钟, 压控振荡器的输入电压取样于逆变电路的输入电压 U_d , 从而使正弦电压与频率成线性关系变化。图 8-19 是变频控制电路原理图。



图 8-19 变频控制电路原理

为了使系统稳定可靠地工作, 在电路中设置了控制电路通电延时保护, 主电路过流、过压保护, 蓄电池组过充、过放保护, 同一桥臂上的功率开关管直通保护等, 有效地提高了系统的可靠性。

以上所述的系统是以普通电冰箱作为负载, 冰箱的压缩机没有考虑光伏系统的特性。因而整个系统的效率尚不能与专用的直流压机相比, 但它却有直接利用



市售冰箱的优点，这对边远无电地区而言有其现实意义。

8.3 太阳能供电与半导体制冷系统

(1) 半导体制冷 金属内部的自由电子经常飞至原子之间，并与原子相碰撞。自由电子的这种不规则运动状态与气体分子的热运动极为相似。其运动的剧烈程度可用电子压力表示。不同金属原子间的距离不同，自由电子的数目也不同，故电子压力也不相同。因此，两种不同金属接触时，由于电子压力不同，一部分电子即从某一金属移向另一种金属，在两者之间造成一定的电位差，从而使电子压力达到平衡状态。

图 8-20 表示铜、铁两种不同金属导线组成闭合环路，加热其中一个节点，冷却另一节点，则该环路即有电流产生，这种现象称为热电效应（即 Seebeck 效应）。产生热电效应的原因在于，通过两个导体的接触面，自由电子从铁移至铜，温度越高，移过的电子数目越多，从而在高温和低温两个节点处造成高低不同的电位差。可是，对于铁或铜导线本身来说，由于高温端和低温端电位不等，因此，电流从铁导线的高温端流向低温端，从铜导线的低温端流向高温端，在此闭合环路中产生电流回路。这两种导线的组合体称为热电偶。

反过来，在这两种金属导线组成的环路中接入直流电源（图 8-21），则其中一个节点的温度降低，吸收外界的热量，另一个节点的温度升高，向外界放出热量，这种制冷或制热现象就是珀尔帖（Peltier）效应。珀尔帖效应也是由于两种不同金属节点的电位差引起的，当电流从高电位的金属（铁）流入低电位的金属（铜）时，其减少的能量将以热的形式向外界释放；而电流从低电位的金属流入高电位的金属时，则需要从外界补入能量以提高它的电位，故该节点的温度应低于所处的环境温度。

由于金属导体的珀尔帖效应十分微弱，没有实用价值。但是，采用两种不同型（一为电子型，另一为空穴型）半导体材料时，珀尔帖效应较为显著，所谓热电制冷（也称为半导体制冷）就是利用该效应进行制冷，其原理图见图 8-22。

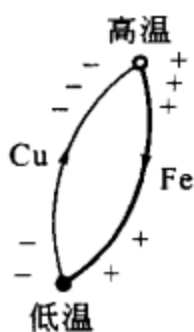


图 8-20 热电偶

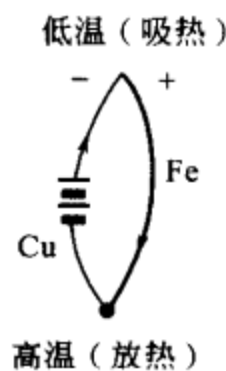


图 8-21 珀尔帖效应

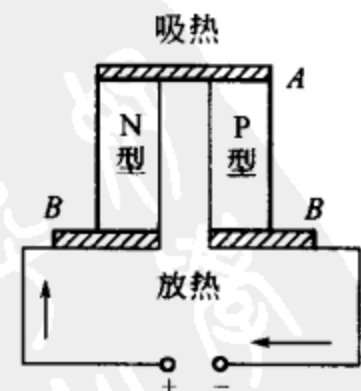


图 8-22 半导体制冷原理图

随着半导体工业的发展，这种半导体制冷技术已转入了实用化、商品化的阶段，不少单位已批量生产出产品供应市场。表 8-1 是天津电源研究所和中国电子科技集团公司第十八研究所生产的单级温差电制冷组件产品目录，仅供参考。

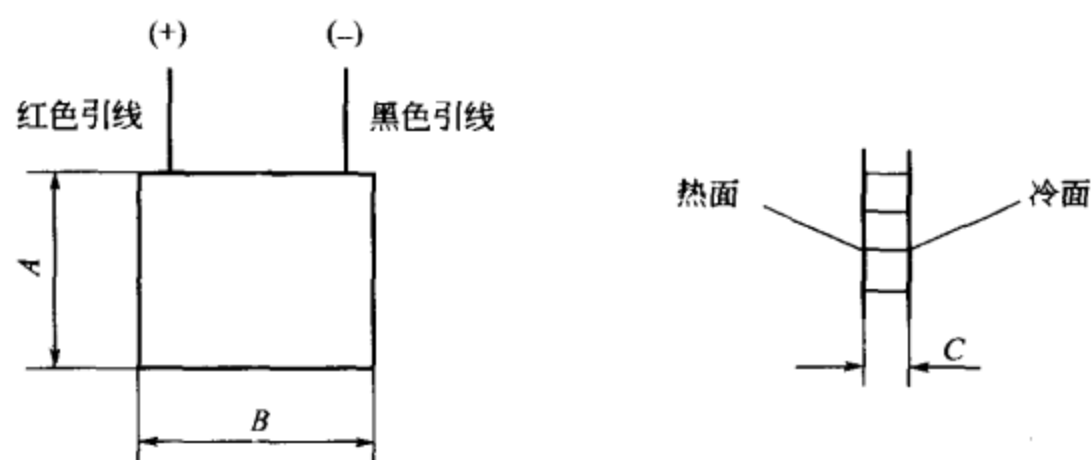
表 8-1 单级温差电制冷组件产品目录

型号	热面温度($T_h=27^\circ\text{C}$)				尺寸/mm		
	最大温差电流 I_{\max}/A	最大温差电压 V_{\max}/V	最大制冷功率 Q_{cmax}/W	最大温差 $T_{\max}/^\circ\text{C}$	A(长) (L)	B(宽) (W)	C(高) (H)
TES1-00725	2.5	0.8	1.2	67	8	8	4.0
TES1-01725		2.0	2.8		12	12	
TES1-03125		3.6	5.2		15	15	
TES1-07125		8.2	12.1		23	23	
TES1-12725		14.7	21.6		30	30	
TES1-00730	3.0	0.8	1.5	67	8	8	3.6
TES1-01730		2.0	3.6		12	12	
TES1-03130		3.6	6.6		15	15	
TES1-07130		8.2	15.2		23	23	
TES1-12730		14.7	27.2		30	30	
TES1-00739	3.9	0.8	1.8	67	8	8	3.2
TES1-01739		2.0	4.5		12	12	
TES1-03139		3.6	8.2		15	15	
TES1-07139		8.2	18.8		23	23	
TES1-12739		14.7	33.7		30	30	
TEC1-00704	4.0	0.8	1.8	67	10	10	4.7
TEC1-01704		2.0	4.5		15	15	
TEC1-03104		3.6	8.3		20	20	
TEC1-07104		8.2	19.0		30	30	
TEC1-12704		14.7	34		40	40	
TEC1-00706	6.0	0.8	2.9	67	10	10	3.8
TEC1-01706		2.0	7.1		15	15	
TEC1-03106		3.6	13.0		20	20	
TEC1-07106		8.2	29.8		30	30	
TEC1-12706		14.7	53.3		40	40	
TEC1-00708	8.0	0.8	4.0	67	10	10	3.4
TEC1-01708		2.0	9.9		15	15	
TEC1-03108		3.6	18.0		20	20	
TEC1-07108		8.2	41.3		30	30	
TEC1-12708		14.7	73.9		40	40	
TEC1-00709	9.0	0.8	4.5	67	15	15	4.7
TEC1-01509		1.7	9.6		30	15	
TEC1-01709		2.0	10.9		22	22	
TEC1-03109		3.6	19.9		30	30	
TEC1-07109		8.2	45.6		44	44	
TEC1-12709		14.7	81.6		62	62	



续表

型号	热面温度($T_h=27^\circ\text{C}$)				尺寸/mm		
	最大温差电流 I_{\max}/A	最大温差电压 V_{\max}/V	最大制冷功率 Q_{cmax}/W	最大温差 $T_{\max}/^\circ\text{C}$	A(长) (L)	B(宽) (W)	C(高) (H)
TEC1-00714	14.0	0.8	6.6	67	15	15	4.6
TEC1-01514		1.7	14.1		30	15	
TEC1-01714		2.0	16.0		22	22	
TEC1-03114		3.6	29.3		30	30	
TEC1-07114		8.2	67.1		44	44	
TEC1-12714		14.7	120.0		62	62	
TEC1-01743	43	2.0	51.0	67	50	50	8.3
TEC1-03140	39.0	3.6	83.4	67	55	55	5.8
TEC1-03160	60.0	3.6	128.6	67	55	55	5.0



(2) 太阳能供电与半导体制冷系统 设计制作一个便携式太阳能供电半导体制冷药箱在边远无电地区是有实用价值的, 这种制冷箱具有无噪声、无污染、便于携带、启动快和方便在制冷制热间进行转换, 在没有外接电源时, 仍然可以工作, 并可以对箱内的温度进行实时监控。应用太阳能, 在体积小、质量轻和方便的特殊条件下, 实现小功率制冷是这种太阳能光伏制冷的特点。

制冷箱整体框架图如图 8-23 所示。

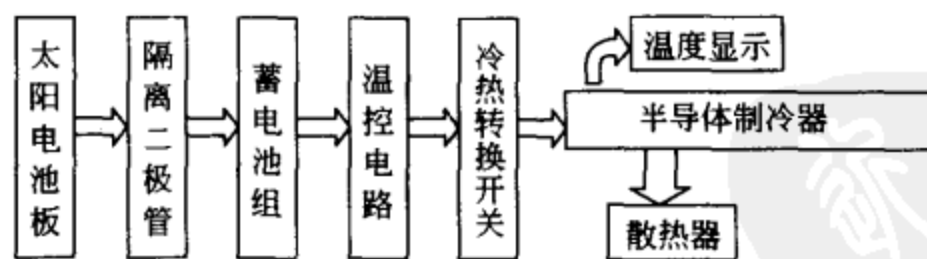


图 8-23 制冷箱整体框架图

在制冷器的设计选择中应考虑以下几点:

- ① 被冷却物体所欲达到的温度;
- ② 制冷元件的最大电流数值;

③ 热负载，被冷却物的发热量和从外部渗入的热量；

④ 选取何种散热方式（自然对流散热、强迫对流散热或液冷等）以及热端与周围介质的热交换系数；

⑤ 冷端同被冷却物体间取何种热交换方式（紧密接触或液体循环等）以及热交换系数；

⑥ 冷却速度与达到温度的时间。

半导体制冷箱的热负荷可按下式计算

$$Q_T = Q_B + Q_A + Q_P + Q_M$$

式中 Q_B ——箱体的泄漏热量，W；

Q_A ——开门泄漏热量；W；

Q_P ——储物热量，W；

Q_M ——其他热量，W。

制冷箱的实际试验条件：箱体的传热可视为单层平壁的传热过程，按标准条件，箱外温度 $t_1 = 32^\circ\text{C}$ ，相对湿度为 $(75 \pm 5)\%$ ，箱内温度设为 20°C 。制冷箱按每小时开门 2 次计算，再假定每次开门箱内空气全部被置换成箱外空气，储存药品 0.2kg，其他发热量取 0.2W，为保险起见，将热负荷增加 10% 的安全系数定为 Q'_T 。经过计算可得 $Q'_T = 1.1Q_T = 4\text{W}$ 。其中，储物热量 Q_P 占总热负荷的 50% 以上，由于有温度控制电路，当箱内温度稳定后，制冷系统的工况也进入稳定工况，所以制冷箱应该是间歇工作的。

制冷箱采用空气自然对流散热的换热系统，即选择一定形式的散热片作为热交换器。由制冷箱冷端与被冷却物采用紧密接触的热交换方式，所以制冷对象所要移走的热量，将直接被制冷器的冷端吸收，经热电制冷效应把热量移至热端，再经各层的导热把热量传给热端散热器。散热器利用空气的自然对流把热量散到环境中，达到制冷目的。

为了使散热器有效地工作，必须选择合适的热端温度，如果它接近于环境温度，则因散热片与环境的温差太小而换热很差，如果选取热点温度比环境高得多，则会使热电制冷器的制冷系数明显下降，一般选取热端温度比环境温度高 $7 \sim 10^\circ\text{C}$ 。制冷箱选用普通氧化铝陶瓷散热器，经估算，其换热系数为 $5\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 左右，其散热功率也可达到 50W 左右。基本可以满足散热要求。

① 选用半导体制冷器 根据制冷箱的结构和各种因素综合考虑后，选择 Tecl-12705 型半导体制冷组件，此为陶瓷结构式温差电制冷组件，制冷级数为 1，电偶对数为 127 对，最大温差电流为 5A，最大温差为 67°C ，电压为 14.5V，尺寸为 $40\text{mm} \times 40\text{mm} \times 4\text{mm}$ 。

② 选用太阳能电池 太阳能电池单体是用于光电转换的最小单元，它的面



积一般为 $4\sim 100\text{cm}^2$ 。太阳能电池单体工作电压为 $0.45\sim 0.50\text{V}$ ，工作电流为 $20\sim 25\text{mA}/\text{cm}^2$ ，将太阳能电池单体进行串联、并联并封装后，就成为太阳能电池组件，其功率一般为几瓦至几十瓦，更高的能达几百瓦。太阳能电池组件包含一定数量的太阳能电池，这些太阳能电池通过导线连接，一个组件上，太阳能电池的标准数量是 36 个或 40 个 ($10\text{cm}\times 10\text{cm}$)，产生 16V 的电压，与一个额定电压为 12V 的蓄电池进行有效的充电。并能使选择的半导体制冷器正常工作。制冷箱所选的晶体硅太阳能电池由一个晶体硅片组成，在晶体硅片的上表面紧密排列着金属栅线，下表面是金属层。硅片本身是 P 型硅，表面扩散层是 N 区，在两个层的连接处就是所谓的 PN 结，太阳能电池的顶部被一层减反射膜所覆盖，以便减少太阳能的反射损失。被密封后具有一定的防腐、防风、防雷和防雨等能力。

本实验装一个单元能产生 0.5V 电压，经过串并组合，在足够的光源照射下，能达到约 4.5V 电压、 2W 左右的输出。并能为蓄电池有效地充电。

③ 系统电路设计 详见图 8-24。

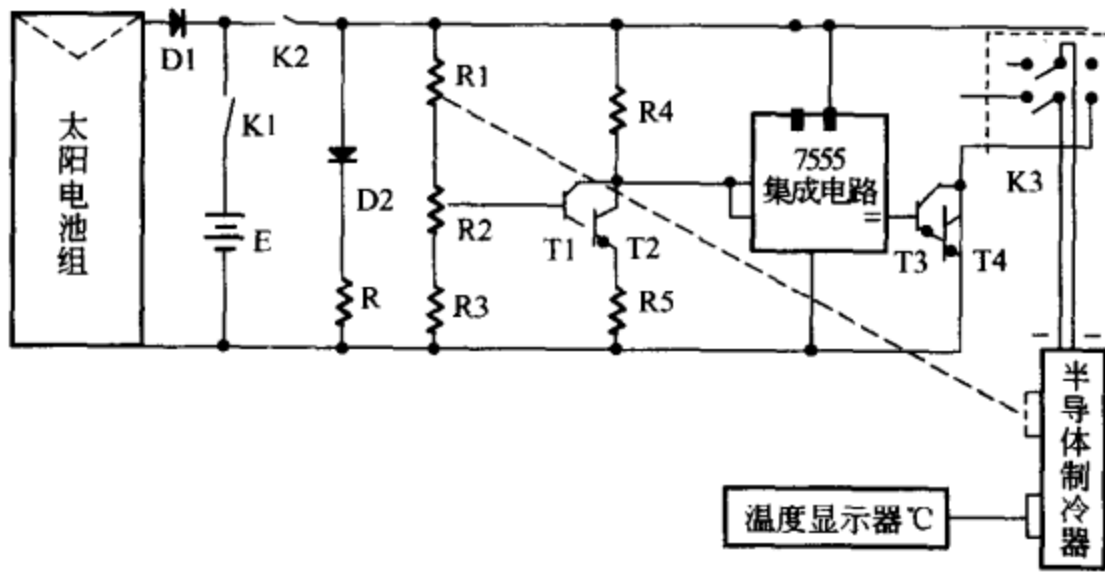


图 8-24 温度控制电路图

- D1—硅二极管；E— 2.4V 蓄电池；
- K1、K2—单刀开关；K3—双刀双开关；
- D2—闪动发光二极管；R—限流电阻；
- R1—负温度系数 5K 热敏电阻；R2— 10K 电位器；
- R3— 1K 电阻；R4— 39K 电阻；R5— 0.56K 电阻；
- T1、T2、T3—小功率 NPN 硅晶体管；T4—中功率 NPN 硅晶体管

a. 硅二极管。又称防反充二极管或阻塞二极管，考虑安装它的主要作用是避免由于太阳能电池方阵在阴雨天或夜晚不放电时或出现短路故障时，蓄电池组通过太阳能电池方阵放电。防反充二极管串联在太阳能电池方阵电路中，起单向导通的作用。它能承受足够大的电流，而且正向压降，反向饱和电流很小。

实际上，在一定条件下，一串联支路中被遮蔽的太阳能电池组件将被当作负

载消耗其他有光照的太阳能电池组件所产生的能量。被遮蔽的太阳能电池组件此时会发热，这就是热斑效应，这种效应能严重地破坏太阳能电池。有光照的太阳能电池所产生的部分能量，都可能被遮蔽的电池所消耗。为了防止太阳能电池由于热斑效应而遭受破坏，最好在太阳能电池组件的正负极间并联一个旁路二极管，以避免光照组件所产生的能量被受遮蔽的组件所消耗。

b. 蓄电池组。蓄电池组的作用是储存太阳能电池方阵受光照时所转换的电能，并随时向负载供电。太阳能电池发电系统对所用蓄电池最基本要求是：自放电率低，使用寿命长，深放电能力强，充电效率高，可以少维护或免维护，工作温度范围宽，价格低廉。

制冷箱选的蓄电池组由 3 组 6 节 2.4V 可充电电池组成，其充电方式采用“半浮充电方式”进行。即太阳能电池方阵全部时间都同蓄电池组并联浮充供电，白天浮充供电运行，晚上只放电不充电。白天，当太阳能电池方阵的电势高于蓄电池的电势时，负载由太阳能电池方阵供电，多余的电能充入蓄电池，蓄电池处于浮充电状态，当太阳能电池方阵不发电或电动势小于蓄电池电势时，全部输出功率由蓄电池组供电，由于阻塞二极管的作用，蓄电池不会通过太阳能电池方阵放电。

c. 温度控制电路。开关闭合时，将蓄电池接入电路，太阳能电池开始为其供电。开关闭合时半导体制冷器开始工作，同时发光二极管闪动，表示一切工作正常。 R_1 为负温度系数 5K 热敏电阻，即当温度上升时其电阻减小，它直接贴在半导体制冷器冷端上，当制冷器开始工作时冷端温度下降， R_1 电阻上升， R_4 两端电压下降，2 端电压上升，当升到 $2/3U_{cc}$ 时输出端为低电平，冷却停止，此时，温度略有回升， R_1 电阻开始下降， R_4 两端电压上升，2 端电压下降，当降到 $1/3U_{cc}$ 时，输出为高电平，继续冷却，如此循环往复，达到温度控制的目的，这样，半导体制冷器也将间歇工作，可以节省部分电能。 $10k\Omega$ 电位器 R_2 的作用为微调器调节电阻的大小，改变电流来达到需要的温度，电路中各晶体管均为放大电流作用。双向开关 K_3 通过改变电流入制冷器的方向来控制制冷制热。

制冷箱用作药箱，外形如图 8-25 所示。该系统在 2004 年 4 月、5 月做了实验，结果达到设计要求。大约在 50s 左右制冷箱就可达到所设定的制冷温度 20°C （环境温度为 28°C ）；可以长时间保持高精度的制冷温度控制。

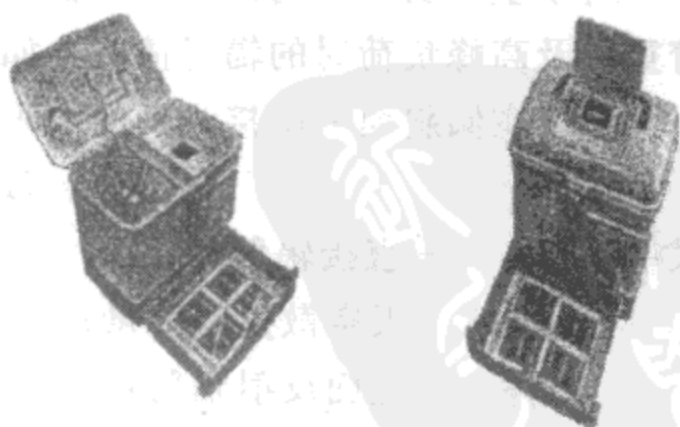


图 8-25 制冷箱

8.4 固定式光伏方阵最佳倾角的选择

在全年负荷均衡分布的独立光伏发电系统中，蓄电池的充放电处在日夜小循环和季节性的大循环中。冬天方阵供电不足部分由蓄电池补充，而夏天蓄电池最多只能充到额定容量，多余电能全部被白白浪费。蓄电池本身处于全年浮充放状态，一般来说，各地的太阳辐射量都是逐月缓慢连续变化的，即使某个月太阳辐射量突然增大或减小，对整个系统的工作状态影响也不会很大。例如，夏季某个月份方阵发电量偏低，造成蓄电池欠充，到下个月就可能补上，不会影响冬季蓄电池的放电状态。因此不应以某个月份作为依据，而应以连续半年作为考虑问题的出发点。总体来说，可以认为在夏天的半年中，蓄电池处在充电状态，而在冬天的半年中，蓄电池处在放电状态。

根据以上分析，方阵倾角的确定应结合以下要求进行综合考虑。

(1) 连续性 在一年中太阳辐射总量大体上是逐月连续变化的，通常可由气象资料查得某地各月水平辐射总量（取10年以上平均值），并将水平辐射总量较大的连续6个月称为“夏半年”，较小的连续6个月称为“冬半年”。在北半球，夏半年多数为4~9个月，冬半年为10月到次年3月。若以 H_1 和 H_2 分别表示夏半年和冬半年方阵面上接收到的平均日辐射量，则相应于不同的倾角， H_1 和 H_2 值都不一样，而在水平面上总有 $H_1 > H_2$ （关于气象资料可参阅北京气象中心资料室，《1961~1980年中国太阳辐射资料》第五册，气象出版社）。

(2) 均匀性 选择倾角使方阵面上全年接收到的平均日辐射量比较均匀，即 H_1 与 H_2 比较接近，以免夏天接收的辐射量过大，造成浪费。

(3) 极大性 选择倾角时，应尽量使方阵面上冬半年的平均日辐射量 H_2 达到最大值，但不一定要使水平辐射量最弱的月份获得最大的辐射量。当然，同时还要兼顾全年平均日辐射量 \bar{H}_T 不能太小。

对于全年负荷不均衡分布的独立光伏系统（如光电水泵、光伏制冷等），应着重顾及高峰负荷时的辐射情况，如高峰负荷在夏季，则应适当减小方阵倾角。

计算在倾斜面上所接收到的太阳辐射总量 H_T 可以按如下方法进行

$$H_T = H_{bT} + H_{dT} + H_{rT} \quad (8-9)$$

式中 H_{bT} ——直接辐射量；

H_{dT} ——天空散射辐射量；

H_{rT} ——地面反射辐射量。

H_{bT} 与水平面上直接辐射量 H_b 之间有如下关系

$$H_{bT} = H_b R_b \quad (8-10)$$



对于朝向赤道的倾斜面，两者的比值为

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \sin \omega_{sT} + \frac{\pi}{180} \omega_{sT} \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi}{180} \omega_s \sin \phi \sin \delta} \quad (8-11)$$

式中， ϕ 是当地纬度； β 是倾角。太阳赤纬 δ 可近似表示成

$$\delta = 23.45 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + n) \right] \quad (8-12)$$

式中， n 为一年中从元旦算起的天数。

水平面上日落时角

$$\omega_s = \arccos[-\tan \phi \cdot \tan \delta] \quad (8-13)$$

倾斜面上日落时角

$$\omega_{sT} = \min\{\omega_s, \arccos[-\tan(\phi - \beta) \cdot \tan \delta]\} \quad (8-14)$$

认为天空散射是各向同性的，因而可得出较简单的表达式。实际上，在北半球，南半边天空全年平均散射辐射量显然要比北半边大，而南半球则正相反，可见天空散射并不是均匀分布的。Hay、Klucher、Perez 等分别提出了天空散射各向异性的模型，经分析比较认为，Hay 的模型比较简洁，并具有足够的精确性，其表达式为

$$H_{dT} = H_d \left[\frac{H - H_d}{H_0} R_b + \frac{1}{2} (1 + \cos \beta) \left(1 - \frac{H - H_d}{H_0} \right) \right] \quad (8-15)$$

式中， H_d 和 H 分别为水平面上散射辐射及总辐射量； H_0 为大气层外水平面上辐射量，它可由下式求出

$$H_0 = \frac{24}{\pi} I_{sc} \left(1 + 0.033 \frac{360n}{365} \right) \left(\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi}{180} \omega_s \sin \phi \sin \delta \right) \quad (8-16)$$

式中， I_{sc} 为太阳常数。

地面反射辐射量的表达式为

$$H_{rt} = \frac{1}{2} \rho H (1 - \cos \beta) \quad (8-17)$$

式中， ρ 为地面反射率，一般情况下 $\rho = 0.2$ 。

将式(8-10)、式(8-15)及式(8-17)代入式(8-9)即可得到倾斜面上太阳辐射总量的表达式

$$H_t = H_b R_b + H_d \left[\frac{H - H_d}{H_0} R_b + \frac{1}{2} (1 + \cos \beta) \left(1 - \frac{H - H_d}{H_0} \right) \right] + \frac{1}{2} \rho H (1 - \cos \beta) \quad (8-18)$$

对于确定的地点，如已知全年各月的水平太阳辐射资料，即可确定夏半年和冬半年的月份范围，由式(8-18)算出不同倾角斜面上全年各月的太阳辐射量。



辐射均匀性对光伏发电系统影响很大，它是和辐射量同样重要的因素，因此很有必要对其进行量化处理。引入辐射累计偏差 δ ，其数学表达式为

$$\delta = \sum_{i=1}^{12} |H_{t\beta} - \bar{H}_{t\beta}| M(i) \quad (8-19)$$

式中， $\bar{H}_{t\beta}$ 是某一倾角斜面上年平均日辐射量； $H_{t\beta}$ 为该倾角斜面上各月平均日辐射量； $M(i)$ 为第 i 月的天数。

从式(8-19) 可以看出， δ 是某一倾角下斜面上全年 365 天中各月平均日辐射量与年平均日辐射量之差的绝对值总和。 δ 的大小值直接反映了全年辐射的均匀性， δ 越小，辐射均匀性越好。只要计算出 $H_{t\beta}$ 和 $\bar{H}_{t\beta}$ 即可示出 δ 值。

为便于分析 δ 的变化规律，将我国 71 个台站 20 年 (1961~1980 年) 平均太阳辐射资料用计算机计算，得到上述地区倾角变间隔为 1° 的一系列结果。现以济南、拉萨为例，其年平均日辐射量 $\bar{H}_{t\beta}$ 及全年辐射累计偏差 δ 随倾角的变化示于图 8-26 和图 8-27。

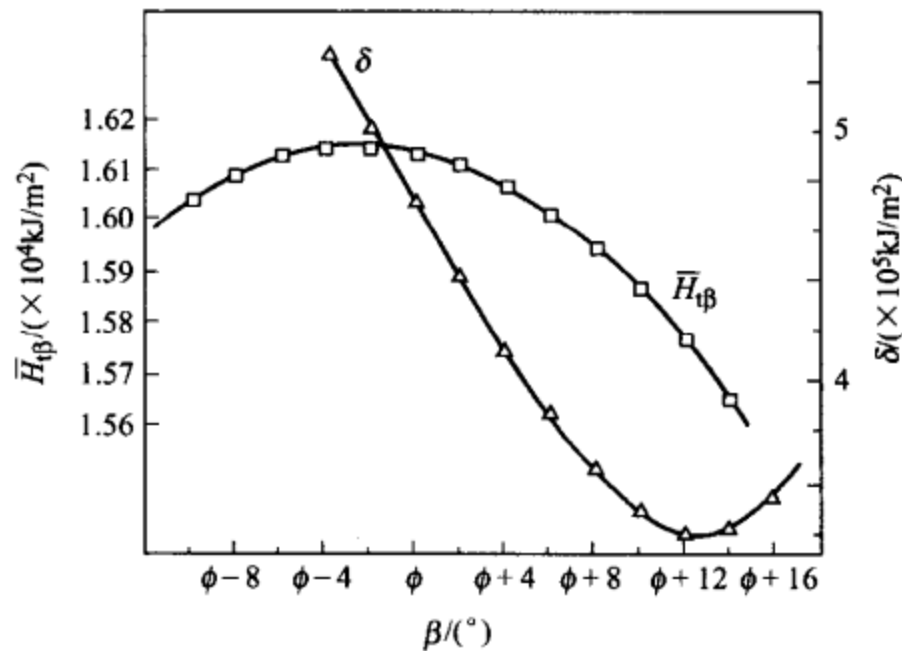


图 8-26 济南地区 $\bar{H}_{t\beta}$ 和 δ 随倾角的变化

从图 8-26 和图 8-27 中可以看出，济南地区在倾角为 $\phi - 2^\circ$ 时， $\bar{H}_{t\beta}$ 有极大值，而在 $\phi + 13^\circ$ 时 δ 有极小值。拉萨地区在倾角为 $\phi + 4^\circ$ 时， $\bar{H}_{t\beta}$ 有极大值，在 $\phi - 10^\circ$ 时 δ 有极小值，且 δ 值随倾角的变化较大。

全国其他地区的情况与济南、拉萨类似，说明它们均具有如下特点：

- ① $\bar{H}_{t\beta}$ 和 δ 随倾角的变化是连续的；
- ② $\bar{H}_{t\beta}$ 随倾角的变化有极大值；
- ③ δ 随倾角的变化有极小值；
- ④ $\bar{H}_{t\beta}$ 的极大值和 δ 的极小值所对应的倾角有一定间隔，有的地区间隔还相

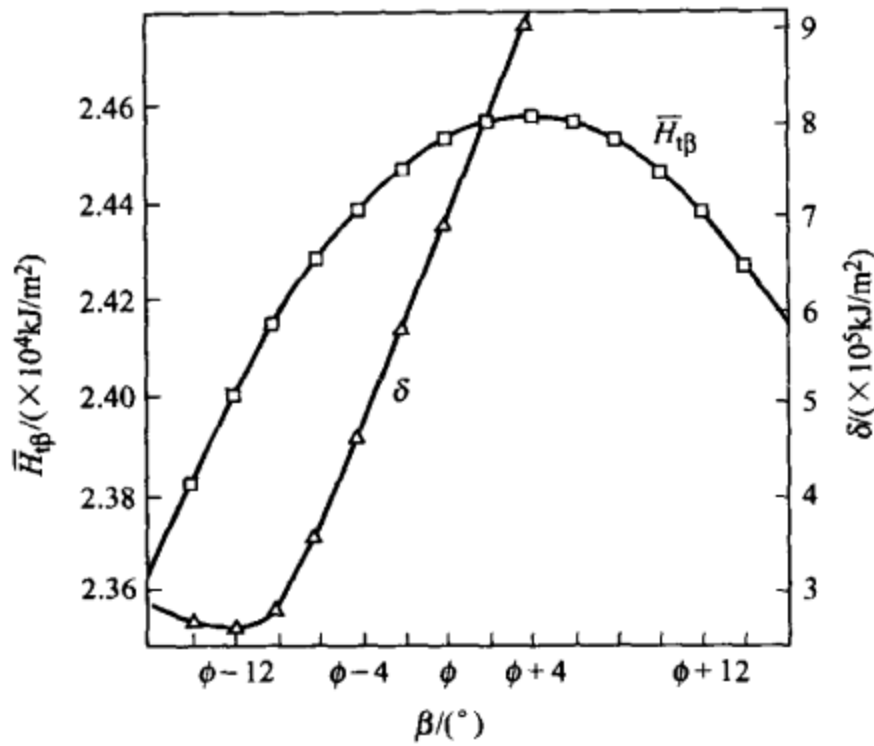


图 8-27 拉萨地区 \$\bar{H}_{t\beta}\$ 和 \$\delta\$ 随倾角的变化

当大 (\$20^\circ\$ 以上)。

最佳倾角的选择方法如下所示。

(1) 斜面辐射系数 从光伏系统的要求出发, 希望所选择的倾角使 \$\bar{H}_{t\beta}\$ 有极大值, 而同时 \$\delta\$ 有极小值, 这是最理想的。实际上两者之间总存在一定间隔。因此所选择的倾角如果只考虑 \$\bar{H}_{t\beta}\$ 取最大值或 \$\delta\$ 取最小值, 必然存在片面性。既然最优的选择应在二者之间, 这就提供了定义一个新的量来描述倾斜面上辐射综合特性的可能, 我们将其称为斜面辐射系数, 用 \$K\$ 表示, 其数学表达式为

$$K = \frac{365 \bar{H}_{t\beta} - \delta}{365 \bar{H}} \quad (8-20)$$

式中, \$\bar{H}\$ 为水平面上的年平均日辐射量。

对同一地点, 可以认为 \$\bar{H}\$ 是不变的, 因此 \$K\$ 的大小取决于式中的分子, 当 \$\bar{H}_{t\beta}\$ 值尽量大而 \$\delta\$ 值尽量小时, 则 \$K\$ 值越大。通过对各地 \$K\$ 值的计算表明, 在同一地点, \$K\$ 值存在极大值, 用 \$K_{op}\$ 表示, 此时斜面上获得的辐射综合性能最好, 所对应的倾角即为最佳倾角 \$\beta_{op}\$。

对不同地点, \$K_{op}\$ 值不同, 其大小描述了各地斜面相对于水平面而言的最优化程度, 所以它代表了不同地区斜面辐射的水平, 这在光伏发电系统的设计中将是非常有用的。

仍以济南、拉萨为例, \$K\$ 值随倾角的变化示于图 8-28 中。

(2) 最佳倾角的求解 由式(8-20)可知, 对于同一地点, \$K\$ 值由 \$\bar{H}_{t\beta}\$ 和 \$\delta\$ 确

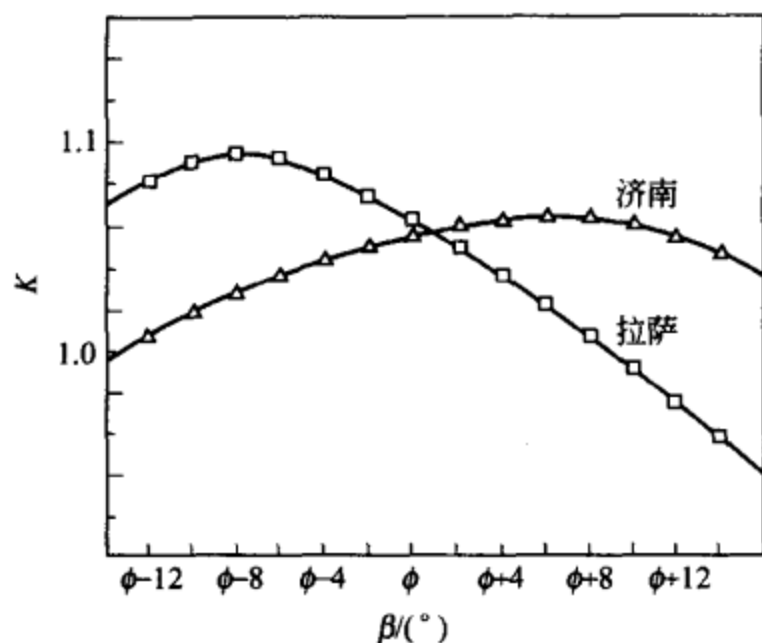


图 8-28 斜面辐射系数 K 随倾角的变化

果如下

济南: β_{op} 为 $\phi+6^\circ$, K_{op} 为 1.063;

拉萨: β_{op} 为 $\phi-8^\circ$, K_{op} 为 1.096。

(3) 全国主要地区的计算结果 限于篇幅, 现只将主要城市的纬度 ϕ 、水平面年平均日辐射量 \bar{H} 、最佳倾角 β_{op} 以及倾角为 β_{op} 时斜面上年平均日辐射量 \bar{H}_{β} 、斜面辐射最佳系数 K_{op} 列于表 8-2 中。

表 8-2 全国主要城市斜面辐射表 (辐射单位: kJ/m^2)

城市	ϕ	\bar{H}	β_{op}	\bar{H}_{β}	K_{op}
哈尔滨	45.68	12703	$\phi+3$	15838	1.1400
长春	43.90	13572	$\phi+1$	17127	1.1548
沈阳	41.77	13793	$\phi+1$	16563	1.0671
北京	39.80	15261	$\phi+4$	18035	1.0976
天津	39.10	14356	$\phi+5$	16722	1.0692
呼和浩特	40.78	16574	$\phi+3$	20075	1.1468
太原	37.78	15061	$\phi+5$	17394	1.1005
乌鲁木齐	43.78	14464	$\phi+12$	16594	1.0092
西宁	36.75	16777	$\phi+1$	19617	1.1360
兰州	36.05	14966	$\phi+8$	15842	0.9489
银川	38.48	16553	$\phi+2$	19615	1.1559
西安	34.30	12781	$\phi+14$	12952	0.9275
上海	31.17	12760	$\phi+3$	13691	0.9900
南京	32.00	13099	$\phi+5$	14207	1.0249
合肥	31.85	12525	$\phi+9$	13299	0.9988
杭州	30.23	11668	$\phi+3$	12372	0.9362
南昌	28.67	13094	$\phi+2$	13714	0.8640
福州	26.08	12001	$\phi+4$	12451	0.8978

定, 由于 \bar{H}_{β} 和 δ 都与倾角有关, 所以当 K 取极大值时, 应有

$$\frac{dK}{d\beta} = 0 \quad (8-21)$$

求解式(8-21), 即可求得最佳倾角, 但这种方法计算太复杂, 且难以求出解析解。我们可以采用另一种方法求解, 即用前述的计算结果, 由式(8-21)直接求出各倾角的 K 值, 其最大值 K_{op} 所对应的倾角就是最佳倾角 β_{op} 。由于计算时倾角变化的间隔取 1° , 所以能保证有足够的精度。结

续表

城市	ϕ	\bar{H}	β_{op}	$\bar{H}_{t\beta}$	K_{op}
济南	36.68	14043	$\phi+6$	15994	1.0630
郑州	34.72	13332	$\phi+7$	14558	1.0476
武汉	30.63	13201	$\phi+7$	13707	0.9036
长沙	28.20	11377	$\phi+6$	11589	0.8028
广州	23.13	12110	$\phi-7$	12702	0.8850
海口	20.03	13835	$\phi+12$	13510	0.8761
南宁	22.82	12515	$\phi+5$	12734	0.8231
成都	30.67	10392	$\phi+2$	10304	0.7553
贵阳	26.58	10327	$\phi+8$	10235	0.8135
昆明	25.02	14194	$\phi-8$	15333	0.9216
拉萨	29.70	21301	$\phi-8$	24151	1.0964

从表 8-2 可以看出,我国北方地区 ($\phi > 32^\circ$) 最佳倾角均是在纬度的基础上加一定的角度,其斜面辐射最佳系数 K_{op} 大部分都大于 1,说明北方地区斜面辐射情况好。而南方地区则呈现比较复杂的情况,最佳倾角在纬度的基础上有加有减,除西藏外,其斜面辐射最佳系数 K_{op} 大部分都小于 1,说明南方地区不仅辐射条件复杂,而且斜面辐射情况也较差。所以,在南方地区设计光伏系统时应特别注意。

通过以上讨论可以获得以下结论:

- ① 对于全年负荷可作为均衡分布的固定式独立光伏系统,其最佳倾角完全由当地太阳辐射条件决定,与其他因素如负载、价格等无关;
- ② 最佳倾角不应该简单选取纬度或者纬度加减某个固定角度进行处理;
- ③ 在选择最佳倾角时应全年连续考虑,以不进行人为的阶段划分或仅考虑最差月份为好;
- ④ 采用辐射累计偏差将辐射的均匀性进行量化处理后,引入斜面辐射最佳系数 K_{op} ,可以求出最佳倾角 β_{op} ,此倾角系在全年连续考虑的前提下,兼顾了辐射的均匀性和极大性;
- ⑤ 对于全年负荷不均衡的独立光伏系统,需要考虑负荷高峰时的用电需求,进行重新计算和选择。