

热管喷射式制冷系统的研究

摘 要

本文研究了新型的制冷系统——毛细驱动热管喷射式制冷系统 (VERHP) 的工作特性, 系统主要依靠喷射器和毛细泵使工质完成逆卡诺循环来产生制冷效应。

论文首先介绍了喷射式制冷和热管的相关原理和工作特性, 分析了 VERHP 系统的各组成部分、工作原理以及系统的优缺点; 通过对所设计系统的性能分析, 证明该系统在技术上是可行的; 通过建立喷射器的计算模型, 计算出了该系统在不同工况下的运行特性(性能系数、火用效率和热力完善度)。对反向槽道毛细芯结构和喷射器进行了详细的优化设计, 确定了在其工作范围内的各组成部件的尺寸和型号, 在此基础上设计了一套 VERHP 系统的实验装置。此外, 对太阳能 VERHP 系统的工作特性进行了分析与讨论,; 建立了太阳能集热器的数学模型和 VERHP 系统各部件的数学模型; 在此基础上计算了太阳能 VERHP 系统的稳态性能, 给出了系统的制冷量和性能系数随外部参数(日照时刻、冷却水水温和流速、房间温度和蒸发器的空气流量)的变化情况, 并得到了该系统的一些运行特征。编制了 VERHP 系统的性能计算程序、VERHP 设计计算程序以及太阳能 VERHP 系统稳态运行计算程序, 对太阳能驱动的热管喷射式制冷系统的优化设计及性能研究有一定的指导意义和实用参考价值。

论文的计算与分析, 表明: 尽管 VERHP 系统性能系数较低, 运行特性不十分理想, 但由于该系统在节能和环保方面所固有的优越性, 因此 VERHP 系统还是有广阔的应用前景。

关键词: 喷射器; 热管; 反向槽道毛细芯; 太阳能; 稳态特性。

Investigation on heat pipe-ejector refrigeration system

Abstract

Vapor ejector refrigeration heat pipe (VERHP) as a novel refrigeration system was studied in this paper, in which a reversed Karol cycle was conducted through ejector and heat pipe to cool the air in the room.

The principle and operation of the heat pipe and ejector were briefly described respectively. The components, principle and characteristic of VERHP were discussed in detail. The system designed was considered feasible after the performance of VERHP was analyzed. The mathematical model of the ejector was established and the operation performance (coefficient of the performance, etc) at different working status of the system were calculated. The reversed groovy capillary structure in heat pipe and steam ejector were optimized. The dimensions of every component were calculated and experimental equipment was designed. In this paper, the components and characteristic of the solar VERHP system were analyzed and discussed. Under various working conditions, the numerical simulation on performance of the solar VERHP system was carried out. By solving the non-linear heat and mass transfer equations, the system's performance under different environment temperature, cooling and evaporation temperature were obtained.

The computer programs of the design and performance of VERHP system, as well as the steady operation characteristics of solar VERHP system were completed.

The results show that although the coefficient of the performance of this new refrigeration system is low, but in virtue of the system's merit in energy saving and protection of environment, VERHP can be widely used in many areas, especially in solar energy utilization.

Keywords: Ejector. Heat pipe. Reversed groovy capillary structure. Solar energy. Steady characteristics.

东南大学学位论文

独创性声明及使用授权的说明

一、学位论文独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得东南大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

签 名： 王 华 日 期： 2003.3.28

二、关于学位论文使用授权的说明

东南大学、中国科学技术信息研究所、国家图书馆有权保留本人所送交学位论文的复印和电子文档，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文。本人电子文档的内容和纸质论文的内容相一致。除在保密期刊内的保密论文外，允许论文被查阅和借阅，可以公布（包括刊登）论文的全部或部分内容。论文的公布（包括刊登）授权东南大学研究生院办理。

签 名： 王 华 导师签名： 程 时 彦 日 期： 2003.4.1

主要符号表

英文符号：

D, d	直径, m
P	压力, pa
r	半径, m
T	热力学温度, K
t	摄氏温度, °C
M	马赫数
m	质量流率, kg/s
Re	雷诺准则数
Pr	普朗特准则数
Nu	努谢尔特准则数
c	比热, kJ/(kg.K)
h	潜热 kJ/kg
L	长度, m
R	热阻, K/W
K	渗透率
Q	热流量, W
I	太阳辐射强度, W/m ²
A	面积, m ²
H	焓, kJ/kg
k	传热系数, W/(m ² .°C)

前缀：

d	微分
Δ	变化

希腊符号：

α	换热系数 W/(m ² .K)
σ	表面张力系数, N/m
ε	空隙率
η	效率
θ	角度
λ	导热系数, W/(m.K)
μ	动力粘度, N.s/m ²
	喷射系数
ν	运动粘度, m ² /s
ρ	密度, kg/m ³
ζ	火用效率
ψ	热力完善度

下标：

cap	毛细芯
max	最大
e	蒸发器
g	发生器
c	冷凝器
l	液体
v	蒸汽
w	管壁
a	空气

在文中已特别说明的符号这里不再重复列出。

第一章 绪 论

1.1 课题背景

随着科学技术的发展和人民生活水平的提高,制冷与低温技术在现代生活中获得了日趋广泛的应用,尤其是各类室内空调装置获得了广泛使用。但自从氯氟烃类物质(即 CFCs)对大气臭氧层的破坏被揭示后,国际上已经开始采取限制到完全禁止使用 CFCs 类物质的措施,并规定发展中国家将最迟于 2000 年 1 月 1 日被禁用。^[1]这迫使世界各国制冷学界不但加紧研究蒸汽压缩式制冷所用的传统 CFCs 工质的替代物,而且以更加积极的态度开发和研究其它无 CFCs 工质的制冷方式;目前普遍使用的蒸汽压缩式制冷装置均由电力驱动,使空调用电量在整个电力消耗中占有的份额越来越大。与此同时,燃煤电厂的发展不仅受到化石燃料资源的限制,而且会带来更大的环境生态问题。能源危机和环境保护的问题迫使制冷界提出一些合理的制冷循环方式、开发利用各类清洁能源和可再生能源以及研究节能节电的新方法,走适应世界“和平与发展”大气候下的可持续发展之路。^[2]

纵观所检索的国内外文献,概括起来目前世界各国制冷界研究的热点问题有四个方面:(1)CFCs 的替代;(2)设计方法的更新;(3)节能(节材)新方法;(4)机电一体化。新工质的寻找与无氟制冷方式的研究成了广大制冷工作者所关心的热点,通过加强热物性的测定、试验来选择合适的替代物,目前对于替代物的研究正朝着开发新的卤代烃类衍生物 HFCs 等和应用天然制冷剂氨、烃类和二氧化碳等两个方向发展。设计方法的更新用“模型、仿真、优化、控制”的观点来进行系统的动态设计。节能(节材)的发展要求使得热泵、吸附式制冷、蓄冷技术得到更为广泛的研究和运用。机电一体化是现代计算机技术、控制技术和信息技术的产物。^[3]

在空调领域,利用太阳能、地热能、风能,特别是利用太阳能进行室内空气调节的研究正在大力开展。太阳能制冷被视为节能绿色空调已成为生态建筑的首选空调技术。

2.2 研究现状

利用太阳能制冷，一般来说，太阳能最充足的时候，气温也相对较高，因此在人们最需要空调降温的时候，太阳能制冷系统的效果越好。因此，太阳能制冷空调是一个非常值得研究的课题。太阳能空调有两种不同的途径：一、太阳能光电转换,利用电力制冷；二、太阳能光热转换,以热能制冷。但是由于太阳能发电受到光电材料本身和太阳能能流密度低的限制，利用太阳能产生的电能来推动空调器的技术目标，在相当长的时期内尚无法取得实践。目前，较多的研究致力于太阳能吸收式或吸附式制冷空调器的研究，但存在的问题是整个吸收、吸附装置包含的元器件较多，吸收、吸附过程传热效率较低，使得整个装置体积庞大，初投资提高。在许多场合，特别是家用空调领域，其技术可行性较差，经济上也不大合算。

1996年，英国诺丁汉大学的 Riffat 教授^[4]提出了一种新型的热管—喷射器复合制冷系统，给出了原理性的结构装置（见图 1-1）。它可以由太阳能或太阳能、燃气联合驱动。其基本原理是工质在热管吸热端受热蒸发，产生的蒸汽通过热管内置式喷射器先膨胀加速，引射制冷蒸发器出来的低压二次蒸汽后再通过扩压段进入热管的冷凝端，放出热量并形成冷凝液，冷凝液的部分经节流后进入蒸发器汽化产生制冷效应，汽化后的二次蒸汽被吸入喷射器的低压室，如此形成工质循环。该复合制冷系统，具有无运动部件、无噪声、简单可靠、寿命长等特点，且使用水、甲醇等工质对大气臭氧层不产生破坏作用，因此有可能发展成为一种新型的太阳能家用空调器。目前初步的理论与实践研究证明该新型制冷系统在技术是可行的。

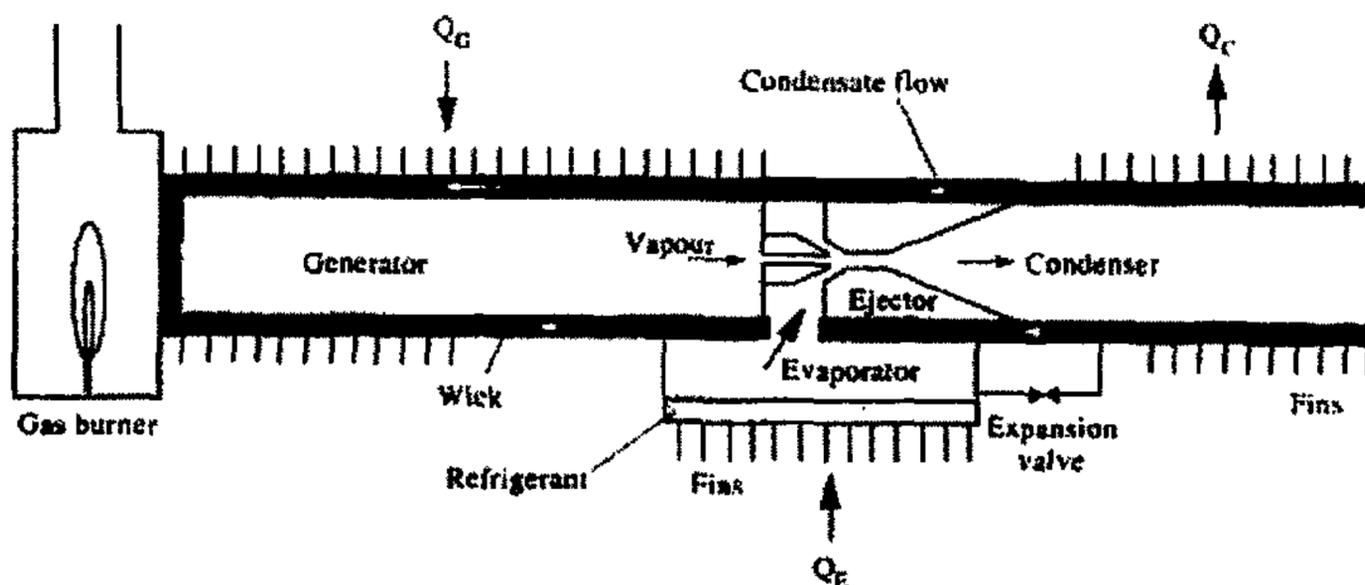


图 1-1: 太阳能或燃气驱动的热管—喷射器复合制冷装置原理图

目前，英国诺丁汉大学已建成了一套实验装置，开展了前期的理论分析和实验研究以及系统性能的计算机模拟。

德国的H.F. Smirnov, B.V. Kosoy在Refrigerating heat pipes^[51]一文中也详细的叙述了喷射式冷管系统(图1-2),并用实验(图1-3)研究和分析了其可行性和部分工作特性。

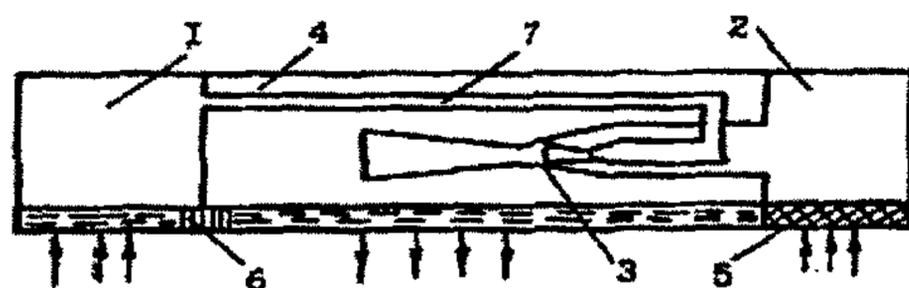


图1-2: 喷射式冷管制冷系统示意图

1.蒸汽发生段, 2.蒸发段, 3.蒸汽喷射器, 4. 冷凝段, 5.蒸发段的毛细多孔介质, 6. 毛细芯, 7. 蒸汽通道.

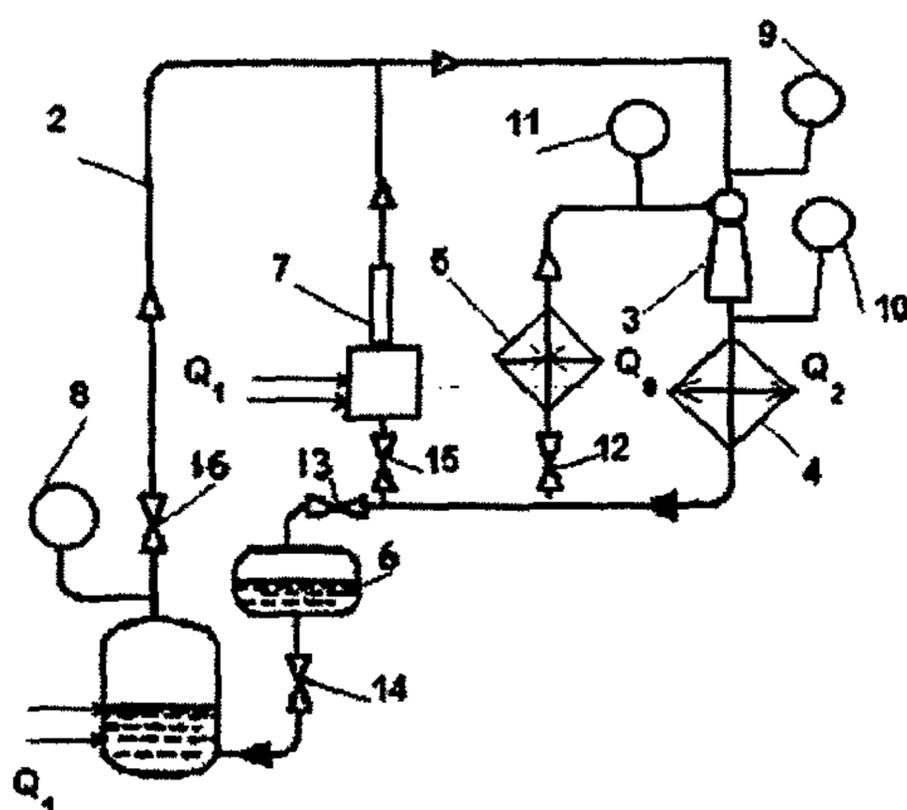


图1-3: 喷射式冷管实验系统装置图

1.蒸汽发生器, 2.蒸汽管路, 3.喷射器, 4. 冷凝器, 5. 蒸发器, 6.储液器, 7. 毛细泵, 8, 9. 压力表, 10, 11.真空表, 12-16. 阀门.

但是在以上两个装置中, 系统的制冷量很低, 当蒸发温度低于环境温度 20°C 时, 制冷量只有 $5\sim 10\text{w}$, 因而很难满足实际需要, 追究其原因, 主要来自于两个方面, 一是受限于毛细芯的工作能力, 另一方面是喷射器的运行性能。

1.3 本文任务

鉴于热管喷射式制冷在国内的研究刚刚起步, 本文将从热管和喷射器的特性来详细阐述该系统的原理、结构及运行特性。针对上述

装置制冷量低的缺陷, 本文将采用一种新的毛细芯结构来改善其工作能力。设计一套制冷量较大的制冷装置, 并结合太阳能集热系统, 建立各个单元部件的模型, 模拟计算太阳能热管喷射式制冷系统的运行特性。在对系统分析和计算的基础上设计一套实验系统。

第二章 蒸汽喷射式制冷系统

由于 VERHP 系统可看成两个子系统的结合：一个是蒸汽喷射式制冷子系统；另一个是毛细泵回路热管系统。为了全面研究 VERHP 系统，本章和下一章分别深入讨论一下蒸汽喷射式制冷和热管的工作原理。

2.1 蒸汽喷射式制冷

蒸汽喷射式制冷机也是一种以热能为动力的制冷机，同样是利用工质在低压下的蒸发吸热过程来制取冷量。就其制冷原理来讲，它也能看成是一种蒸汽压缩式制冷，只不过是使用一台喷射器来代替一台压缩机。使低压蒸汽由蒸发压力 P_0 提高到冷凝压力 P_k 的过程不是通过压缩机的机械作用来完成的，而是利用高压蒸汽的喷射、吸引及扩压作用来实现对工质的压缩，由此可见，与机械压缩式制冷机相比，蒸汽喷射式制冷机主要是以喷射器代替了压缩机。具有一定压力的工作蒸汽在喷射器的喷嘴中迅速膨胀，压力降低成为高速气流，由于高速气流的引射作用，吸引了与喷射器相连的蒸发器内的蒸汽，并使蒸发器内维持一定的真空度。工作蒸汽与被引射蒸汽混合后，一起在喷射器的扩压器被压缩到冷凝压力。由于蒸汽喷射式制冷的工作介质与制冷工质通常是用同一种物质，因此就不存在工作工质与制冷介质的分离问题。

蒸汽喷射式制冷机的设备结构简单，金属消耗量少，造价低廉，运行可靠性高，使用寿命长，一般不需要备用设备。同时它的操作简单，维修工作量、管理人员和管理费用都比较少。^[6]

2.2 蒸汽喷射式制冷的理论循环

蒸汽喷射式制冷机是由蒸汽喷射器、冷凝器、蒸发器以及节流阀和水泵组成，其工作蒸汽由锅炉（或热电厂的汽轮机抽汽）供给。图 2-1 是蒸汽喷射式制冷的系统图。它的工作过程是这样的：从锅炉 1 来的压力为 P_1 的工作蒸汽进入喷射器 2 的喷嘴，在喷嘴中迅速膨胀，并在喷嘴出口处达到很大的速度，形成真空状态，由于高速气流的引射作用，因而吸到了与喷射器相连的蒸发器 6 内的冷蒸汽，以维持蒸发器内

的真空.工作蒸汽与被引射蒸汽在扩压器内进行充分混合后,一起被压缩到冷凝压力 P_k , 然后进入冷凝器 3 被冷凝成液体, 即凝结水, 凝结水从冷凝器引出后分为两路, 一路用凝结水泵 7 送回锅炉, 作为锅炉的给水以制取工作蒸汽, 另一路经节流阀 4 减压到蒸发压力 P_0 后进入蒸发器。凝结水经节流减压后成为过热水, 因此其中部分水自行蒸发, 由于水蒸发所需要的热量只能从其余未汽化的水中吸取, 结果使其余部分的水温降低, 这部分被冷却了的水(冷媒水)用冷媒水泵 8 输送到使用冷量的用户 9, 经吸热温度升高后, 再通过节流阀 5 返回蒸发器。同样, 一部分节流降压而形成的过热水自行蒸发吸热, 其热量取自过热水本身, 于是其余未汽化的过热水因热量被吸走而降温成饱和水, 重新得到冷却。如上所述蒸发器 6 实质上只是一个汽-水分离器, 它将来自节流阀 4 和 5 的汽-水混合物分离开来, 由于节流过程所引起的水的自行蒸发, 只是在工质内部进行, 因此严格地说, 应该把 6 和 9 两个设备综合起来才能组成通常所谓地蒸发器。由于工质自行蒸发所产生的低温低压蒸汽不断被引射到喷射器中, 所以蒸发器内真空度能维持不变。

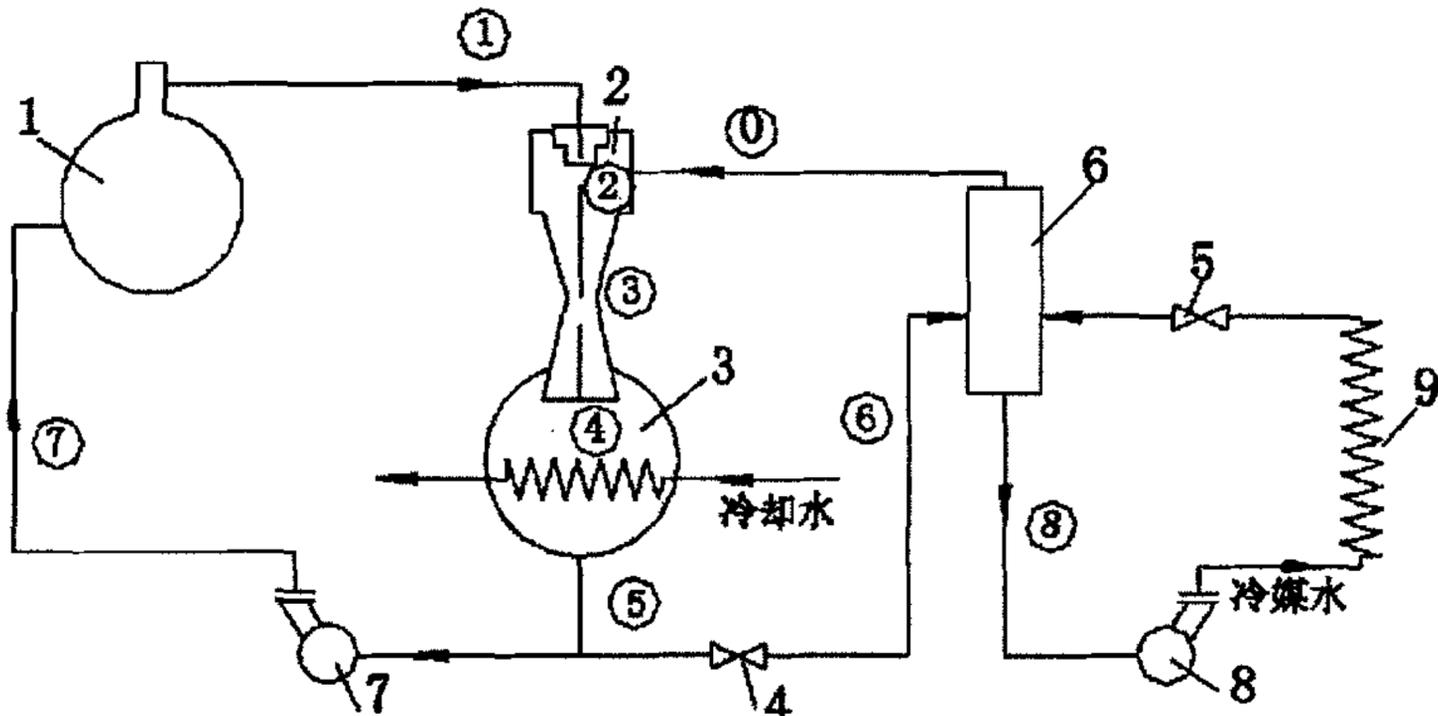


图 2-1: 喷射式制冷原理图

1. 锅炉, 2. 喷射器, 3. 冷凝器, 4. 节流阀, 5. 阀门, 6. 蒸发器,
7. 水泵, 8. 冷媒水泵, 9. 用户端

蒸汽喷射式制冷的工作过程可以表示在温熵图上, 图 2-2 所示为该过程的理论循环。图中各状态点与图 2-1 所示的状态点相对应。

图中 1-2 表示工作蒸汽在喷嘴中的等熵膨胀过程, 其压力从锅炉

压力 P_1 降到蒸发器压力 P_0 ，状态 2 的工作蒸汽与从蒸发器引射出来的状态 0 的低压蒸汽相混合，2-3 和 0-3 表示等压混合过程，在扩压器中混合蒸汽自状态 3 等熵压缩到状态 4，压力由 P_0 提高到 P_k ，然后在冷凝器中冷凝成状态 5 的凝结水，它分成两部分，一部分经凝结水泵等熵压缩至状态 7，进入锅炉重新被加热汽化为工作蒸汽，该过程用 5-7-9-1 表示；另一部分经节流阀减压到蒸发器压力，成为过热水，然后在蒸发器中，部分水自行蒸发至状态 0 的蒸汽，其余部分水冷却至状态 8 的饱和水，状态 6 的汽-水混合物在蒸发器内进行分离用过程 5-6-0 (8) 表示。

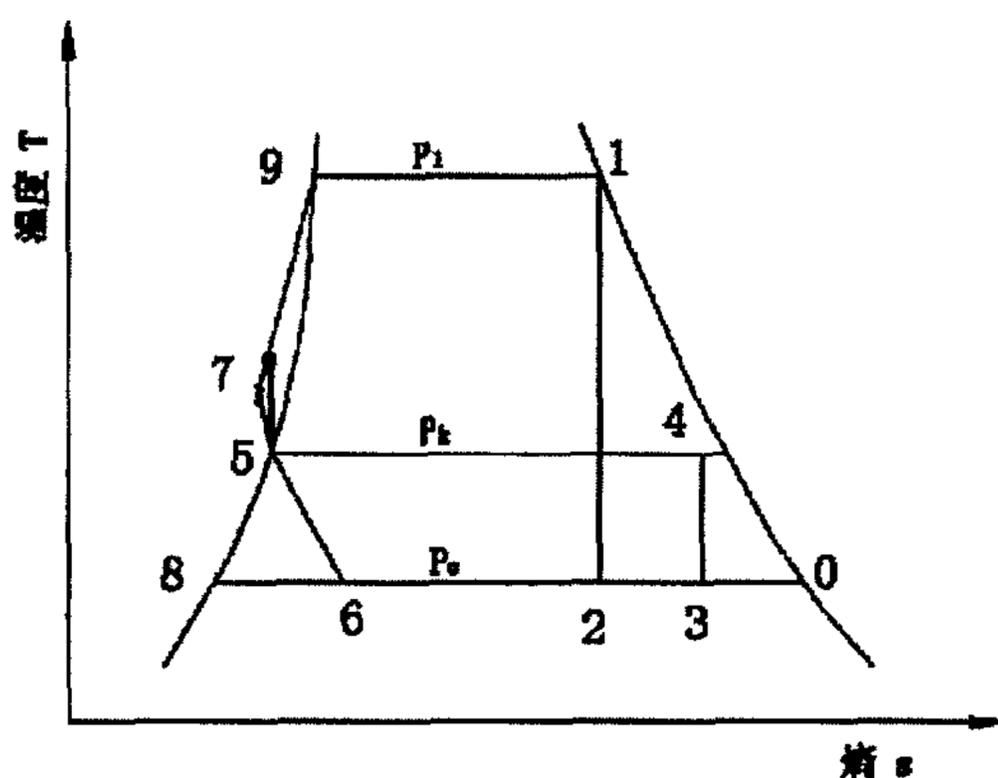


图 2-2: 喷射式制冷循环温熵图

2.3 蒸汽喷射器的工作原理

蒸汽喷射器是喷射式制冷系统的核心部分，好比蒸汽压缩式制冷系统中的压缩机，它由喷嘴、混合室和扩压室三部分组成，如图 2-3 所示。蒸汽喷射器将被引射蒸汽从蒸发压力 P_e 压缩到冷凝压力 P_c 的过程是依靠气流速度和压力的相互转化来实现的，因此我们着重讨论工作蒸汽和被引射蒸汽在喷射器中的压力和速度的变化。

蒸汽的压力和速度在喷射器内的变化如图 2-3 所示：

- 压力为 P_g 的工作蒸汽以较低的流速（状态 g ）进入喷射器的喷嘴；
- 蒸汽经过喷嘴的渐缩段，工作蒸汽的压力降低，速度增大，

- 在喉部速度达到音速，相应的马赫数为 1（状态 1）；
- 通过喉部，在喷嘴的渐扩段中，工作蒸汽的压力进一步衰减，速度在超音速状态下继续增大；
 - 在喷嘴出口处，工作蒸汽的压力稍低于被引射蒸汽的压力，速度为超音速，一般为 900—1200m/s（状态 2）；
 - 被引射蒸汽在压力为 P_e 以较低流速（状态 e）进入混合室，压力降低，流速增大；
 - 工作蒸汽和被引射蒸汽可认为在混合室和扩压室的渐缩段进行混合后进入扩压室喉部，也可认为两股蒸汽分别进入喉部以后混合（状态 3）；
 - 另外，混合蒸汽在喉部会产生激波，激波导致混合蒸汽的压力增大，流速降低为亚音速（状态 4），激波的产生是冷凝器的背压所导致的；
 - 来自扩压室喉部的亚音速混合蒸汽，通过扩压室的渐扩段，动能进一步转化为压力势能，出口处的压力稍高于冷凝压力（状态 c）。

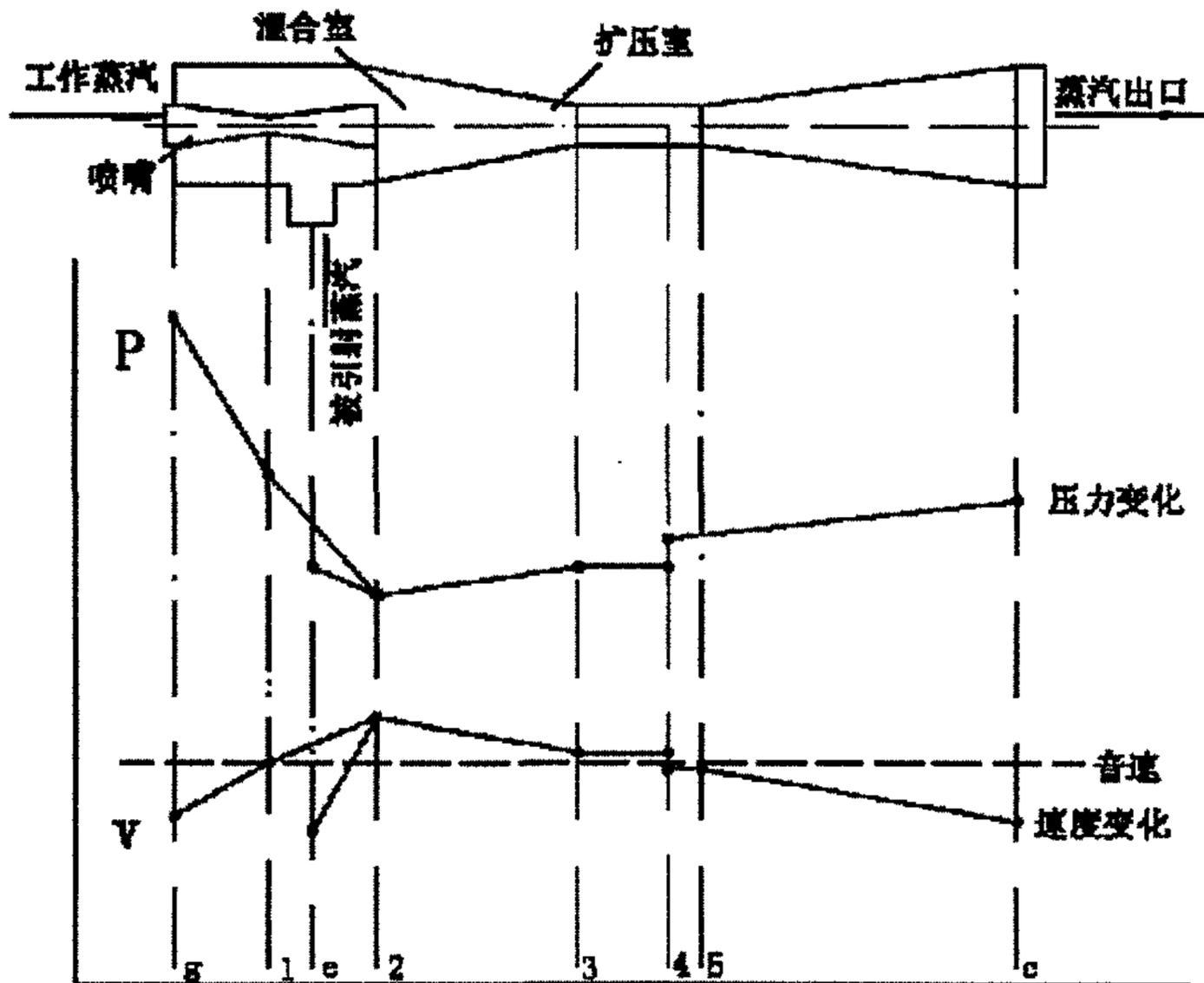


图 2-3：喷射器结构示意以及其中蒸汽压力和流速的变化

2.4 喷射器的性能研究

相比于蒸汽压缩式制冷和吸收式制冷，蒸汽喷射式制冷有众多的优越性，但其自身也存在不可忽视的不足：喷射器只在某一设计工况下运行性能是最佳的，偏离了这一工况喷射器的运行性能将会恶化，喷射器具有较低的喷射系数。表 2-1 总结了一些文献对喷射器的某些研究结果，这些研究表明：

- 喷射器的最优性能出现在某一特定的工作状态点，冷凝压力将影响激波发生的位置，当冷凝压力高于这一特定的工作状态下的冷凝压力时，由于激波的位置靠近喷嘴出口，喷射系数将大大降低，当冷凝压力低于这一特定的工作状态下的冷凝压力时，喷射系数的变化可以忽略；
- 喷射器的最优喷射系数随工作蒸汽压力的升高和冷凝压力的降低而增大，也随蒸发温度的升高而增大；
- 具有活动喷嘴的喷射器在运行时可保持最优特性，运行状况变化时，可以调节喷嘴位置使之运行特性最佳；
- 多级喷射系统能增大工作范围，提高整个系统的运行性能；

表 2-1：相关文献记载的关于喷射器的情况

出处	工质	t_g	t_e	t_c	性能
【7】	R113	60-100	5-18	40-50	太阳能喷射式制冷系统，COP 随 t_g 和 t_e 的升高而增大、随 t_c 升高而减小。
【8】	水	120-140	5-10	30-65	激波影响着喷射器的性能，最优的 COP 值存在于特定的工作状态。
【9】	水	120-140	5-10	30-60	对应于变化的工况，可以通过调节喷嘴位置来保持较好的性能。
【10】	R113	70-100	6-25	42-50	在蒸发压力较低时，冷凝压力对喷射系数有较大的影响。
【11】	水	100-165	10	30-45	海水冷却太阳能喷射式制冷，系统性能随蒸汽压力和海水温度的变化情况

第三章 热 管

在众多的传热元件中，热管是人们所知的最有效的传热元件之一，它可将大量热量在温差很小的情况下利用相变通过其很小的截面积远距离传输而无需外加动力，其相对导热率很高，以致被称为“近超导传热体”。

3.1 热管的工作原理

热管的工作原理如图 3-1 所示，典型的热管有管壳、吸液芯和端盖组成，将管内抽成 $1.3 \times (10^{-1} \sim 10^{-4})$ Pa 的负压后充以适当的工作液体，使紧贴管内壁的吸液芯毛细多孔材料充满液体后加以密封。管的一端为蒸发段（加热段），另一端为冷凝段（冷却段），根据应用需要在两段中间可布置绝热段。当热管的一端受热时毛细芯中的液体蒸发汽化，蒸汽在微小的压差下流向另一端放出热量凝结成液体，液体沿多孔材料靠毛细力的作用回流到蒸发段。如此循环不已，热量由热管的一端传至另一端。热管在实现热量转移的过程中，包含了以下六个相互关联的主要过程：

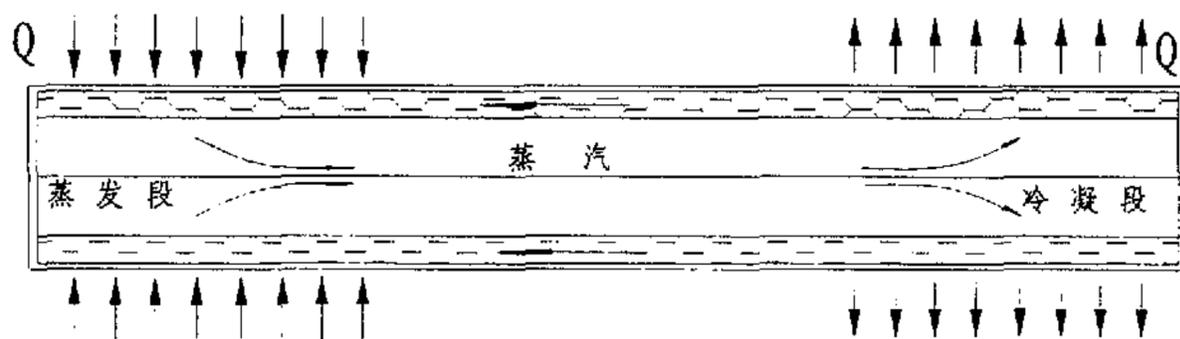


图 3-1：热管工作原理图

- (1) 热量从热源通过热管管壁和充满工作液体的吸液芯传递到液-汽分界面；
- (2) 液体在蒸发段内的液-汽分界面上蒸发；
- (3) 蒸汽腔内的蒸汽从蒸发段流到冷凝段；
- (4) 蒸汽在冷凝段的汽-液分界面上凝结；
- (5) 热量从汽-液分界面通过吸液芯、液体和管壁传给冷源；
- (6) 在吸液芯内由于毛细作用使冷凝后的工作液体回流到蒸发段。

3.2 Cotter 理论^[12]

Cotter 理论是分析热管最基本的理论，可以运用于各种热管分析、计算和设计，该理论可总结为以下七个方程：

(1) 吸液芯弯月面两侧压差与毛细压力的关系：

$$p_v(x) - p_l(x) = \frac{2\sigma \cos\theta}{r_c}; \quad (3-1)$$

(2) 液体在吸液芯内的流动压降：

$$\frac{dp_l}{dx} = \rho_l g \sin\beta - \frac{b\mu_l \dot{m}_l(x)}{\pi(r_w^2 - r_v^2)\varepsilon \cdot r_{hl}^2 \rho_l}; \quad (3-2)$$

(3) 蒸汽流动的压降：

$$\frac{dp_v}{dx} = -\frac{8\mu_v \dot{m}_v}{\pi\rho_v r_v^4} \left(1 + \frac{3}{4} \text{Re}_r - \frac{11}{270} \text{Re}_r^2 + \dots\right), \quad |\text{Re}_r| \ll 1$$

$$\frac{dp_v}{dx} = -\frac{S\dot{m}_v}{4\rho_v r_v^4} \cdot \frac{d\dot{m}_v}{dx}, \quad |\text{Re}_r| \rightarrow \infty$$

$$\frac{dp_v}{dx} = -\frac{0.0655\mu_v^2}{\rho_v r_v^3} \cdot \text{Re}_r^{7/4}, \quad |\text{Re}_r| \approx 0, \quad |\text{Re}_r| > 1000; \quad (3-3)$$

(4) 汽-液交界面上压差与流体质量流量之间的关系：

$$-\frac{d\dot{m}_v}{dx} = \frac{d\dot{m}_l}{dx} = \frac{\alpha \cdot r_v \cdot (p_{vc} - p_{sc})}{\sqrt{R_0 T} / 2\pi m}; \quad (3-4)$$

(5) 轴向热流量与质量流量之间的关系：

$$Q(x) = h_{fg} \dot{m}_v(x); \quad (3-5)$$

(6) 单位长度上热流量的表达式：

$$\frac{dQ(x)}{dx} = H(x, T_p, Q); \quad (3-6)$$

(7) 热管管壁温度与汽-液交界面处温度的关系：

$$T_p = T_v + H/k. \quad (3-7)$$

以上各式中， σ 为表面张力系数， θ 为液面和吸液芯的接触角， r_c 为吸液半径， r_{hl} 为吸液芯的有效毛细水力半径， b 为修正毛细孔弯曲度的无因次常数， ε 为吸液芯的空隙率， Re 为雷诺数， h_{fg} 为液体的汽化潜热， R_0 为气体常数， g 为重力加速度， β 为热管水平倾角， α 为接近 1 的修正系数， k 为复合材料的导热系数， T 为温度， p 为压力， μ 为动力粘度， \dot{m} 为质量流率， ρ 为密度，下标： v 表示气体， l 表示液体， p 表示壁面，

3.3 热管的传热极限

热管的传热能力虽然很大，但也不可能无限量地加大热负荷。事实上有许多因素制约着热管的工作能力。也就是说热管传热存在着一系列的传热极限，限制热管传热的物理现象为毛细力、声速、携带、沸腾、冷冻启动、连续蒸汽、蒸汽压力及冷凝等，这些传热极限与热管尺寸、形状、工作介质、吸液芯结构、工作温度等有关，限制热管传热量的类型是由该热管在某工作温度下各传热极限的最小值所决定的。

3.4 毛细泵回路

毛细泵回路主要由蒸发器、冷凝器、它们间的汽、液管路及储液器等组成，如图 3-2 所示。当外部热负荷加于蒸发器时，热量通过管壁传入毛细芯内的液体，液体受热蒸发，蒸汽通过蒸汽管路流向冷凝器，蒸汽在冷凝器凝结并放出汽化潜热，热量通过管壁传递到外部热汇；在冷凝器凝结下来的液体通过液体管路流回蒸发器，在此处液体继续吸热、蒸发、流动，循环工作，连续有效地将热量传输到热汇。

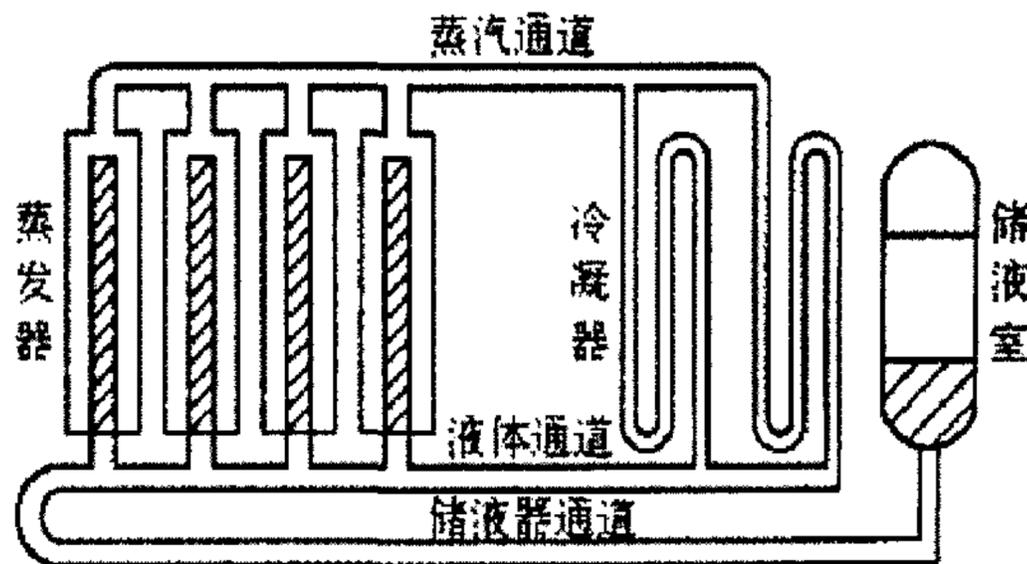


图 3-2：毛细泵回路系统图

毛细泵回路主要由工质的流动和相变传热输热量。液体蒸发时吸收的热量和冷凝时放出的热量均可由此式计算： $Q = \dot{m}h_{fg}$ ，式中 Q 为热流量， \dot{m} 为质量流率， h_{fg} 为工质的汽化潜热。由于是利用工质的汽化潜热而不是利用显热的变化来传递热量，该系统可以做到结构简化、重量轻和小温差传递大量热量。^[13]

毛细泵系统中，工质的循环是由蒸发器推动的。为了维持热量的连续传递，蒸发器所提供的驱动压头必须能与整个回路的流动阻力平衡，即 $\Delta p_{cap,max} = \Delta p_l$ ，式中 $\Delta p_{cap,max}$ 表示蒸发器所能提供的最大毛细压头， Δp_l 是整个回路的总流动阻力。这种平衡是流体回路系统工作的必需条件。毛细泵回路系统中，为了实现这种平衡而提供必要的流动驱动力的是蒸发器内的毛细芯结构，而不需要消耗任何外力做功。此乃该回路系统的最大特点和优点。

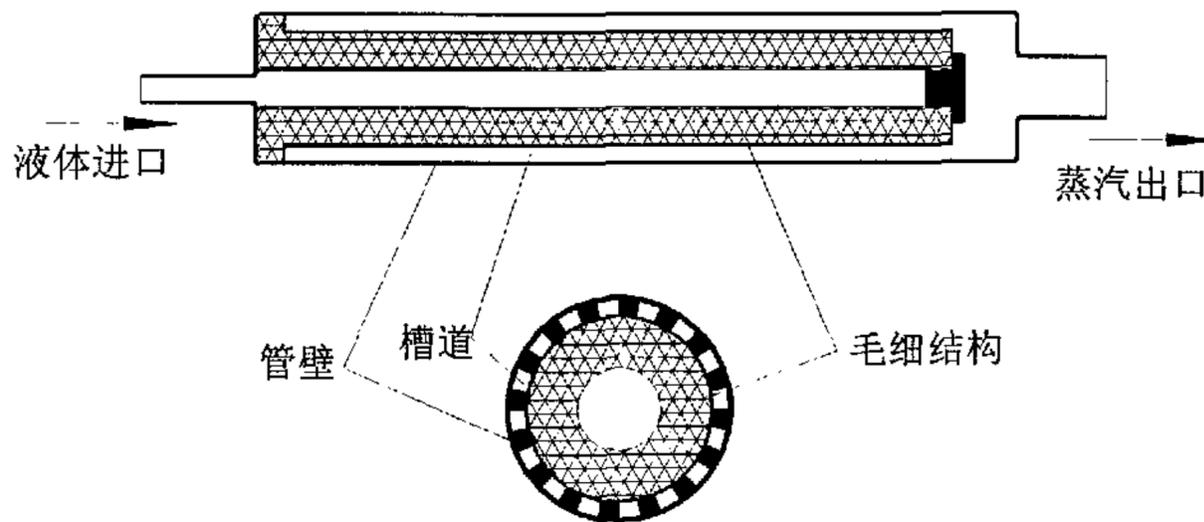


图 3-3：反向槽道毛细芯结构示意图

蒸发器是毛细泵回路的核心。蒸发器内装有特殊的毛细结构，对液体工质起毛细抽吸作用。工质在此处吸热蒸发、流出，毛细芯再将放出热量而凝结的液体抽吸回来，如此循环流动。蒸发器为整个回路系统的连续流动提供足够的驱动力。因此对它的要求是能提供足够的毛细压头，它自身的流阻应最小，同时还应承受尽可能大的热流密度。如图 3-3 为具有此种高性能的毛细芯结构之一，称为反向式槽道毛细芯结构。管内壁为轴向槽道，中心有丝网组成的液体通道，自中心通道至主管内壁的槽肋端面有金属丝网组成的毛细芯结构。回流的液体工质进入中心通道后，沿轴向流动并径向流经毛细丝网达到槽肋端面，此处即为蒸发面，液体工质在此蒸发后流入管壁轴向槽道内，沿轴向流向蒸汽管路。这种结构不仅毛细抽吸力强，还能承受较高的热

流密度，而且自身阻力小，很好地解决了传统毛细结构毛细抽吸力和渗透率这一对矛盾，因此这种反向槽道毛细芯结构对 VERHP 系统中的发生器的结构有很好的借鉴作用。

3.5 反向槽道毛细芯性能的计算

反向槽道毛细芯结构的性能主要指该结构所能提供的最大毛细压头、该结构的流动阻力和传热性能。

由式(3-1)，当 $\cos\theta = 1$ (即 $\theta = 0$) 时，毛细芯能提供的最大毛细压头：

$$\Delta p_{cap,max} = \frac{2\sigma}{r_c};$$

由式(3-2)，可以得到液体在毛细芯内的流动压降(Darcy 定律):^[14]

$$\Delta P_l = \frac{\mu_l(r_v - r_l)\dot{m}_l}{KA_w\rho_l};$$

$$K = \frac{2r_m^2\varepsilon}{f_l \cdot Re_l};$$

其中：K 为渗透率， f_l 为阻力系数。

由(3-3)，可得槽道内的蒸汽流动压降：

$$\Delta P_v = \frac{4\mu_v L \dot{m}_v}{n\pi r_v^4 \rho_v};$$

式中：L 为槽道长度，n 为槽道数， r_v' 为槽道的当量半径。

由(3-7)，可得到该结构的径向传热量：

$$Q = kF\Delta T;$$

式中：k 为管壁和槽道的复合传热系数， ΔT 为壁面与蒸发面的传热温差。

第四章 VERHP 系统及其运行特性

VERHP 系统实际上是热管和喷射式制冷系统的复合体，可以看成在毛细泵回路（CPL）的蒸汽管路上安装一套喷射系统，根据冷凝器位置的不同，可以组成各种不同的 VERHP 系统，本文提出一种借助于重力帮助冷凝液返回的 VERHP 系统。本章主要讨论该系统的工作原理和运行特性。如图 4-1 所示，VERHP 系统主要由毛细泵、冷凝器、喷射器、蒸发器 and 节流装置组成。

4.1 VERHP 系统的工作原理

图 4-1、图 4-2 分别是 VERHP 系统图和系统热力循环示意图。该系统主要由毛细泵、喷射器、冷凝器、节流阀和蒸发器组成（见图 4-1），毛细泵中的过冷液体吸收外界热量产生高压（ P_g ）蒸汽，高压蒸汽流经喷射器的喷嘴形成低压高速气流，引射来自蒸发器的低压（ P_e ）蒸汽，混合后流经喷射器的扩压室压力升为冷凝压力（ P_c ）在冷凝器中凝结成液体，一部分在重力作用下流到毛细泵，在毛细力的驱动下到达高压蒸发面吸热汽化产生高压蒸汽，另一部分经节流阀流到蒸发器，在低压下蒸发产生制冷效应。

系统在真空状态下运行，该循环可认为由两个子回路组成，一个是能量子回路，流经毛细泵，在毛细泵和冷凝器之间完成卡诺循环，为系统提供压缩动力，类似于毛细泵回路系统；一个是制冷子回路，流经蒸发器，在蒸发器和冷凝器之间完成逆卡诺循环，产生制冷作用，类似于喷射式制冷系统。

4.2 VERHP 系统运行特性

与传统的喷射式制冷相比，该系统没有循环泵，压力的提升主要由毛细泵完成，从而该系统中没有运动部件，无机械功和电能的

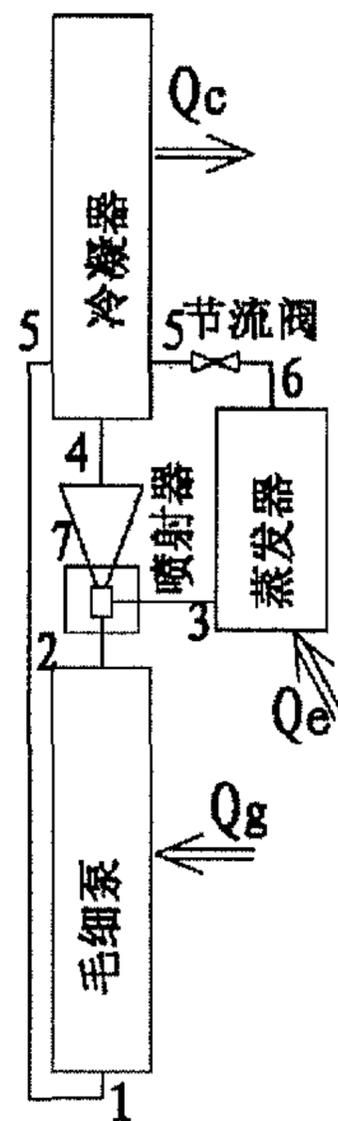


图 4-1: VERHP 系统原理图

假设 P_2 的值，由式(4-8)、式 (4-9)计算出 M_{g2} 和 M_{e2} ；选一喷射系数 μ ，由式(4-10)~式 (4-15)可算得 P_c^* ，如果 P_c^* 与 P_c 的差大于允许误差，则重新选一喷射系数 μ ，直到算得的 P_c^* 与 P_c 的差小于允许误差，得到对应于某一 P_2 的喷射系数 μ_i ；重新假设 P_2 的值，重复上述步骤可得到某一工况下的最大喷射系 μ ，再由式(4-3)可得该工质系统某一工况的性能系数 COP，由式(4-5)~式(4-7)可得该工况得火用效率 ζ 和热力完善度 ψ ，改变工况可算得 VERHP 系统不同工况下的性能参数。以上过程可用图 4-4 所示的程序框图表示。

4.4 结果分析

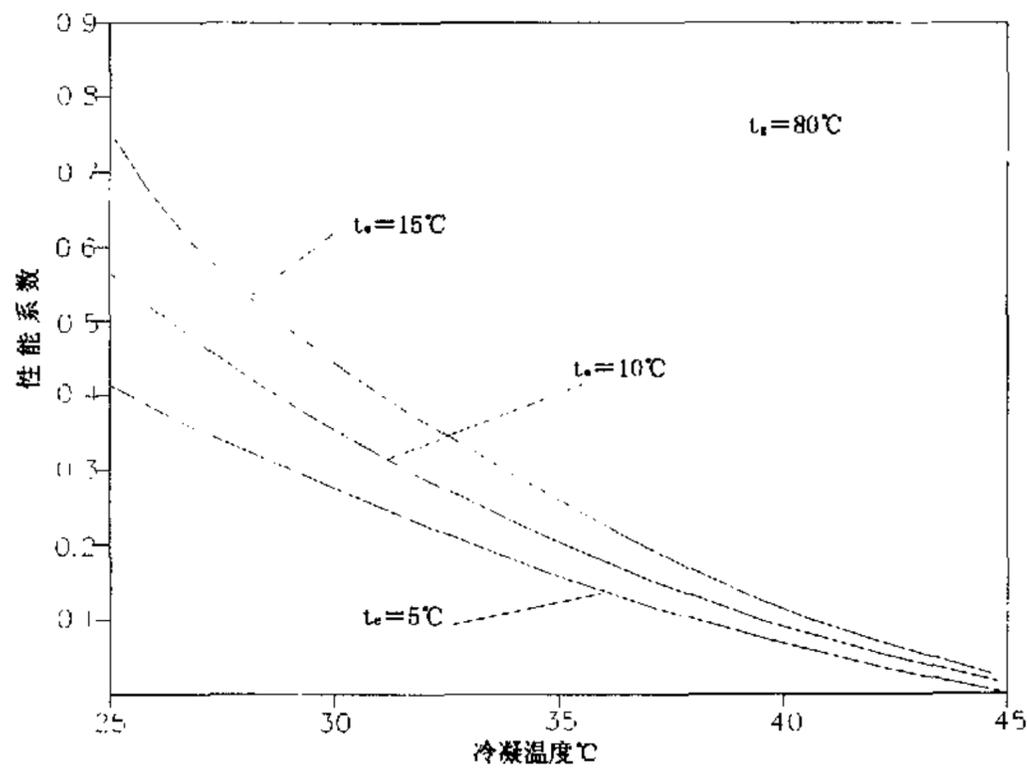


图 4-5: 冷凝温度对系统性能系数的影响

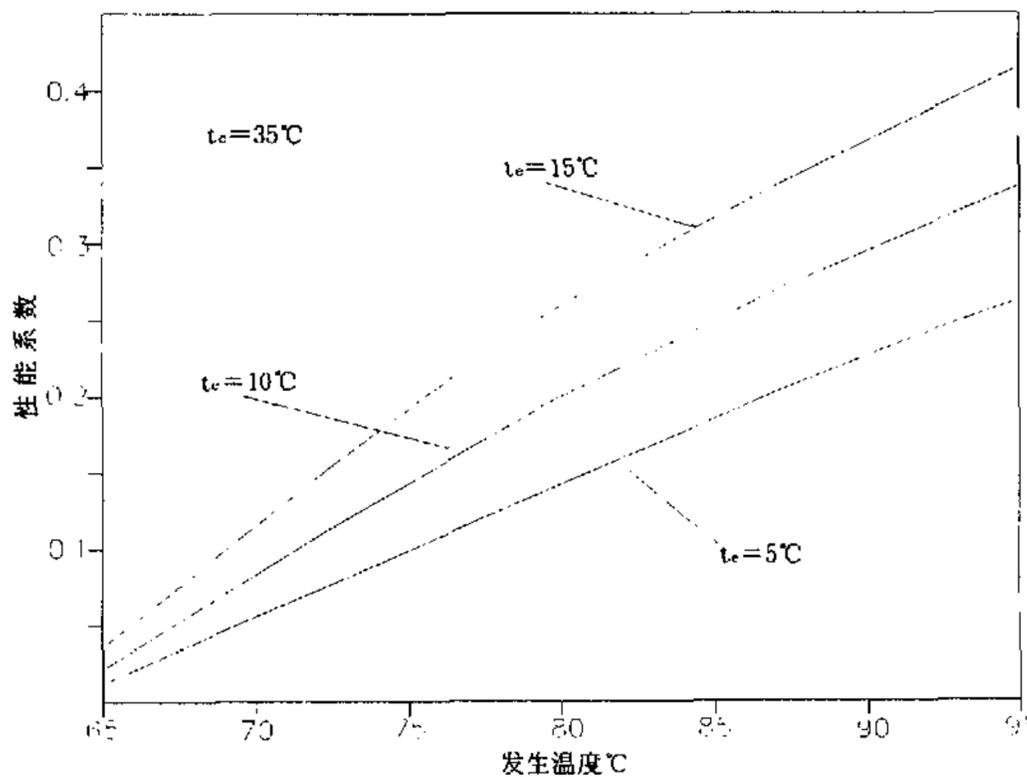


图 4-6: 发生温度对系统性能系数的影响

以水为工质，根据上述计算，可以得到一系列关于性能系数、火用效率和热力完善度的变化曲线(图 4-5~图 4-10)。

由图 4-5、图 4-6 可知，VERHP 系统的性能系数随发生温度和蒸发温度的升高而升高，随冷凝温度的升高而降低；冷凝温度对性能系数的影响较大；

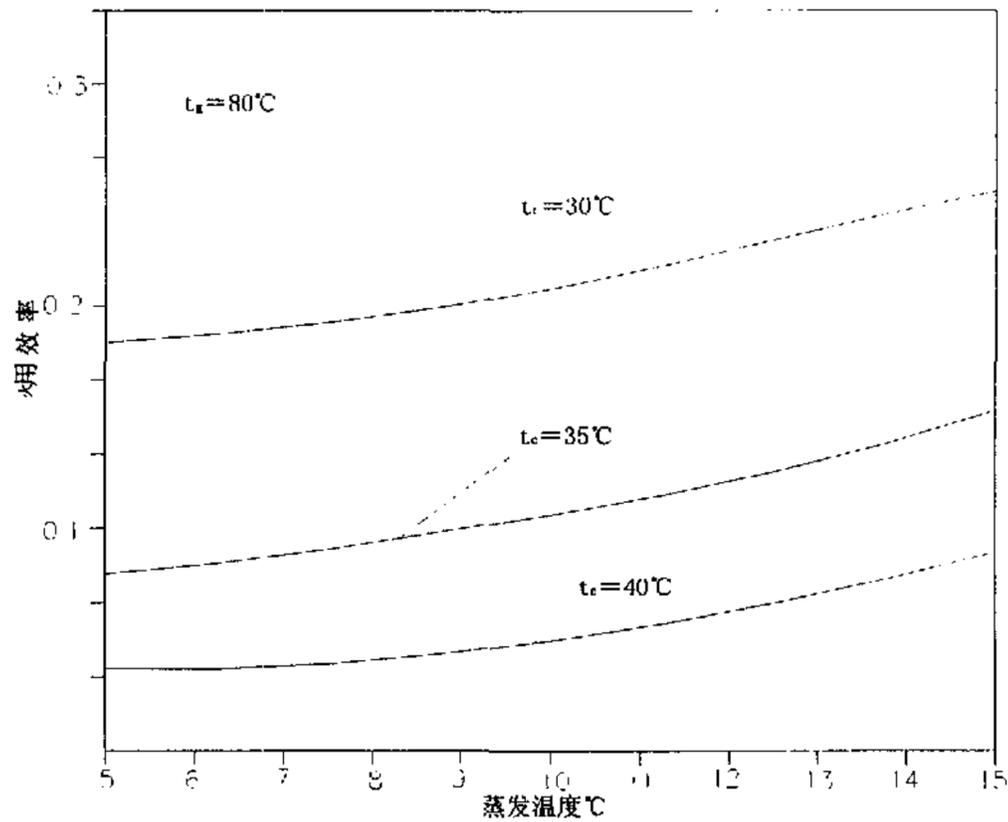


图 4-7：蒸发温度对系统火用效率的影响

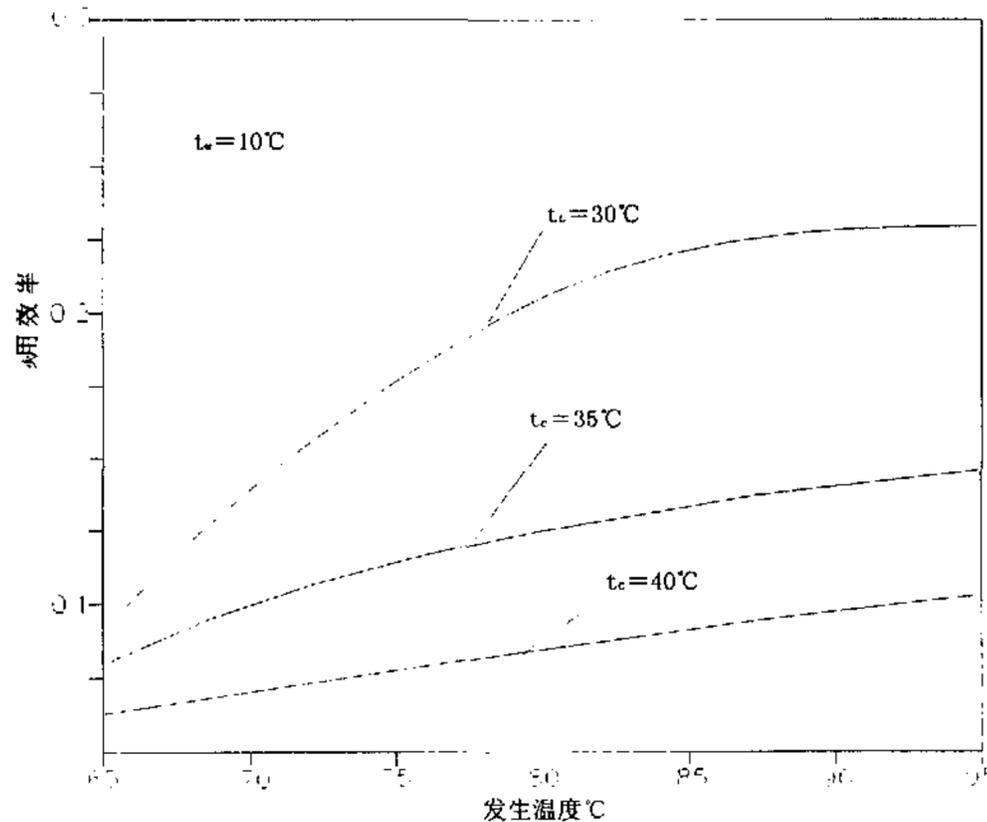


图 4-8：发生温度对系统火用效率的影响

由图 4-7、图 4-8 可知，VERHP 系统的火用效率随蒸发温度和发生温度的升高而升高，随冷凝温度的升高而降低；火用效率随发生温

度和蒸发温度的变化不明显，因为随着蒸发温度的升高性能系数虽然增大，但产生的冷量 Q_c 增加并不明显，随着发生温度的升高，性能系数增大，产生的冷量 Q_c 也增大，但是消耗的热量 Q_h 也增大，所以这两种情况下 Q_c/Q_h 的变化并不明显。

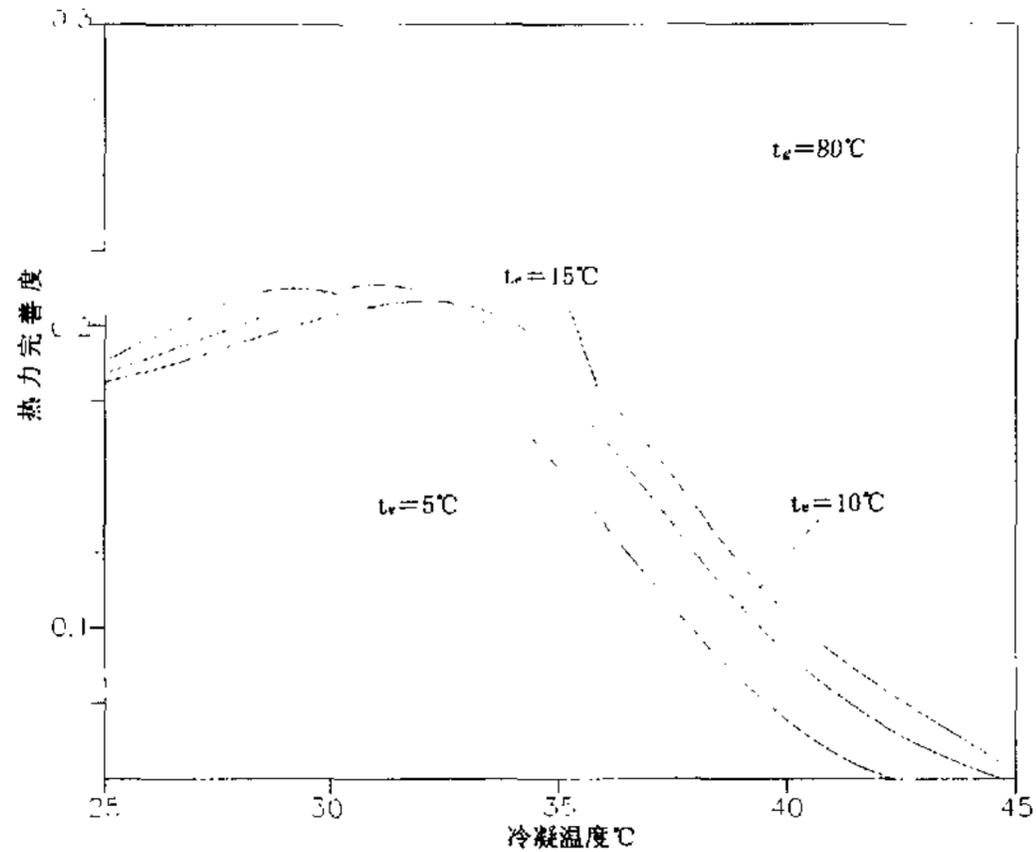


图 4-9：冷凝温度对系统热力完善度的影响

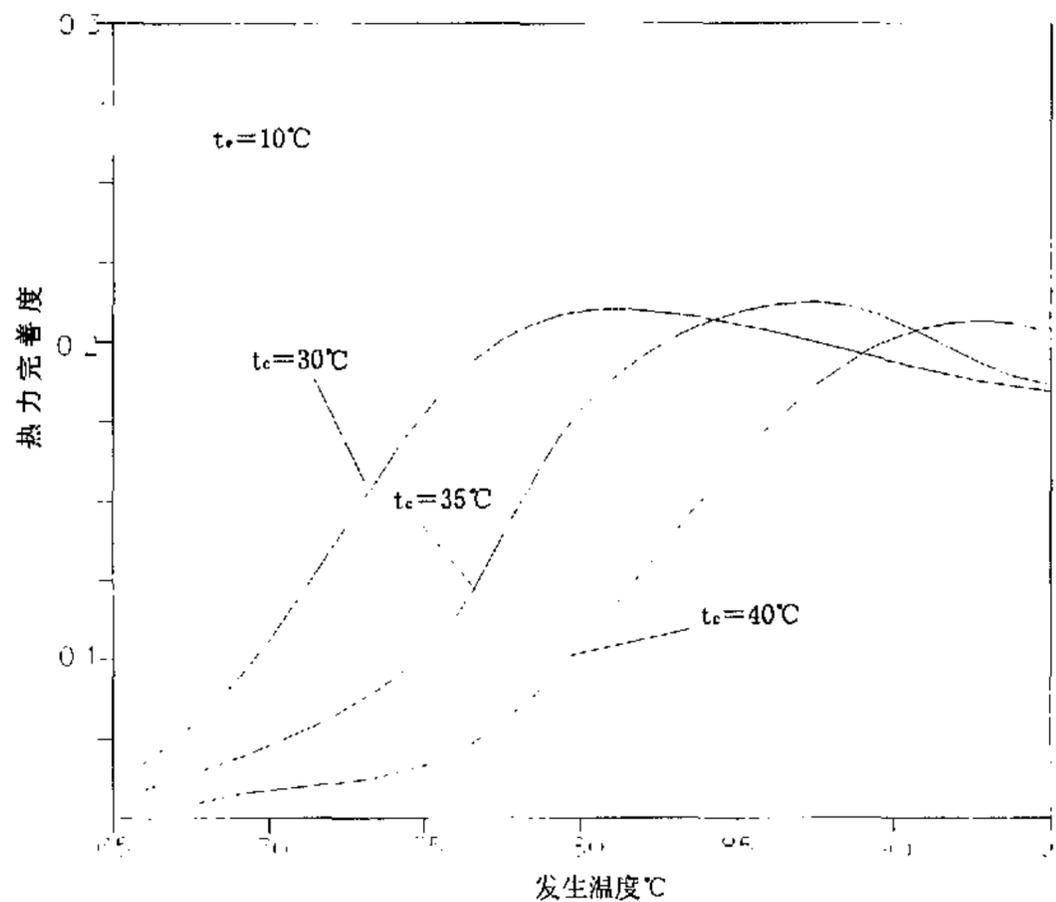


图 4-10：发生温度对系统热力完善度的影响

由图 4-9、图 4-10 可知，VERHP 系统的热力完善度随发生温度、冷凝温度和蒸发温度的变化均非单调，这是因为系统在不同工况下的

可逆程度并非单调变化,而是存在一个极值,这个极值主要有喷射器的几个效率(喷嘴效率、混合效率和扩压室效率)决定的。

综上所述,在适当的工作条件下,VERHP系统可达到较好的工作性能;由发生温度的范围(温度值)可看出该系统能够适应太阳能集热器的工作温度,从而可以有效地利用太阳能。

附: 水和水蒸汽的物性参数计算关联式

1. 饱和温度和饱和压力的关联式:^[16]

饱和温度的关联式:

$$t = \left(42.6776 - \frac{389.27}{\ln \frac{P}{100} - 9.48654} \right) - 273.15;$$

式中,压力 P 的单位为 kPa , 温度 t 的单位为 $^{\circ}\text{C}$ 。上式适用的压力范围为 $10 \sim 1750 \text{kPa}$, 相对误差小于 0.1% 。

饱和压力的关联式:

$$\ln \left(\frac{P}{P_c} \right) = \left(\frac{T_c}{t + 273.15} - 1 \right) \times \sum_{i=1}^8 f_i \left(\frac{t + 273.15 - 338.15}{100} \right)^{-1};$$

式中, $T_c = 647.286 \text{K}$, $P_c = 22089 \text{kPa}$, f_i 的值见下表, 压力 P 的单位为 kPa , 温度 t 的单位为 $^{\circ}\text{C}$ 。上式适用的温度范围为 $5 \sim 200^{\circ}\text{C}$, 相对误差小于 0.05% 。

f_1	f_2	f_3	f_4
-7.419242	0.29721	-0.1155286	0.008685635
f_5	f_6	f_7	f_8
0.001094098	-0.00439993	0.002520658	-0.000521868

2. 汽化潜热 h_{fg} 、饱和液体焓 H' 、饱和蒸汽焓 H'' 与饱和温度的关联式:^[24]

$$h_{fg} = \sum_{i=1}^3 A_i t^{i-1};$$

$$H' = \sum_{i=1}^4 B_i t^{i-1};$$

$$H'' = \sum_{i=1}^3 C_i t^{i-1}.$$

式中， L 、 H' 、 H'' 单位为 kJ/kg，温度 t 的单位为 $^{\circ}\text{C}$ ，系数 A_i 、 B_i 、 C_i 和相对误差见下表。

i	A_i	B_i	C_i
1	2482.3868001	-0.8889152	2487.8101001
2	-1.7376679	4.2356922	2.2850339
3	-0.0049241855	-0.00088556627	0.0038580542
4		0.0000052023124	
误差 e	0.3%	0.1%	0.14%

3. 其他关联式参见有关文献。^[25]

第五章 VERHP 的设计及计算方法

VERHP 系统的设计主要包含以下几个部分的设计计算：

- (1) 动力系统：由毛细泵和加热水套组成，完成从热源吸热和提升压力的功能；
- (2) 喷射系统：由喷射器组成，完成对低压蒸汽的压缩功能；
- (3) 冷凝系统：由冷凝段和冷却水套组成；
- (4) 蒸发系统：由蒸发器组成，管内液体在低压下汽化产生制冷效应；
- (5) 节流系统：由毛细管组成，完成液体的节流降压过程；
- (6) 制冷工质。

5.1 毛细泵及加热水套的选择与设计计算

5.1.1 加热水套的设计计算

毛细泵的热源采用热水，因此需设计加热水套，水套内热水纵刷圆管壁，设计的目的为在给定传热量 Q_g 、允许传热温差 ΔT_0 和推荐管外水流速 v 的情况下确定毛细泵的外径 D_{out} ，有效长度 L ，水套直径 D 。毛细泵内壁为潜热换热，换热系数较大，外壁为显热换热，换热系数较小，故外壁设计肋片来强化传热。

毛细泵的热阻由三部分组成：管外壁与水套中热水的对流换热热阻 R_1 ，管壁和槽肋的导热热阻 R_2 和槽肋端的相变换热热阻 R_3 。

由于水套内热水纵刷圆管外壁，可以采用外掠平板对流换热的模型。

外掠平板层流换热的 Nu 准则数为：

$$Nu = 0.644 Re^{1/2} Pr^{1/3}; \quad (5-1)$$

紊流换热的 Nu 准则数为：

$$Nu = (0.037 Re^{0.8} - 870) Pr^{1/3}; \quad (5-2)$$

紊流和层流的临界雷诺数： $Re_c = 5 \times 10^5$ ；

根据水套中的雷诺数大小，可分别选用式(5-1)或式(5-2)计算。

$$\text{对流换热系数: } \alpha_1 = \frac{Nu\lambda_1}{L}; \quad (5-3)$$

λ_1 为热水的导热系数，

$$\text{由此可得热阻: } R_1 = \frac{1}{\pi D_{out} L \alpha_1 \beta \eta}, \quad (5-4)$$

其中 β 为肋化系数， η 为肋化效率， D_{out} 为管外径， L 为有效管长。

管壁和槽肋的导热按一维导热计算，即忽略了对蒸汽的导热，可得：

$$R_2 = \frac{r_{out} - r_2}{(2\pi r_2 - nh)L\lambda}; \quad (5-5)$$

其中 λ 为管壁的导热系数， r_{out} 为管外径， r_2 为蒸发面半径， n 为槽道数， h 为槽宽， L 为有效管长。

槽肋端的相变换热相当复杂，主要由膜蒸发和工质的往复脉动引起的热量传递，Tim 等建议采用以下关系式计算平均换热系数：^[26]

$$\alpha_e = 0.32 \left(\frac{\rho_l^{0.65} \lambda_l^{0.3} c_l^{0.7} g^{0.2} q_g^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \right) \left(\frac{P_{sat}}{P_a} \right)^{0.3}, \quad (5-6)$$

式中 ρ_l 、 λ_l 、 c_l 、 μ_l 分别为液体的密度、导热系数、比热容、动力粘度， ρ_v 为气体密度， h_{fg} 为汽化潜热， q_g 为蒸发面的热流密度， g 为重力加速度， P_{sat} 为蒸汽的饱和压力， P_a 为大气压力。

可得：

$$R_3 = \frac{1}{(2\pi r_2 - nh)L\alpha_e}; \quad (5-7)$$

r_2 为蒸发面半径， n 为槽道数， h 为槽宽， L 为有效管长。

在上述三个热阻 R_1 、 R_2 、 R_3 中， R_1 远远大于 R_2 和 R_3 ，因此在设计计算时，可以忽略热阻 R_2 和 R_3 ，根据热阻 R_1 来计算管外径 D_{out} 、管长 L 和肋片型式，再结合下面计算的毛细泵结构来校核毛细泵的换热能力。

加热水套的直径可根据加热热水的流量来确定，但必须大于

肋片的外径。

5.1.2 毛细泵的结构选择与设计计算

本系统毛细泵的结构借鉴毛细泵回路(CPL)中的蒸发器结构,目前常用的结构有干道式热管芯结构及反向槽道毛细芯结构两大类型。由于反向槽道毛细芯结构的发生段具有热阻小、最大热流密度大的特点,因此本系统主要考虑采用反向槽道毛细芯结构,并讨论此结构毛细泵的设计。

毛细泵的设计首先要求有最大的毛细抽吸力和最小的阻力损失,以保证尽可能大的压力提升和传热能力;其次尽可能减小管壁与工质之间的热阻。当热阻过大时管壁与工质之间的温差过大,会使整个系统的性能下降。在满足上述条件下,要尽可能的减轻总量。

毛细抽吸力是毛细芯及液体组合体可能产生的最大界面压差。液体在毛细孔中由于表面张力的存在而产生弯月面,在汽-液交界面的存在压差,这个压差即为毛细抽吸力,是使 VERHP 系统维持循环所需的动力。^[27]

- ◆ 一般毛细芯的最大毛细压力为:

$$\Delta P_{cpl,max} = \frac{2\sigma \cos\theta}{r_c}; \quad (5-8)$$

其中 r_c 为毛细芯的有效半径, θ 是液体工质与毛细芯的接触角;

- ◆ 对于丝网及烧结金属粉末毛细芯结构, $\theta \approx 0$, 则 $\cos\theta \approx 1$, 因此:

$$\Delta P_{cpl,max} \approx \frac{2\sigma}{r_c}; \quad (5-9)$$

一般情况下, r_c 难以用简单的方法进行计算,必须依靠实验得出经验或半经验公式:

- ◆ 对于单层或多层丝网毛细芯,其有效毛细半径为:

$$r_c = \frac{1.36(t-d)}{2}; \quad (5-10)$$

对于烧结金属粉末毛细芯,其有效毛细半径为:

$$r_c = 0.205d; \quad (5-11)$$

其中 d 为丝径或粉末直径, t 为丝网的丝间距。此式实用于粉末为正方形紧密排列,但实际上,有可能各粉末颗粒并不紧挨着,而是一种松散的排列,则由毛细芯结构的空隙率

$$\varepsilon = \frac{a^2 d - \frac{\pi d^2}{3}}{a^2 d} = 1 - \frac{\pi d}{3a^2}; \quad (5-12)$$

$$a = \left(\frac{\pi}{6(1-\varepsilon)} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{0.724}{(1-\varepsilon)^{\frac{1}{2}}}; \quad (5-13)$$

可以得到有效毛细半径:

$$r_e = \left(\frac{0.512}{(1-\varepsilon)^{\frac{1}{2}}} - \frac{1}{2} \right) d; \quad (5-14)$$

- 毛细芯的渗透率 K 的确定也比较复杂,它往往只能通过实验来确定,即使一些经验公式也只能作为参考。

对于层间无间隙丝网毛细芯:

$$K = \frac{d^2 t}{11.27t + 9.208d}; \quad (5-15)$$

对于烧结金属粉末毛细芯:

$$K = \frac{d^2 \varepsilon^3}{150(1-\varepsilon)^2}; \quad (5-16)$$

VERHP 系统的正常运行要靠毛细泵对外输出的动力提供给喷射器使之正常工作以及克服蒸汽管路、液体管路、冷凝器的阻力和重力,使得液体工质能回到蒸发器完成循环。毛细泵对外输出的最大动力 $(\Delta P_{out})_{max}$ 为: $(\Delta P_{out})_{max} = \Delta P_{cpl. max} - (\Delta P_{in})_{min}$, 其中 $(\Delta P_{in})_{min}$ 为毛细泵内部的最小阻力损失。VERHP 系统的外部回路的阻力 ΔP_{out} 必须小于毛细泵对外输出的最大动力,即 $\Delta P_{out} \leq (\Delta P_{out})_{max}$, 否则系统不能工作。

反向槽道毛细芯结构的毛细泵结构的主要设计尺寸包括外径 d_{out} , 有效长度 L , 进液管半径 r_1 , 毛细芯半径 r_2 , 蒸汽槽道半径 r_v , 槽宽 h , 槽道数 n 。外径和有效长度结合加热水套计算给定。所以下面讨论怎样确定 r_1 、 r_2 、 r_v 、 h 和 n 。

从反向毛细芯结构可知,进液管直径越大越好,则其轴向阻

力越小，液体径向通过毛细芯的阻力也越小，但是考虑到防止干涸后液体难以充满，进液管直径的选择应满足下列关系： $gd_1 \leq 4\sigma \cos \theta / d_1$ ，即毛细力能克服重力的影响，使液体进入蒸发器。^[28]

从减小蒸汽流动阻力方面考虑，要求通道截面越大越好，但当通道截面增大后，管壁到蒸发表面的热阻增大，导致温差过大，通过导热肋的热流密度也增大，可能产生沸腾极限，因此设计时必须考虑这方面因素。

在反向槽道毛细芯结构中，由于槽道尺寸的限制，蒸汽基本上以层流方式流动，其阻力为：

$$\Delta P_v = \frac{4\mu_v L m_v}{n\pi r_v^4 \rho_v}; \quad (5-17)$$

其中 r_v' 为蒸汽通道的当量半径， $r_v' = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{1}{r_v - r_2}}$ ；(5-18)

r_v 由外径和壁厚决定， $r_v = \frac{D_{out} - 2t}{2}$ ；(5-19)

壁厚可在满足强度条件下算出，即： $t = \frac{P_m D_{out}}{2S_m + P_m}$ ；(5-20)

式中 P_m 为最大工作压力、 S_m 为管壁允许应力。

毛细结构是一种多孔物质组成的固体，它包含大量的空隙，但其特性尺寸与物体的尺寸相比要小的多。由于蒸发面的吸热蒸发，液体在毛细结构中通过这些空隙流向蒸发面。一般情况下，液体在其间的流动比较缓慢，其流动状态属于层流。但是液体在其间的流动相当复杂，不能以一般的模型来描述。根据达西(Darcy's)定律^[29]，液体从进液管流向蒸发面的阻力 ΔP_w 为：

$$\Delta P_w = \frac{m_l \mu_l \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L \rho_l K_w}; \quad (5-21)$$

式中 K_w 为毛细芯的渗透率， m_l 为液体的质量流率。

从这两部分的阻力公式中可以看出，减小 r_2 可同时减小蒸汽流动阻力和液体径向流动阻力。但是 r_2 减小后，增加了管壁

至蒸发面的距离，导致温差增大，减小了传热能力，因此这两方面是互相制约的。假定传热为一维导热，即忽略了对蒸汽的导热，同时假定导热肋为矩形，根据傅立叶定律得：

$$Q = \frac{(2\pi r_2 - nh)L\lambda\Delta T}{r_{out} - r_2}; \quad (5-22)$$

其中 ΔT 为管壁的传热温差， λ 为管壁导热系数。

蒸汽阻力与液体径向阻力之和为：

$$\Delta P = \frac{m_l \mu_l \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L \rho_l K_w} + \frac{4\mu_v L m_v}{n\pi r_v^4 \rho_v}; \quad (5-23)$$

将(5-18)和(5-22)代入得：

$$\Delta P = \frac{m_l \mu_l \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L \rho_l K_w} + \frac{4\mu_v L m_v}{n\pi r_v^4} \left(\frac{1}{r_v - r_2} + \frac{n\lambda\Delta T}{2\pi\lambda\Delta T r_2 - Q(r_{out} - r_2)} \right); \quad (5-24)$$

由该式可以求得每一个 r_2 下的 ΔP 值。当 n 不变时，改变 r_2 的值，求出不同的 ΔP ，从中选出最小的 ΔP 值，此时的 r_2 值即为最优 r_2 值；当 n 改变时， r_2 的最优值也随之改变。槽道数 n 的选择主要考虑温度的均匀性，当 n 过小时，温度的均匀性不好；当 n 过大时，蒸汽通道的阻力增大，同时还应考虑到加工工艺问题。因此必须合理选择，一般在 10~20 之间，具体要看外径的大小。在上述优化计算中，忽略了进液管阻力损失，这是因为一般 $\Delta P_l \ll \Delta P_v$ ，故不予考虑。

5.2 喷射器的设计计算

喷射器是整个系统的核心部分，其性能的好坏直接影响到系统的运行性能，在给定条件下进行喷射器的设计，首先需要选定喷嘴和扩压室的几何形状，即是取渐缩形还是缩放形。在选定外形之后，还要按照给定的流量，计算其几何尺寸，气体在喷嘴和扩压室中的流动有它内在的规律性，喷射器的设计应该尽量符合气体膨胀或压缩时所需要的条件，只有这样，才能尽可能减小流动损失，使喷射器达到尽可能高的效率。

这里喷射器的设计是在给定工况 (P_g, P_e, P_c)，工质特性参数以及被引射蒸汽的质量流量的条件下进行的。首先按 4.3 节的方法计算出

喷射系数，然后计算喷射器的几个主要外形参数：喷嘴喉部面积 A_1 、喷嘴出口面积 A_2 和扩压室喉部面积 A_3 。在根据经验确定其他外形参数。

下面讨论喷嘴喉部面积 A_1 、喷嘴出口面积 A_2 和扩压室喉部面积 A_3 的计算方法。^{【30】}

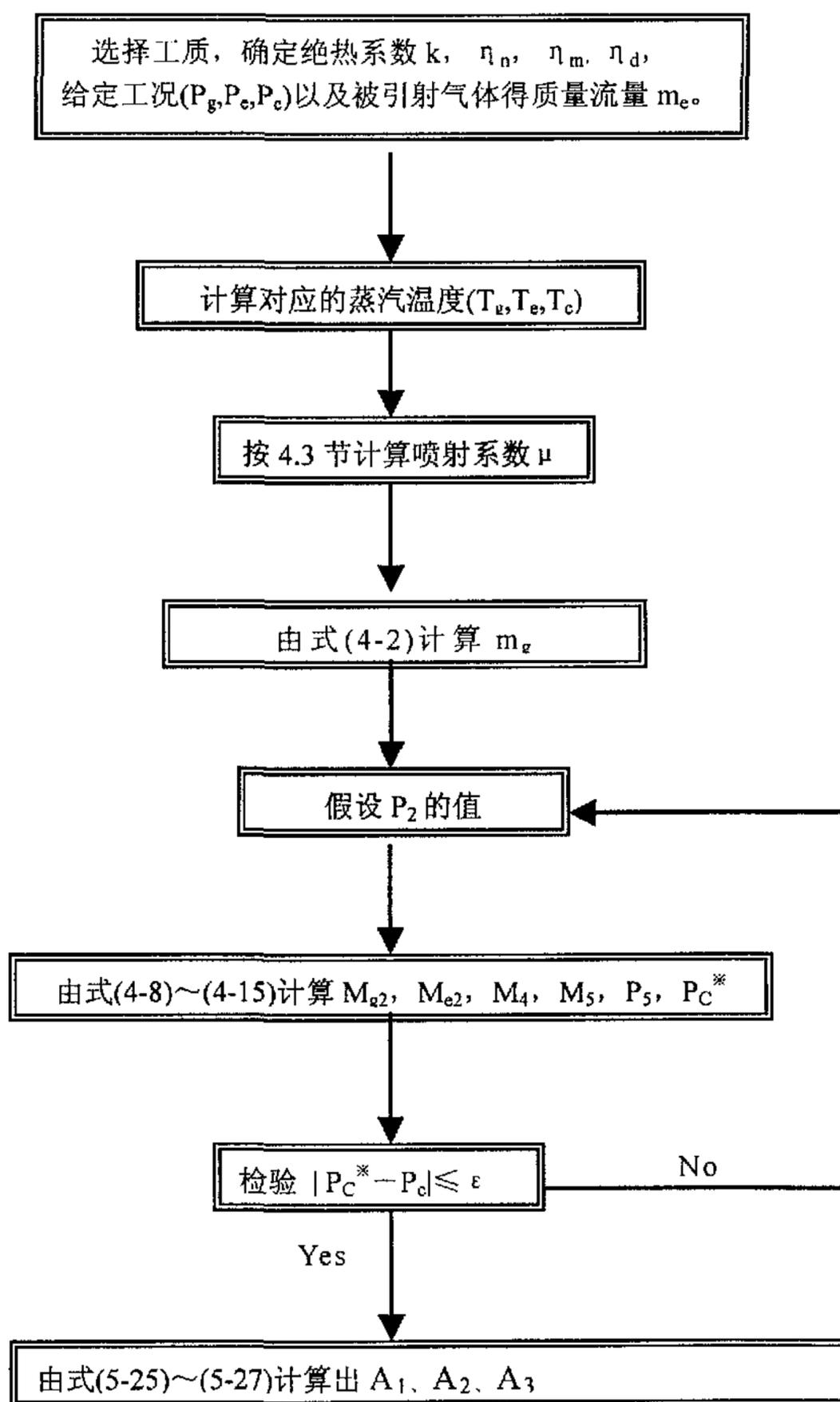


图 5-1：喷射器主要的面积参数计算的程序框图

$$\text{喷嘴的喉部面积的计算: } A_1 = \frac{m_g}{P_g} \sqrt{\frac{RT_g}{k\eta_n} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}; \quad (5-25)$$

喷嘴喉部与扩压室喉部的面积比:

$$\frac{A_1}{A_3} = \frac{P_c}{P_g} \left[\frac{1}{(1+\mu) \cdot \left(1 + \mu \left(\frac{T_e}{T_g}\right)\right)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{\left(\frac{P_2}{P_c}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_c}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \left[1 - \frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{2}}}; \quad (5-26)$$

喷嘴的出口与喉部的面积比:

$$\frac{A_2}{A_1} = \sqrt{\frac{1}{M_{g2}^2} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_{g2}^2\right)\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}; \quad (5-27)$$

由第四章的方法计算出给定工况下喷射器的喷射系数,再结合式(5-25)~式(5-27)计算出喷嘴喉部、出口的面积和扩压室喉部的面积,图5-1给出了这部分的计算框图。喷射器其他部分尺寸的参数计算参见有关文献^[6]。

5.3 冷凝段和冷却水套的设计计算

冷凝段的主要作用是控制喷射器扩压室出口的压力,并使扩压后的蒸汽冷凝成液体,使部分可以回流到毛细泵以及部分通过节流装置进入蒸发器。冷凝原理是利用外侧冷水带走侧部冷凝的热量,内侧为潜热换热,换热系数较大,外侧为显热换热,换热系数较小,因此考虑外侧加肋片来强化传热。

冷凝段的冷源采用冷水,因此需设计冷却水套,水套内热水纵刷圆管壁,设计的目的为在给定传热量 Q_c 、允许传热温差 $\Delta T_0'$ 和推荐管外水流速 v' 的情况下确定冷凝段的外径 D_{out}' ,有效长度 L' ,水套直径 D' 。

冷凝段的热阻由三部分组成:管外壁与水套中冷水的对流换热热阻 R_1' ,管壁的导热热阻 R_2' 和管内壁的气液相变换热热阻 R_3' 。

由于水套内冷水纵刷圆管外壁,可以采用外掠平板对流换热的模

型。

外掠平板层流换热的 Nu 准则数为：

$$Nu = 0.644 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}; \quad (5-28)$$

紊流换热的 Nu 准则数为：

$$Nu = (0.037 Re^{0.8} - 870) Pr^{\frac{1}{3}}; \quad (5-29)$$

紊流和层流的临界雷诺数为： $Re_c = 5 \times 10^5$ ；

对流换热系数： $\alpha_l = \frac{Nu \lambda_l}{L}$ ； λ_l 为冷水的导热系数。

可得：

$$R'_1 = \frac{1}{\pi D'_{out} L \alpha_l \beta \eta}; \quad (5-30)$$

其中 β 为肋化系数， η 为肋化效率。

管壁的导热按一维导热计算，由傅立叶定律可以求得：

$$R'_2 = \frac{t}{\pi (D'_{out} - 2t) L \lambda}; \quad (5-31)$$

其中 λ 为管壁的导热系数， t 为管壁厚 (t 满足强度要求，计算同式 (5-20))。

管内壁换热为相变换热相当复杂，类似于热虹吸管的冷凝段的换热。ESDL 在汇总了热虹吸管实验数据的基础上，得到了以下关系式 [31]：

$$Nu = 0.651 \frac{L_c}{D_{c.in}} Re^{-\frac{1}{3}}; \quad (5-32)$$

$$Re = \frac{Q_c}{\pi D_{c.in} \mu_l h_{fg}}; \quad (5-33)$$

$$Nu = \frac{\alpha'_3}{\lambda_l} \left[\frac{v_l^2}{g} \cdot \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right]^{\frac{1}{3}}; \quad (5-34)$$

可得：

$$R'_3 = \frac{t}{\pi (D'_{out} - 2t) L \alpha'_e}; \quad (5-35)$$

式中 ρ_l 、 λ_l 、 v_l 、 μ_l 分别为液体的密度、导热系数、运动粘度、

动力粘度, ρ_v 为气体密度, h_{fg} 为汽化潜热, Q_c 为冷凝段的冷却热量, g 为重力加速度, L_c 为冷凝段长度, $D_{c.in}$ 为冷凝段内径。

在上述三个热阻 R_1' 、 R_2' 、 R_3' 中, R_1' 远远大于 R_2' 和 R_3' , 因此在设计计算时, 可以忽略热阻 R_2' 和 R_3' , 根据热阻 R_1' 来计算管外径 D_{out} 、管长 L 和肋片型式, 再结合 R_2' 和 R_3' 来校核冷却段的换热能力。

冷却水套的直径可根据冷却水的流量来确定, 但必须大于肋片的外径。

5.4 蒸发器的选型

区别于蒸汽喷射式制冷, 本设计中的蒸发器仍采用表面式蒸发器, 制冷工质管内蒸发, 冷却管外的室内空气, 产生制冷效应。

根据制冷量及室内空气参数选择较为合理的相应的蒸发器型号。

5.5 毛细管的计算

由于本 VERHP 系统的设计冷量小, 出于简化机构的角度, 拟采用毛细管代替膨胀阀作为系统的节流降压机构。毛细管具有结构简单、工作可靠、制造方便、价格低廉以及故障少等优点, 故在小型制冷装置中应用很广泛。

毛细管的选择计算, 主要依据是制冷剂状态(压力 P_c , 温度 T_c)及毛细管的几何尺寸(长度 L , 内径 d_i)。但由于毛细管的理论计算比较复杂而所得的结果误差又比较大, 故通常在计算后需要通过实际运转再来决定毛细管的几何尺寸。目前较多采用的选择算法如下^[32]:

$$L = \frac{2\Delta P Re^{0.25} d_i}{0.3164 \rho c^2}; \quad (5-36)$$

$$\text{其中: } v = \frac{V'}{A}; \quad V' = \frac{m}{\rho}; \quad Re = \frac{v \rho d_i}{\mu};$$

式中: d_i 为毛细管内径(m), L 为毛细管长度(m), v 为制冷剂流速(m/s), m 为制冷剂质量流量(kg/s), V' 为制冷剂容积流量(m^3/s), ρ 为制冷剂比容(kg/m^3), A 为毛细管流道面积(m^2), μ 为制冷剂的动力粘度($N \cdot s/m^2$), Re 为雷诺数。

5.6 制冷工质的选择

工质的选择直接影响到 VERHP 系统的运行性能，一般来说，要确定一种合适的工质，首先要考虑的是工质工作的温度范围。但在同一温度范围内一般可有几种工质满足要求，因此要选择一种最佳工质。

工质选择的主要要求有：

- 在运行的温度范围内工质的饱和压力不是太高或太低；
- 发生压力和冷凝压力的绝对差值不是太大；
- 具有高的表面张力和导热率；
- 有较大的气化潜热和蒸汽密度；
- 工质的液相和汽相的粘度低；
- 工质与毛细芯和管壳的相容性好；
- 热稳定性好；
- 工质浸润毛细芯和管壳材料；
- 冰点或凝固点适当。

常用的工质有水、甲醇、R113 等，表 5-1 列出了一些工质的主要特性。^[33]

表 5-1：几种常用工质的特性

种类	水	甲醇	R113
发生压力 (70~90℃)	约 50kPa	约 200 kPa	200 kPa 以上
冷凝压力 (30~40℃)	10kPa 以下	20kPa 以上	约 70kPa
蒸发压力 (5~15℃)	约 1kPa	约 10kPa	约 20kPa
汽化潜热 (kJ/kg)	2500	1100	150
表面张力系数 (10^{-3} N/m)	70	20	20
导热率	较好	较好	较差
凝固点 (℃)	0	-98	-36.6
粘度	适中	适中	液相比较大

5.7 设计计算结果

本系统的管壳采用紫铜材料，毛细芯采用不锈钢丝网，发生温度在 80℃ 左右，冷凝温度在 40℃ 左右，蒸发温度在 10℃ 左右，综合考虑以上要求，水是最佳工质。

本 VERHP 系统采用水为制冷工质，设计制冷量 200w，加热热水温度为 90℃，发生压力为 80℃ 时水的饱和压力，冷却水温度 30℃，冷凝压力为 40℃ 时水的饱和压力，蒸发温度 10℃，室内空气 25℃。

设计计算结果如下：

毛细泵部分：			
毛细泵外径	35mm	水套外径	101mm
有效长度	80mm	肋片外径	95mm
管壁厚	1.5mm	肋片数目	12mm
丝网外径	22mm	液体通道半径	16mm
丝网规格	2000 目	槽道数目	17
槽道宽度	2.8mm	槽道深度	5mm
喷射器部分：			
喷嘴：			
喉部直径	4.11mm	出口直径	11.84mm
进口直径	11.93mm	扩张段长度	3.0mm
喉部长度	24.4mm	收缩段长度	22.0mm
扩压室：			
喉部直径	12.40mm	出口直径	24.20mm
进口直径	23.73mm	扩张段长度	112.53mm
喉部长度	49.61mm	收缩段长度	108.10mm
其他：			
吸入直径	13.90mm	混合段长度	124.02mm
喷嘴至扩压室进口距离	15.92mm		
冷凝段部分：			
冷凝段外径	35mm	水套外径	101mm
有效长度	85mm	肋片外径	95mm
管壁厚	1.5mm	肋片数目	16mm
毛细管及蒸发器部分：			
毛细管内径	0.61mm	毛细管长度	1.8m
蒸发器型号	BTH29		

5.8 实验装置

根据上述参数计算结果，本文设计了一套垂直 VERHP 实验装置，其系统图见图 5-2。本系统的各个部件都运行于真空状态，因此部件间的管路连接主要采用焊接和法兰(O型圈密封)连接，系统配备一台真空泵，用于实验前给设备抽真空，恒温水域用于加热毛细泵，冷却水采用常温自来水。来自恒温水域的热水加热毛细泵，毛细泵内产生相对高压的蒸汽，通过喷射器的喷嘴形成低压高速气流，引射来自蒸发器的低压蒸汽，两股气流混合后通过喷射器的扩压室，压力升高，进入冷凝段，在冷却水的冷却下，蒸汽凝结成液体，一部分回流到毛细泵继续吸热蒸发，另一部分通过毛细管进入蒸发器，在低压下蒸发产生制冷效应。采用热电偶和真空表测得毛细泵、蒸发器、冷凝段和喷射器喷嘴出口的工质的状态参数(温度和压力)。

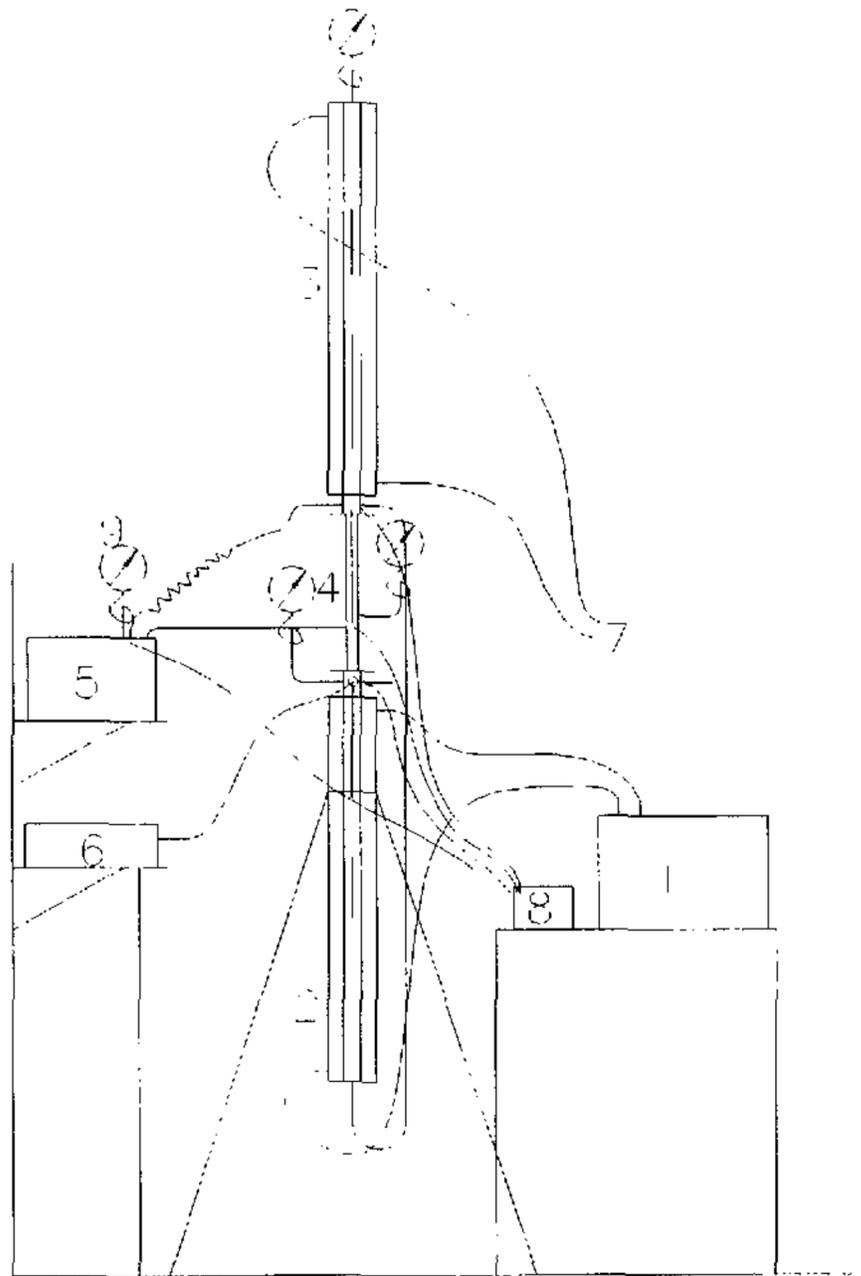


图 5-2: 实验装置图

1. 恒温水域, 2. 毛细泵, 3. 冷凝段, 4. 喷射器, 5. 蒸发器, 6. 真空泵,
7. 接冷却水, 8. 热电势开关, 9. 压力表。

实验步骤如下：

- 检查设备的密封性能；
- 给设备抽真空，使设备内压力达到 10^{-2} pa；
- 充入工质液体；
- 开启恒温水域，接通冷却水，开启蒸发器的风扇；
- 待系统稳定运行后，读取各压力表和热电偶的测量读数；
- 分别改变恒温水域的温度、冷却水流速、蒸发器风扇转速，待系统重新稳定后，重新读取各表的读数；
- 实验结束后分别关闭恒温水域，切断冷却水，关闭蒸发器风扇，放完设备内的液体工质，给设备抽真空，保持设备内的干燥。

第六章 太阳能 VERHP 系统的模拟研究

随着科学技术的发展及全世界范围内能源危机的出现,在生产和生活上消耗能源日益增多的情况下,发展非常规能源(太阳能、海洋能、风能、地热能等)的需求十分迫切。其中太阳能的应用范围较广,并已取得了实用效果。

太阳能是人们接触最广也是最熟悉的一种能源。每年地球从太阳获得大约 5.53×10^{21} (KJ) 的能量,其三天的辐射量相当于烟煤、褐煤和天然气所贮存的能量的总和。在亚洲,日照时间大约在 1600~3000(小时/年)之间,相对于北美、北非,亚洲的日照时间要少许多。中国的日照时间约为 1600~2400(小时/年)之间,利用太阳能的先天条件不是很优越。目前我国太阳能的利用主要用于家居提供卫生热水,其他方面考虑得较少。太阳能的季节特性很明显,夏天日照时间长,投射角较大,获得的能量比较多,冬天则反之。由于技术、经济方面的原因,太阳能设备还不能够更有效地跨季节使用。^[34]

对于家用制冷系统,只需要夏季运行,而且日照愈强、天气越热,提供给制冷的动力就越大,制冷效果就越好,某种程度上可以讲维护结构的冷负荷大的时候,制冷系统能产生较大的冷量来满足较大的冷负荷,所以将太阳能运用于制冷系统是应该有很好的效果的。

本章将太阳能引入 VERHP 系统,重点阐述系统的运行原理,并对该系统的运行状况进行模拟研究。

6.1 太阳能 VERHP 系统

如图 6-1 所示:本系统主要是由一套太阳能集热系统和 VERHP 系统组成,毛细泵是两个系统的结合点,太阳能集热系统产生的热水对毛细泵加热,使毛细泵内过冷液体产生工作蒸汽,驱动 VERHP 系统工作。

正常情况下,太阳能集热器产生的热量能适合系统的要求。当出现特殊情况,一种是在特殊的天气情况下,集热器不能产生足够的热量,这是需要启动辅助电加热器来维持系统的正常运行;另一种情

况是集热器产生的热量过多，这是会导致毛细泵局部出现干烧现象，可以调节太阳能集热系统侧的三通阀，控制加热水的进水温度，以避免干烧现象的出现。

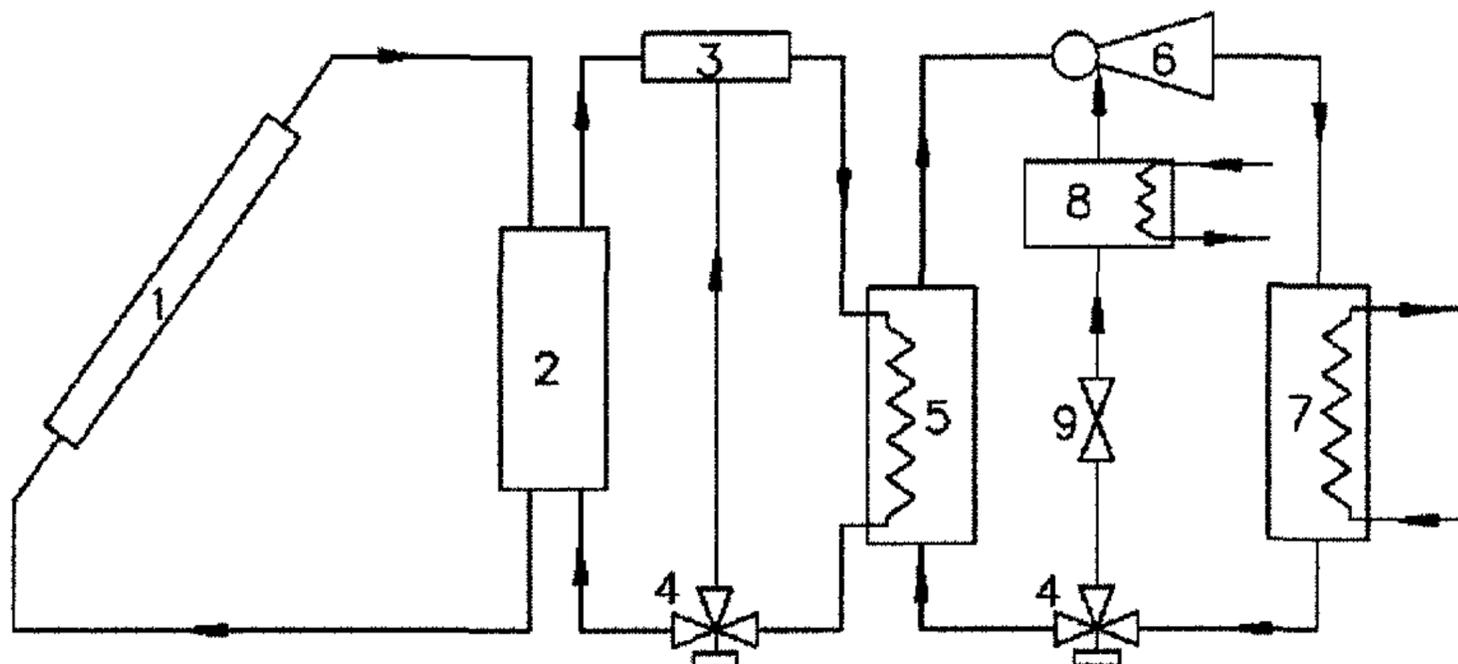


图 6-1: 太阳能 VERHP 系统原理图

1. 太阳能集热器, 2. 集热水箱, 3. 辅助电加热器, 4. 三通阀, 5. 毛细泵, 6. 喷射器, 7. 冷凝器, 8. 蒸发器, 9. 节流膨胀阀。

从整个太阳能 VERHP 系统的运行来看，对环境没有任何污染，完全符合绿色环保要求；绝大多数的情况下，仅需太阳能就能满足系统的运行，节能效果好；另外该系统核心部分无运动部件，因而运行稳定可靠。

6.2 太阳能集热器的传热模型

太阳能集热器模拟部分主要是通过计算机编程来模拟集热器和集热水箱。输入已知参数以及不同情况下的各条件值，就可以输出相关集热器和集热水箱性能的各参数值。

这里对集热器做了以下重要的假设：

1. 热过程是稳定的；
2. 集热器采光面上的灰尘和污物影响可以忽略；
3. 平板型集热器吸热板为管板结构；
4. 热物性与温度无关；
5. 集热器吸热板上的阴影影响可忽略；
6. 集热器板管周围的温度梯度可忽略。

以下为太阳能集热器模拟计算的核心公式。^{【35】【36】}

集热器倾斜面上瞬时辐射量定义的瞬时集热器效率方程：

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{t_{f,i} - t_a}{I_\theta}; \quad (6-1)$$

集热水箱热平衡方程：

$$c_p M_t \frac{dT_t}{d\tau} = Q_U - Q_L; \quad (6-2)$$

从式(6-2)得：

$$c_p M_t \frac{dT_t}{d\tau} = \eta I_\theta A_c - A_t K (T_t - T_{amb}); \quad (6-3)$$

$$T_{s,new} = T_{s,old} + \frac{\Delta\tau Q_U - A_t K (T_{s,old} - T_a)}{(M_t c_p)_s}; \quad (6-4)$$

以上各式中： η 为集热器的瞬时效率； F_R 为集热器热转移因子； $(\tau\alpha)$ 为总辐射的透过率与吸收率乘积； U_L 为集热器总热损系数； c_p 为水的定压比热； M_t 为集热水箱贮水量； A_c 为集热器吸热面积； $A_t K$ 为集热水箱热损系数与面积乘积； I_θ 为太阳辐射强度； Q_U 、 Q_L 分别为单位时间内集热器的有效输出能量和热损失； $\Delta\tau$ 为时间步长； $t_{f,i}$ 为集热器水的入口温度； t_a 、 T_{amb} 、 T_a 分别为环境温度； T_t 、 $T_{s,new}$ 、 $T_{s,old}$ 分别为集热水箱温度以及时刻末和时刻初温度。

通过式(6-3)、(6-4)可求得集热器效率和集热水箱的温度，而 η 又可以表示为下式：

$$\eta = \frac{m c_p (t_{f,o} - t_{f,i})}{A_c I_\theta}; \quad (6-5)$$

式中， m 为集热器内水流量； $t_{f,i}$ 、 $t_{f,o}$ 为集热器水进、出口温度。

将式(6-5)变换形式得：

$$t_{f,o} = t_{f,i} + \eta A_c I_\theta m c_p; \quad (6-6)$$

选取某一型平板集热器(两层玻璃盖板和黑平面吸热表面的液体集热器)^{【37】}用于计算模拟，取有关参数如下： $F_R(\tau\alpha)=0.68$ ， $F_R U_L=3.75\text{W}/(\text{m}^2\text{°C})$ ；集热水箱的 $A_t K$ 值取通常值， $A_t K=30.5266\text{KJ}/(\text{h}$

℃); $Gc_p/U_L F' = 10$ (此时集热器的流动因子 $F'' = F_R/F' \approx 0.95$ 为理想值, F' 为集热器的效率因子)。

单位集热面积流量 $G = m/A_c$, 由上可得 $G = 0.0094 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $F_R U_L / c_p = 0.00090 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$; 集热器的最佳倾角 $\theta = 0.9 \phi$, ϕ 为当地纬度, 本文中为 32° , 故 $\theta = 28.8^\circ$; 集热水箱贮水量 $M_t = 200 \text{ kg}$, 集热器吸热面积 $A_c = 8 \text{ m}^2$, 集热器内水流量 $m = GA_c = 0.0755 \text{ kg/s}$, 水的定压比热 c_p 为 $4.18 \text{ kJ}/(\text{kg} \text{ }^\circ\text{C})$, 集热水箱初始温度取 65°C , 时间步长取 150 s 。

由于查得的太阳辐射强度都是水平面辐射值, 在实际计算中要先进行由水平面向倾斜面的转换。同时, 由于气象采集的数据是各个小时段的不连续数据^[38], 为了得到比较连续的模拟结果, 本文假设在一个小的时段内环境温度呈线性变化。

6.3 VERHP 系统各部件的流动和传热模型

本章采用的 VERHP 系统各部件的结构参数参照本文第五章的设计数据, 由于本文总 VERHP 的各部件均属于非标准件(除了毛细管), 因此各个部件的模型均为理论或半经验模型。

6.3.1 毛细泵的传热模型

毛细泵模拟部分主要是通过计算机编程来模拟毛细泵和加热水套。输入初始参数以及部件的结构参数, 就可以输出相关加热水套和毛细泵性能的各参数值。

这里对毛细泵的运行做了以下重要的假设:

1. 毛细泵内的热过程是稳定的;
2. 忽略蒸汽槽道内的蒸汽的传热和毛细泵进液温度的影响;
3. 液体汽化过程仅发生于毛细芯和槽肋端相接触的部分;
4. 由于毛细芯弯月面的作用, 认为槽道内蒸汽为饱和蒸汽;
5. 由于槽深远远大于壁厚, 这部分的传热按一维导热处理;

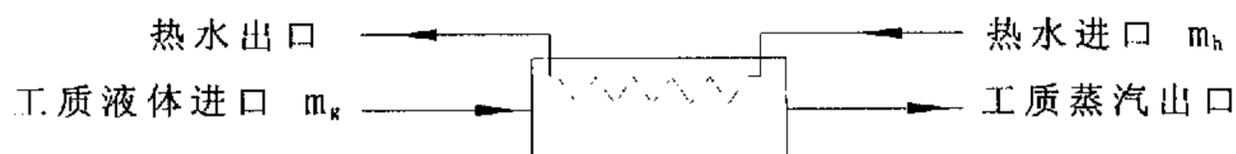


图 6-2: 毛细泵传热模型示意

毛细泵的换热方程：

$$Q_g = \frac{\Delta T_m}{R} = m_g \Delta H_g = m_h c_p \Delta T; \quad (6-7)$$

式中 ΔT_m 为对数平均温差， R 为传热热阻（计算参见 5.1）， m_g 为毛细泵工作介质质量流率， ΔH_g 为工作介质的进出口焓差， m_h 为加热水质量流率， ΔT 为热水进出口温差， c_p 为加热水的定压比热。

6.3.2 喷射器的一维流动模型

喷射器模拟部分主要是通过计算机编程来模拟喷射器。输入初始参数以及部件的结构参数，就可以输出相关喷射器性能的各参数值。

这里对喷射器的工作过程做了以下假设：

1. 喷射器中工质的流动、混合等过程均为绝热的；

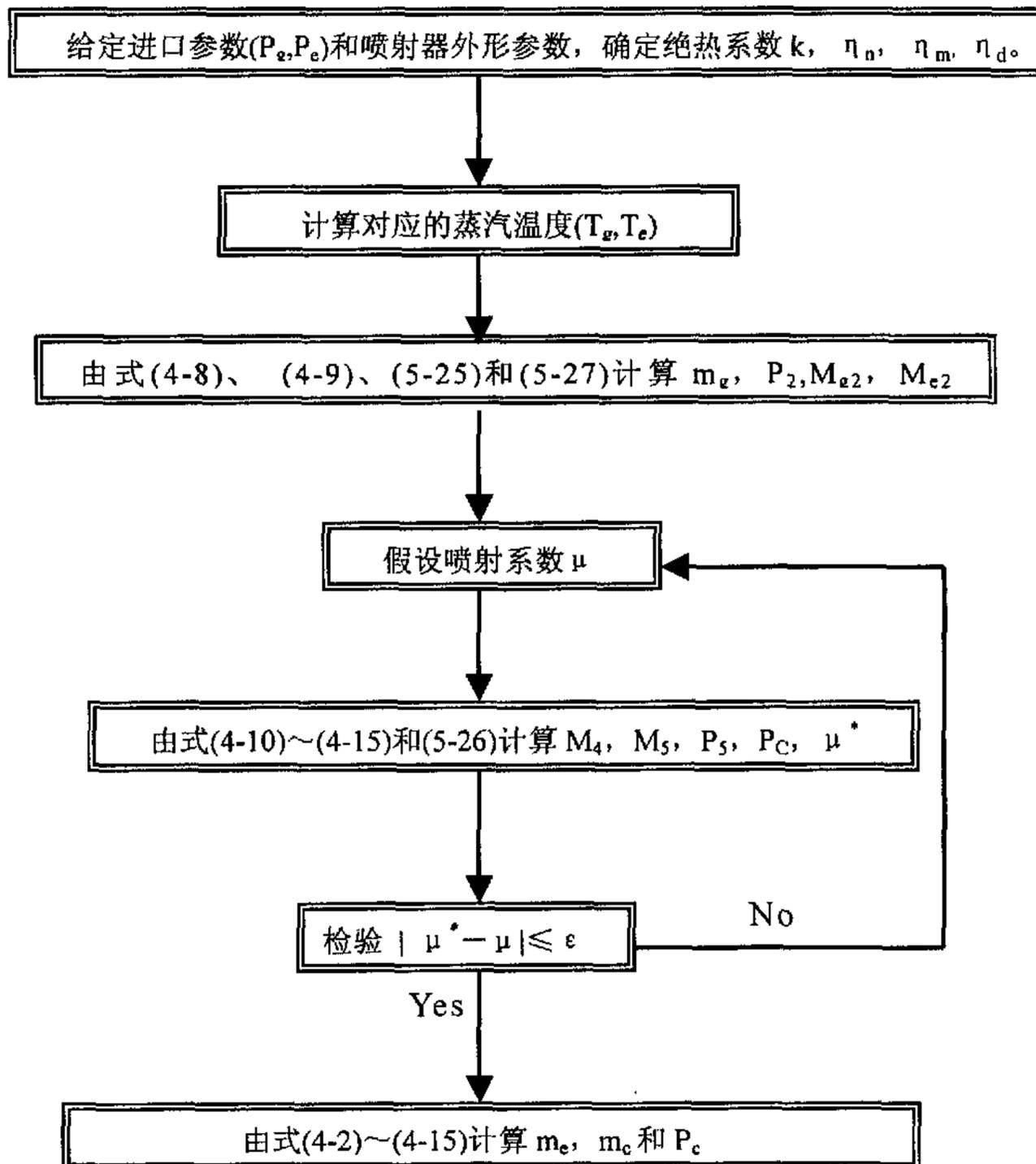


图 6-3：喷射器模型计算框图

2. 喷射器内蒸汽的流动为一维稳定流；
3. 工作蒸汽在喷嘴中的流动以及与被引射蒸汽的混合均为等熵过程；
4. 工作蒸汽和被引射蒸汽均为饱和蒸汽，并忽略二者的初始进入速度；
5. 蒸汽离开喷射器扩压室的速度忽略；
6. 所有的摩擦损失定义为喷嘴效率、引入室效率、混合效率和扩压室效率；

喷射器的流动方程参见第四章和第五章。已知蒸发压力和发生压力求某一喷射器运行特性的程序框图见图 6-3，已知任何两个压力均可以求得某一喷射器得运行特性。

6.3.3 冷凝段的传热模型

冷凝段模拟部分主要是通过计算机编程来模拟冷凝段和冷却水套。输入初始参数以及部件的结构参数，就可以输出相关冷凝段性能的各参数值。

这里对冷凝段作了如下假设：

1. 冷凝段的热过程是稳定的；
2. 冷凝段内总处于二相区；
3. 液体能及时分别流向毛细泵和蒸发器；
4. 忽略不凝性气体的影响。

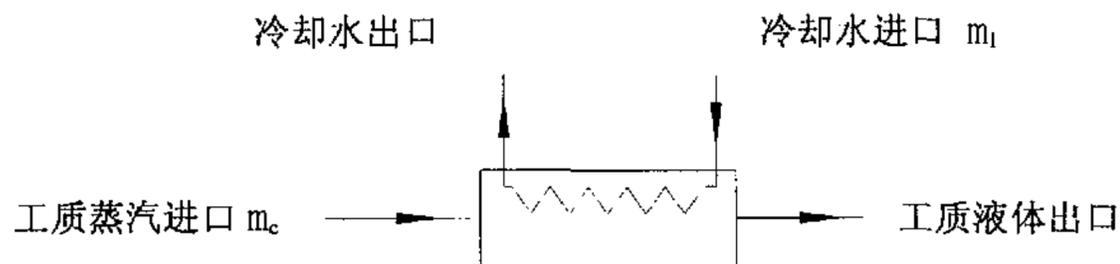


图 6-4: 冷凝段传热模型示意

冷凝段的换热方程：

$$Q_c = \frac{\Delta T_m}{R} = m_c \Delta H_c = m_1 c_p \Delta T; \quad (6-8)$$

式中 ΔT_m 为对数平均温差， R 为传热热阻（计算参见 5.3）， m_c 为冷凝段工作介质质量流率， ΔH_c 为工作介质的进出口焓差， m_1 为冷却水质量流率， ΔT 为冷却水进出口温差， c_p 为冷却水的定压比热。

6.3.4 蒸发器的传热模型

蒸发器模拟部分主要是通过计算机编程来模拟蒸发器的运行状况。输入初始参数以及部件的结构参数，就可以输出相关冷蒸发器性能的各参数值。蒸发器的性能计算基于效能-传热单元数法(ϵ -NTU法)。

这里对蒸发器作了如下假设：

1. 蒸发器的热过程是稳定的；
2. 蒸发段内总处于二相区；
3. 忽略不凝性气体的影响。

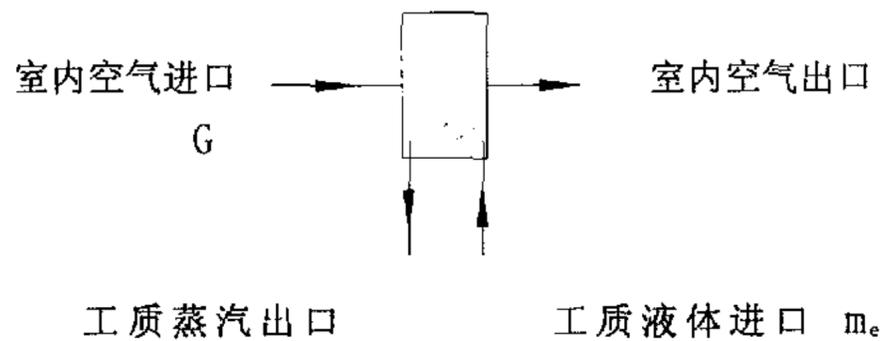


图 6-5: 蒸发器传热模型示意

蒸发器的换热方程：

$$Q_e = KF\Delta T_m = m_e \Delta H_e = Gc_p \Delta T; \quad (6-9)$$

式中 ΔT_m 为对数平均温差, K 为以肋片侧面积为基准的传热系数, m_e 为蒸发器工作介质质量流率, ΔH_e 为工作介质的进出口焓差, G 为空气质量流率, ΔT 为空气进出温差, c_p 为空气的定压比热。

蒸发器的传热系数主要有空气侧换热系数、管壁换热系数和管内换热系数组成。管壁换热热阻相对很小, 故可不考虑。下面确定空气侧当量换热系数和管内二相区的换热系数。

空气侧当量换热系数：^[39]

此处已考虑肋片表面温度不均匀得影响, 即取肋化效率 $\eta = 1$ 。

$$Nu = 17.923e^{0.535} Re^{0.443}; \quad (6-10)$$

$$Re = \frac{vD_{ew}}{\nu};$$

$$\alpha_a = \frac{\lambda_a Nu}{D_{ew}};$$

$$\alpha'_a = C\alpha_a;$$

$$C = 2.9356 \times 10^{-7} \text{Re}^2 - 4.93608 \times 10^{-4} \text{Re} + 1.33667;$$

式中： v 为空气流速 (m/s)， ν 为空气的运动粘度 (m^2/s)， λ_a 为空气的导热系数， $D_{e,v}$ 为管外径 (m)， e 为肋片间距 (cm)。

管内二相区当量换热系数：^[40]

制冷剂在管内流动,制冷剂吸热蒸发,在管内流动属于二相流,流动形式为环状流,则根据戴维斯和戴维弟介绍的管内侧对流换热系数为:

$$\alpha_e = 0.060 \times \frac{\lambda_l}{D_e} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.28} \cdot \left(\frac{D_e G_e}{\mu_l}\right)^{0.87} \cdot \left(\frac{c_l \mu_l}{\lambda_l}\right)^{0.4}; \quad (6-11)$$

式中： λ_l 为液态导热系数 (W/m.K)， ρ_l 为液态密度 (kg/m^3)， c_l 为液态比热 ($\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)， μ_l 为动力粘度 ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{h}$)， ρ_v 为汽态密度 (kg/m^3)， G_e 为制冷剂在管内质量流速 ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)， D_e 为管内径 (m)。

由于管壁很薄，认为 $D_{e,v} = D_e$ ，可得蒸发器的传热系数为：

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_a} + \frac{1}{\alpha_e}}; \quad (6-12)$$

6.3.5 毛细管模型

毛细管模拟部分主要是通过计算机编程来模拟毛细管。输入初始参数以及毛细管的结构参数，就可以输出相关毛细管性能的各参数值。

毛细管内的质量流率由毛细管的结构参数和制冷工质在毛细管进口的状态参数等因数决定的^[41]：

$$m_r = \psi N m_r'; \quad (6-13)$$

式中， ψ 为毛细管相对流量系数 (是长度和内径的函数，具体值可在相关文献上查得)； N 为毛细管的根数； m_r' 为标准质量流量 (kg/s)。

$$m_r' = 1.26 \times 10^{-4} m_0 \left(\frac{\Delta P}{1.034 \times 10^7}\right)^{0.821}; \quad (6-14)$$

$$m_0 = 356 + 0.641(0.187t + 0.1)^{3.56}; \quad (6-15)$$

式中，P 为压力(Pa)；t 为温度(°C)。

6.4 数值计算

通过编制计算程序来计算整个太阳能 VERHP 系统的运行性能，本模型主要考虑各组成设备的性能，忽略了管道压降、散热损失等不可逆因素的影响。模型主要由上述各部件模块和辅助计算模块(工质物性参数计算、水物性参数计算、空气物性参数计算)。

以上各个模块中的方程都为非线性方程组，本文采用迭代计算。给定原始数据，设定初始参数(发生压力和蒸发压力)，由太阳能集热器模块开始，然后依次计算毛细泵模块、蒸发器模块、喷射器模块、冷凝段模块和毛细管模块，再由毛细泵模块和蒸发器模块来检验初始参数，用新的初始参数代入计算，如此往复，直到满足条件。图 6-6 为系统模拟的计算框图。通过以上计算可以得到：太阳能集热器的进出口水温、流速，毛细泵内工作蒸汽的压力、温度，喷嘴出口蒸汽的压力，蒸发器内工质的压力、温度，冷凝器内压力、温度，工作蒸汽和被引射蒸汽的流量，冷却水套的进出口水温、水流速，室内温度和流经蒸发器的空气流量。根据计算出的状态参数算出系统的制冷量和性能系数。

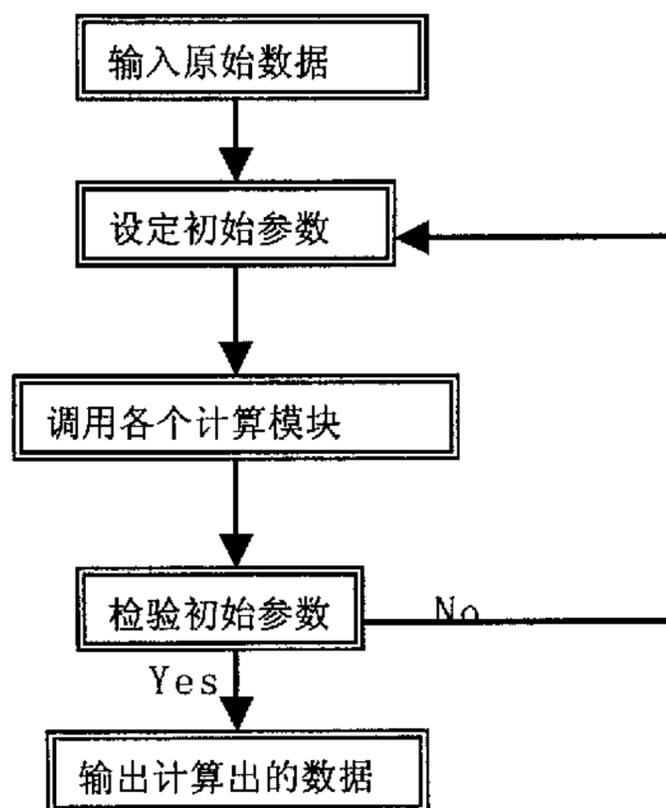


图 6-6：系统模拟计算框图

系统的制冷量：

$$Q_e = \dot{m}_e \Delta H_e; \quad (6-16)$$

系统的性能系数：

$$COP = \mu \frac{\Delta H_e}{\Delta H_g}; \quad (6-17)$$

6.5 计算结果的分析与讨论

这里主要以上面的模型为基础，通过数值模拟来研究太阳能 VERHP 系统的稳态运行特性，并揭示在稳定运行过程中一些外部条件参数对系统特性的影响。本文主要讨论以下情况：在一天中不同时段系统制冷量和性能系数的变化（不考虑辅助加热和三通阀的调节），冷凝段冷却水的进口参数对系统制冷量和性能系数的影响，房间温度以及流经蒸发器的空气量对系统制冷量和性能参数的影响。

6.5.1 一天中不同时间段系统的制冷量和性能系数的变化

这里认为其他初始参数不变，即冷凝温度和蒸发温度不变，不考虑采用辅助加热和三通阀门的调节，单单研究一天中不同时间段的太阳辐射强度对系统的制冷量和性能参数的影响。

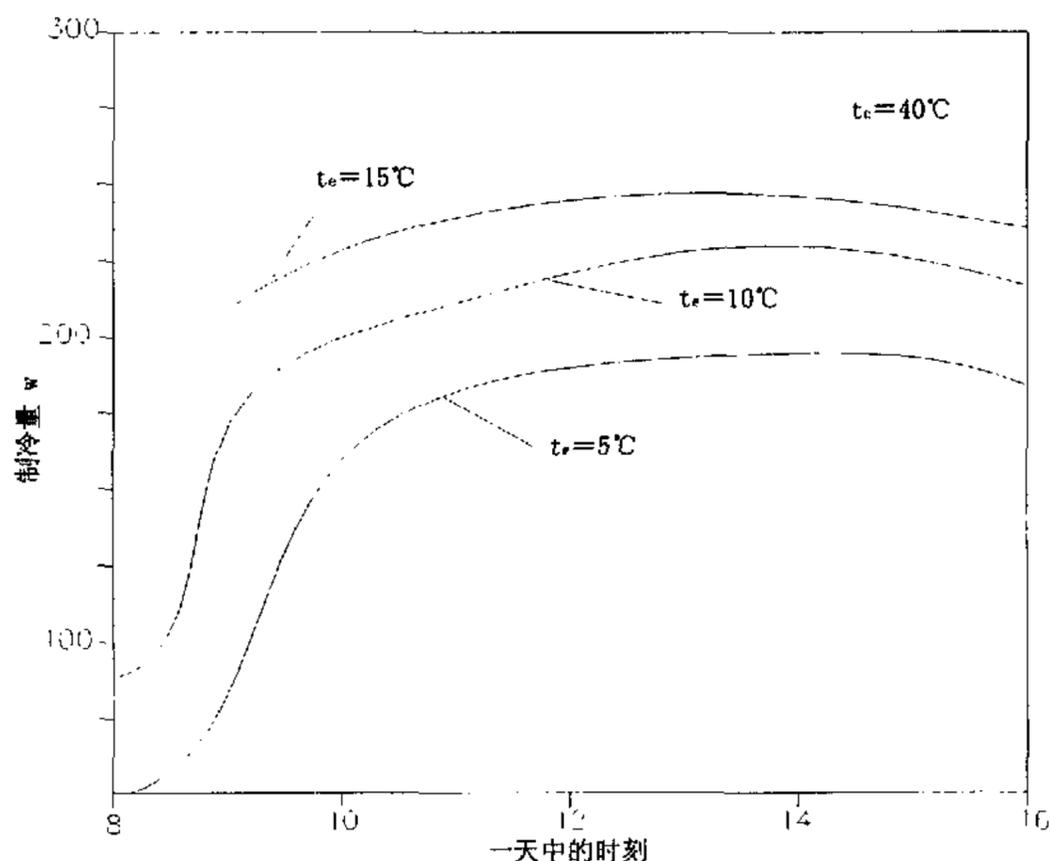


图 6-7：一天中不同时刻制冷量的变化

由图 6-7(以冷凝温度 40°C 和蒸发温度 10°C 为例)可知,一天中从 8 点到 16 点,制冷量先增大后减小,10 点以前增长较快,10 点到 14 点增长缓慢,14 点后有所降低。这是因为随着时间的变化,太阳的辐射强度和气温在 14 点前一直升高,导致集热器的水温升高,发生器的吸热量增大,发生蒸汽压力升高,被引射蒸汽量增加,制冷量增大,但在 10 点左右发生器的蒸汽压力达到了系统的最优值,因此以后随着集热器水温和发生器吸热量的进一步增加,系统制冷量的变化不大;14 点以后,随着太阳辐射强度和气温的降低,集热器的水温降低,发生器的吸热量减少,发生蒸汽压力降低,被引射蒸汽量减少,制冷量减小。

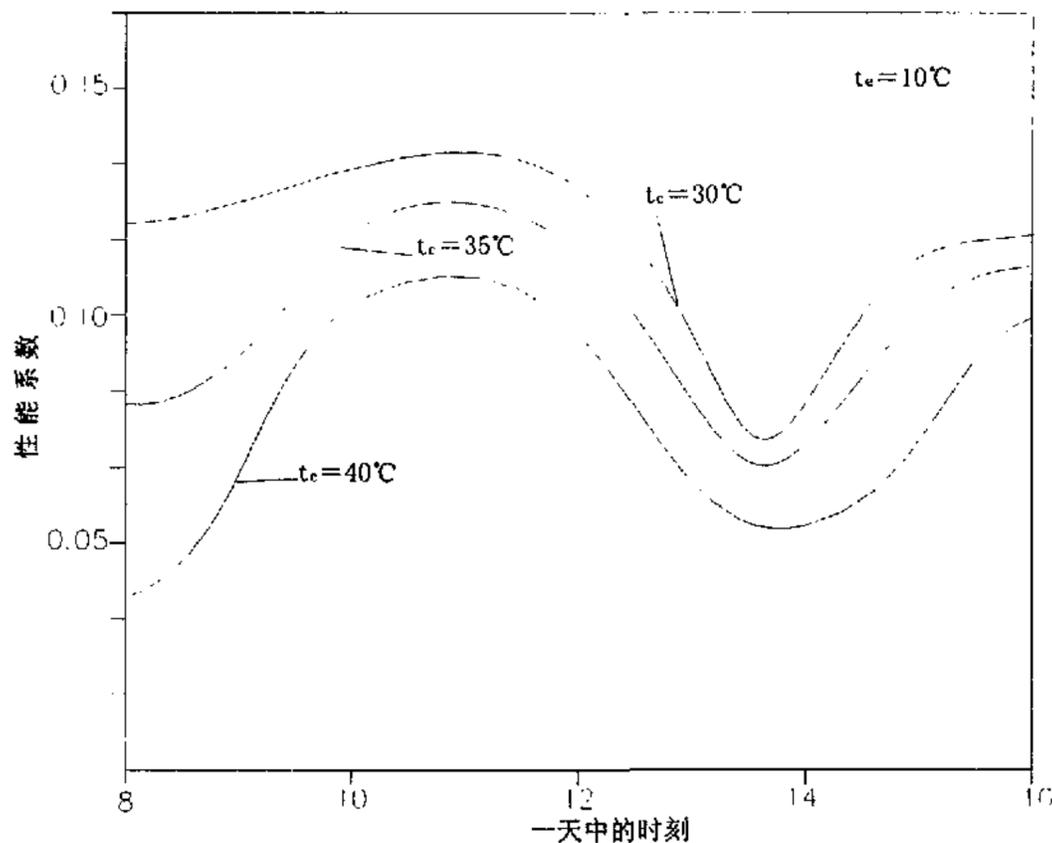


图 6-8: 一天中不同时刻性能系数的变化

由图 6-8(以冷凝温度 40°C 和蒸发温度 10°C 为例)可知,一天中从 8 点到 16 点,系统的性能系数先增大后减小,再增大。这是因为,在 10 点以前,制冷量随着发生器吸热量的增大有较为明显的增加,因此性能系数增大,在 10 点左右系统达到设计的最佳工况,以后随着发生器吸热量的增大,制冷量的增加很微弱,因此性能系数有所降低,14 点以后随着发生器吸热量的减少,制冷量的减小很微弱,因此性能系数有所升高。

6.5.2 冷凝段冷却水的进口参数对系统的制冷量和性能系数的影响

这里认为其他初始参数不变,即室内空气和太阳辐射强度不变,

但需要采用辅助加热和三通阀门来调节加热量以控制发生温度不变，在这种情况下研究冷凝段冷却水的进口水温及流速对系统制冷量和性能参数的影响。

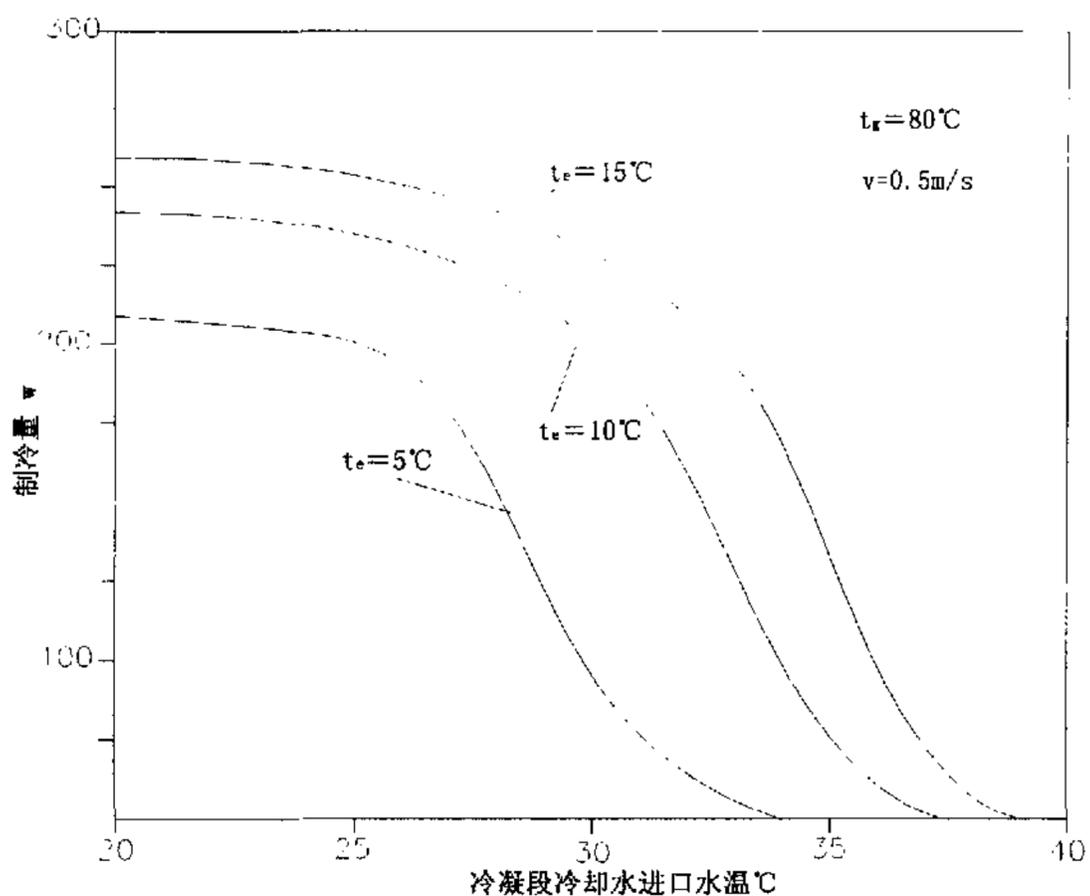


图 6-9: 冷凝段冷却水进口水温对制冷量的影响

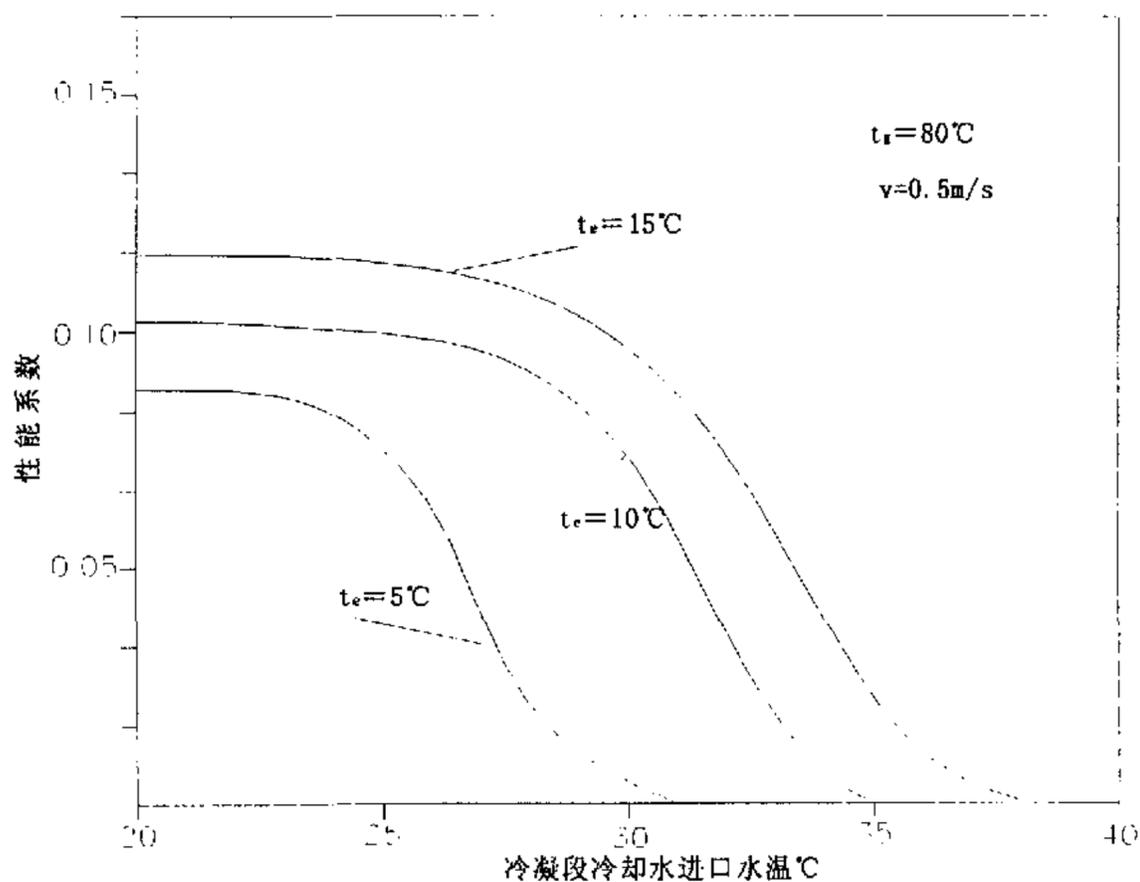


图 6-10: 冷凝段冷却水进口水温对系统性能系数的影响

由图 6-9(以发生温度 80°C 和蒸发温度 10°C 为例)可知，制冷量随冷凝段冷却水进口水温的升高而减少。这是因为随着冷水水温的升高，冷凝段温度升高，冷凝压力增大，导致被引射蒸汽量减少，制冷

量降低。但是在 30°C 之前，制冷量的减少较为缓慢， 30°C 以后减少较快，因为在 30°C 左右，系统的工况为最优，低于 30°C ，随着冷凝压力的降低，制冷量虽然有所增加，但很有限。因此盲目的降低冷凝温度作用是不明显的。

由图 6-10(以发生温度 80°C 和蒸发温度 10°C 为例)可知，系统的性能系数随冷凝段冷却水进口水温的升高而减小。因为随着冷凝压力的降低，被引射蒸汽量增加，制冷量增大，但发生蒸汽量不变，但在冷却水进口温度大于 30°C 时，随着冷凝温度的减小，系统的性能系数增大，当冷却水进口温度减小到 30°C 左右时，系统的运行工况最佳，性能系数曲线在此处出现一个拐点，当冷却水进口温度进一步减小时，被引射蒸汽的增大有限，制冷量增大不明显，因此性能系数虽有所增大，但很有限。因此盲目的冷凝温度是不合理，而且不经济的。

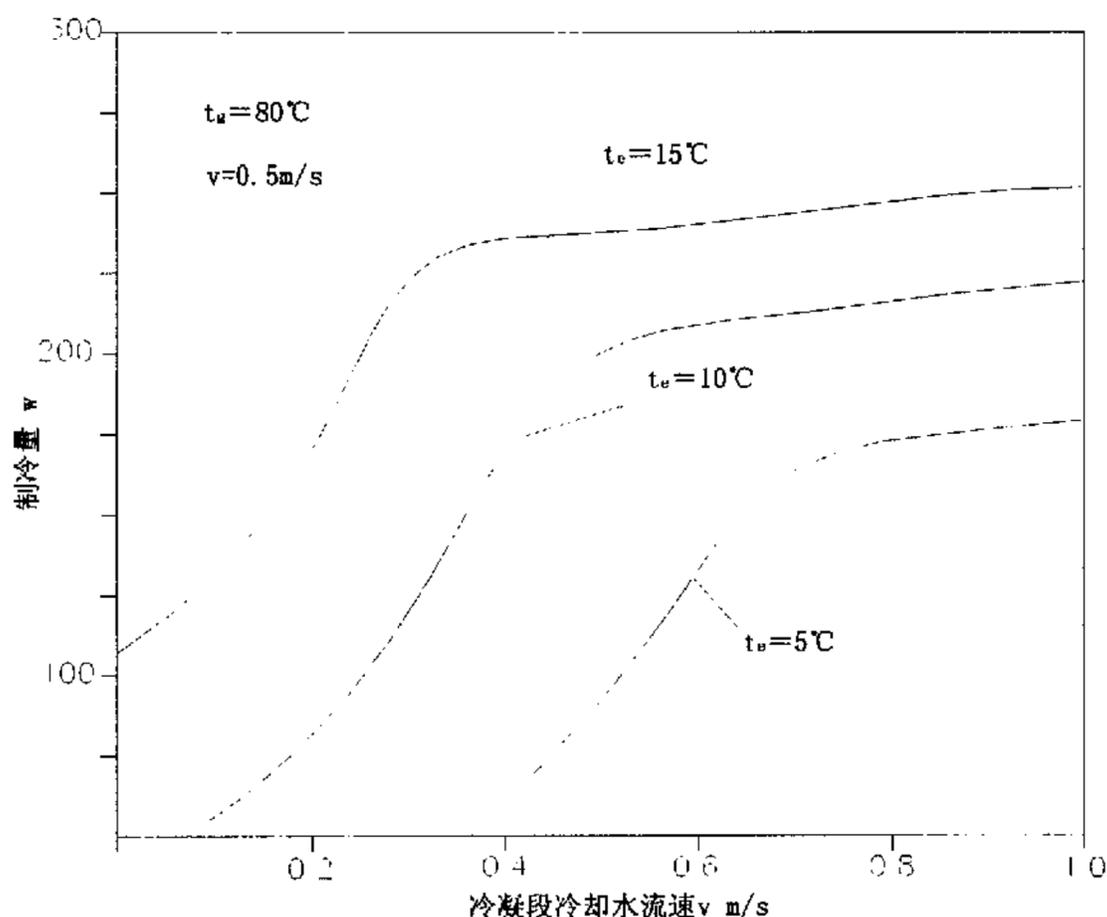


图 6-11: 冷凝段冷却水流速对制冷量的影响

由图 6-11、图 6-12(以发生温度 80°C 和蒸发温度 10°C 为例)可知，系统的制冷量随冷凝段冷却水流速的增大而增大，性能系数随冷却水流速的增大而增大。这是因为随着冷却水流速的增大，冷凝段的换热系数增加，导致冷凝温度和冷凝压力的降低，因而影响到制冷量和性能系数的变化，同样存在最佳状态点的问题，分析同上。因此盲目地增大冷凝段冷却水流速是不合理的。

6.5.3 房间温度和空气流速对系统制冷量和性能系数的影响

这里认为其他初始参数不变，即冷凝段冷却水的进口参数和太阳辐射强度不变，但也需要采用辅助加热和三通阀门来调节加热量以控制发生温度不变，在这种情况下研究房间温度以及空气量对系统制冷量和性能参数的研究。

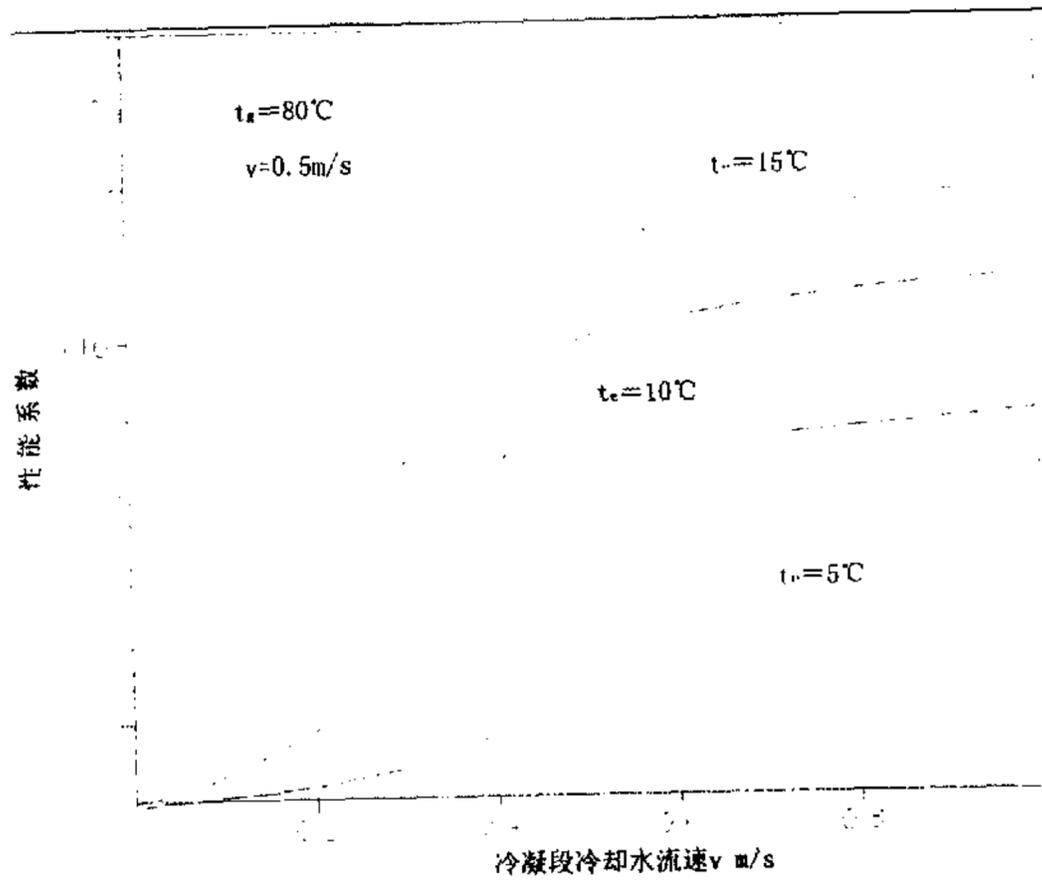


图 6-12: 冷凝段冷却水流速对系统性能系数的影响

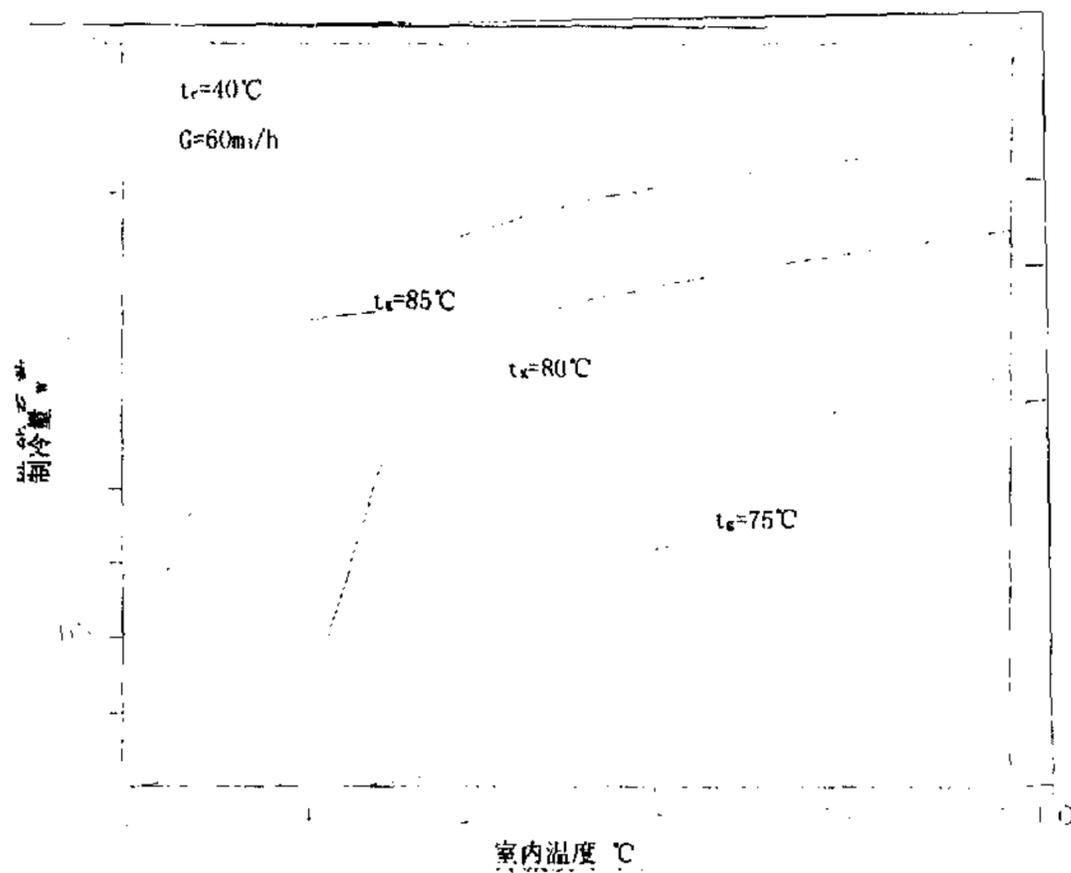


图 6-13: 室内温度对制冷量的影响

由图 6-13(以发生温度 80℃ 和冷凝温度 40℃ 为例)可知,系统的制冷量随室内温度的升高而增大。这是因为随着室内温度的升高,蒸发温度升高,蒸发压力升高,被引射蒸汽量增加,制冷量增大。但在室内温度为 26℃ 左右以前,制冷量增加的幅度较大,在 26℃ 左右之后,制冷量虽有增加,但很有限。因为在室内温度为 26℃ 左右时,系统的运行工况为设计最优值。

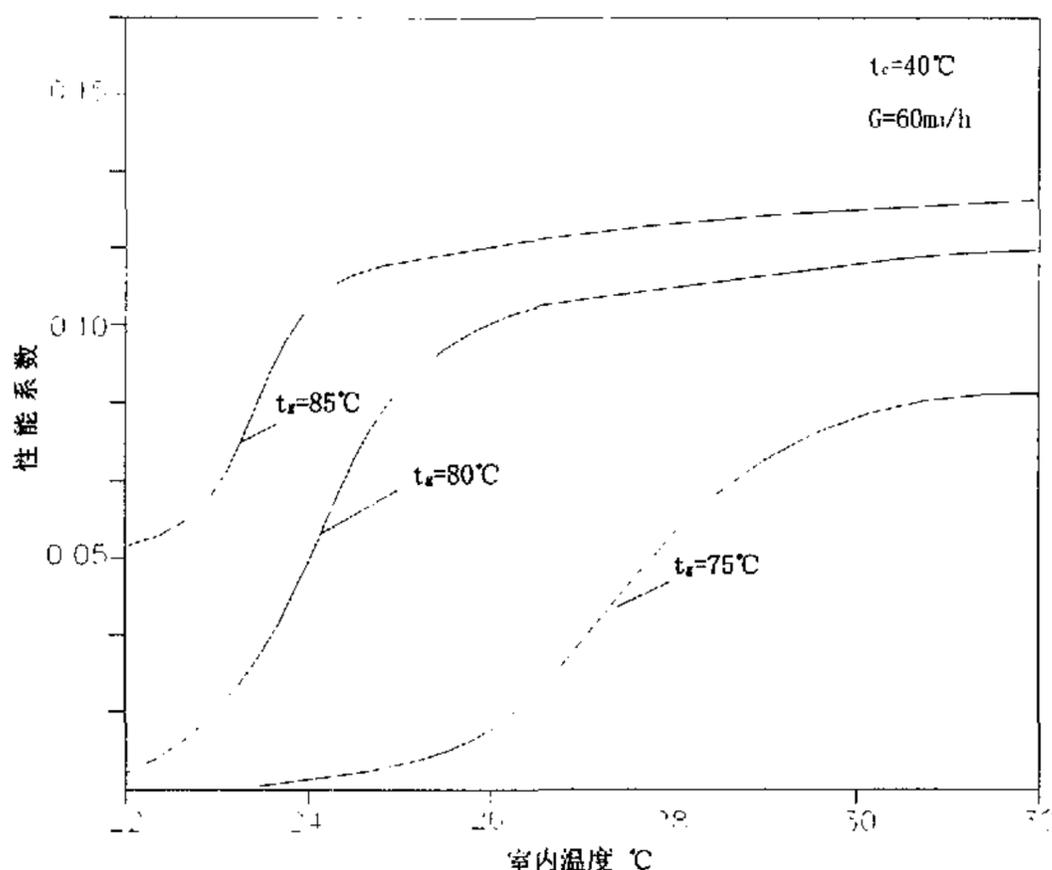


图 6-14: 室内温度对系统性能系数的影响

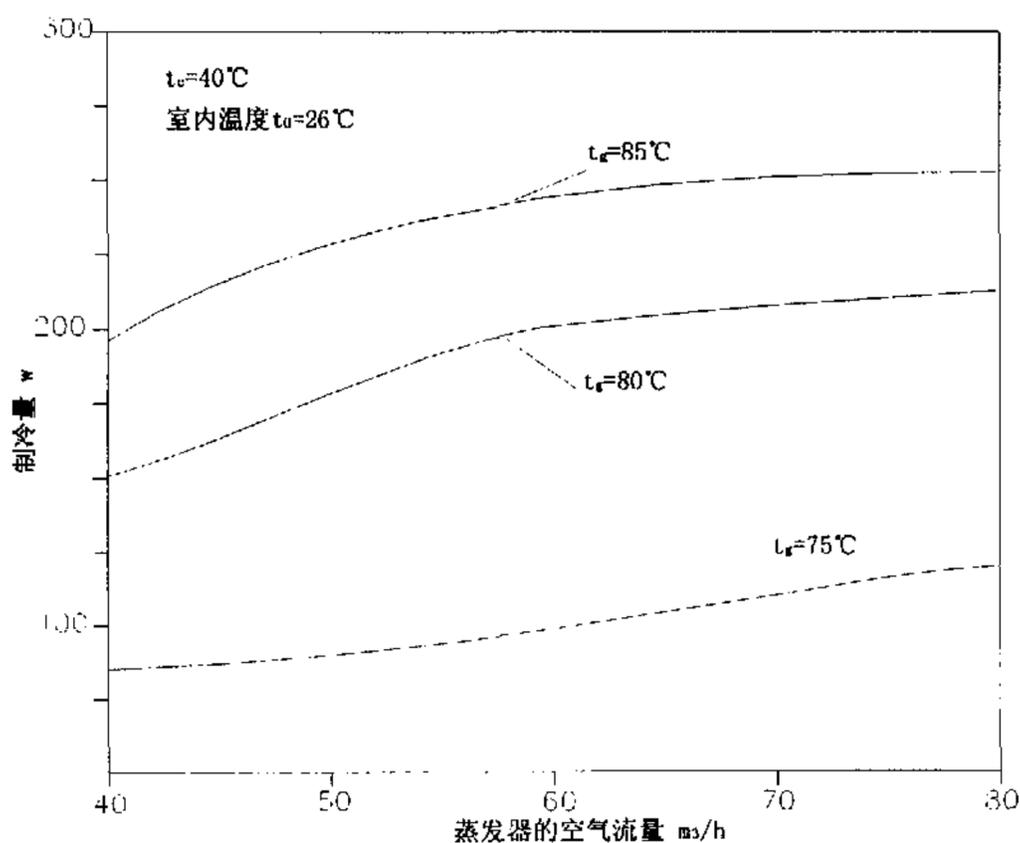


图 6-15: 蒸发器的空气流量对制冷量的影响

由图 6-14(以发生温度 80°C 和冷凝温度 40°C 为例)可知,系统的性能系数随室内温度的升高而增大。这是因为随着蒸发温度和蒸发压力的升高,制冷量增大,工作蒸汽量不变,性能系数增大,但当室内温度高于最佳工况的温度时,制冷量虽有的增大,但由于喷射器激波的影响,增大有限,因此性能系数的增大也有限。

由图 6-15、6-16(以发生温度 80°C 和冷凝温度 40°C 为例)可知,系统的制冷量随蒸发器空气流量的增加而增大,性能系数随蒸发器空气流量的增加而增大,但影响都不是很大。这是因为蒸发器的空气流量影响到蒸发温度和蒸发压力,从而影响到系统的制冷量和性能系数的变化,同样存在着最佳状态点,分析同上。

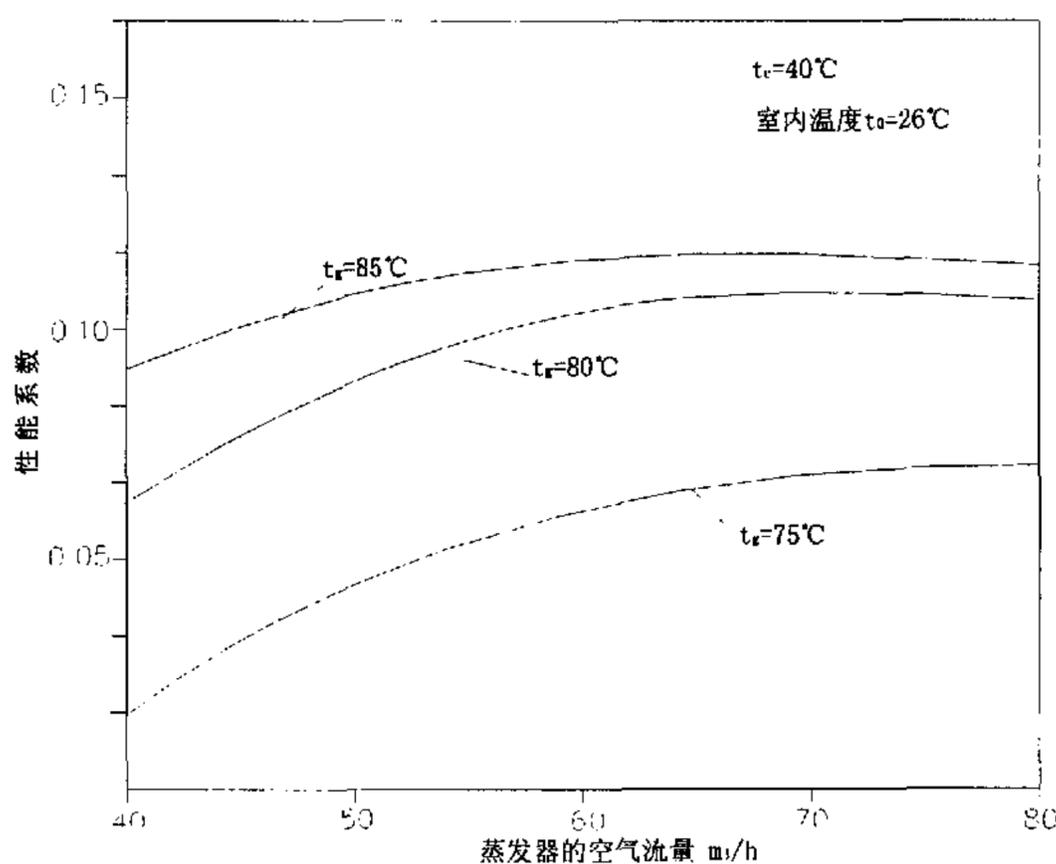


图 6-16: 蒸发器的空气流量对系统性能系数的影响

6.5.4 小结

由上面的计算结果可以看出,总体上系统的制冷量和性能系数随发生压力的升高而升高,随冷凝压力的升高而降低,随蒸发温度的升高而升高。但对于特定的系统,系统的运行状况总存在若干个最佳工况点,这是由喷射器的特性决定的,因为喷射器是根据某一工况点的最佳运行性能来设计其外形参数的,偏离了这一最优点,喷射器的运行性能将有所恶化。

在系统的运行过程中应该尽量保持发生压力和冷凝压力的稳定

性，在系统设计过程中应合理选取蒸发温度，一旦实际运行过程中蒸发温度低于设计值，系统的运行状况将会恶化。

由于本系统中克服循环阻力的动力是依靠反向槽道毛细结构提供的，因此当系统循环阻力大于反向槽道毛细结构所能提供的最大动力时，系统将无法运行。按照第五章设计的结构，总体上系统的发生温度在 80°C 以下、冷凝温度在 30°C 以上时，系统能正常运行。

第七章 结论与展望

本文研究了热管喷射式制冷系统(VERHP)的工作特性,设计计算了一套实验装置,并对太阳能 VERHP 系统进行的性能模拟。通过分析计算,本文得到了以下结论。

1. VERHP 系统在技术上是可行的,虽然系统的性能系数、火用效率和热力完善度都比较低,但该系统主体部分没有电能和机械能的消耗,而且一些低品位热能就能满足系统的要求,另外系统的循环工质为对环境无污染的水。因此在环境保护和节约能源的背景下,研究 VERHP 系统有其重要的经济和社会意义。
2. 分析了 VERHP 系统两个主要部件:喷射器和反向槽道毛细芯结构的工作原理和特性。计算表明,它们对系统的工作特性有重要的影响。
3. 本文通过建立喷射器的一维流动模型对 VERHP 系统的性能进行了数值计算,得到了该系统理论上的一些运行性能:系统的性能系数(COP)随发生温度的升高而增大、随冷凝温度的升高而减小、随蒸发温度的升高而增大;系统的火用效率随冷凝温度的升高而减小、随发生温度和蒸发温度的增大^{而增大},但发生温度和蒸发温度对其影响不是很大;运行工况参数的变化对系统的热力完善度的影响是非单调的,而是存在极值情况;根据工作温度的范围可以看出该系统可以充分利用太阳能。
4. 基于反向槽道毛细芯结构和喷射器的性能,对各个部件的传热性能和内部工质的流动状况进行了计算,得到了各个部件的具体参数,并且设计计算了一套 VERHP 实验系统,利用电加热来模拟系统的特性,有望得到较好的结果。
5. 将太阳能引入 VERHP 系统,给出了太阳能 VERHP 系统的原理图。建立了太阳能集热器的和 VERHP 系统数学模型,通过对模型的数值模拟得到了系统的典型运行状况:在一天中,随着时间的变化,系统的制冷量先增大后减小,性能系数先增大后减小、再增大再减小,出现两个极值点;系统的制冷量和性能系数随冷凝段冷却水进水温度的升高而减小,但曲线中存在最佳状态的拐点;系统的制冷量和性能系数随房间温度的升高而增大,同样曲线中存在最佳工况的拐点;当发生温度过高,冷凝温度过低时,

系统中的毛细压头无法满足压差条件，这时系统无法运行。

由于热管喷射式制冷系统的研究工作刚刚起步，国内尚属首例，作者所做的只是前期的一些分析讨论、理论计算和原理性实验装置的设计。因此，对于本课题，还有大量的工作要做：选择更好的循环工质、对高效毛细结构的研究以及系统的非稳态特性等等。可见，今后的工作是大量而艰巨的。

参 考 文 献

1. 洪紫萍. 氯氟烃的代用和处理[J]. 环境科学, 1991, 12(3): 62-662.
2. 李明, 王六玲, 王才璋, 李星. 制冷低温技术的节能应用与太阳能固体吸附式制冷技术研究[J]. 云南师范大学学报. 1999, 19(2): 5-10
3. 李淑芬. 总结十年成果 继续开拓创新 [J]. 工程热物理学报, 1996, 17(3): 379~384.
4. Riffat S B, Holt A. A novel heat pipe/ejector cooler [J]. Applied Thermal Engineering, 1998, 3 (4): 93-101.
5. Smirnov H F, Kosoy B V. Refrigeration heat pipes [J]. Applied Thermal Engineering, 21 (2001): 631-641.
6. 茅以惠, 余国和. 吸收式与喷射式制冷机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985: 194-203.
7. N. Al-Khalidy, .Performance of solar refrigerant ejector refrigerating machine[J]. ASHRAE Trans. 103 (1997): 56-64.
8. I.W.Eames, S.Aphornaratana, H.Haider. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator[J]. Int. J. Refrig. 18 (1995): 378-385.
9. S.Aphornratana, I.W.Eames, A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with moveable primary nozzle[J]. Int. J. Refrig. 20 (1997): 352-358.
10. N. Al-Khalidy, A. Zayonia, Design and experimental investigation of an ejector in an air-conditioning and refrigeration system[J]. ASHRAE Trans. 101 (1995): 383-391.
11. H.K. Abdel-Aal, A.S. Al-Zakri, M.E. El-Sarha, M.E. El-Swify, G.M. Assassa, Other options of mass and energy input for steam jet refrigeration systems[J]. Chem. Eng. J. 45 (1990): 99-110.
12. 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2000: 47.
13. 牟其峥, 屠传经. 毛细抽吸回路中反向式蒸发器内汽液两项流动的理论分析[J]. 工程热物理学报, 1998, 19(4): 488-493.
14. Zhao T S, Liao Q. Rapid vaporization of subcooled liquid in a capillary structure [J]. Heat and Mass Transfer, 45(2002): 165-172.

15. 王兴春, 施明恒. 热管喷射式制冷的研究[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2002, 32(4): 634-637.
16. Hisham El-Dessouky, Hisham Ettouney, Imad Alatiqi, Ghada Al-Nuwaibit. Evaluation of steam jet ejectors [J]. Chemical Engineering and Processing, 41(2002): 351-561.
17. Narmine H Aly, Aly Karameldin, Shamloul M M. Modelling and simulation of steam jet ejectors. Desalination. 123 (1999): 1-8.
18. P. Menegay, A.A. Kornhauser, Ejector expansion refrigeration cycle with underexpanded motive nozzle, Am. Inst. Aeronaut. Astronaut. 2 (1994) 915-920.
19. E.D. Rogdakis, G.K. Alexis, Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system, Appl. Therm. Eng. 20 (2000) 213-226.
20. D.W. Sun, Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants, Energy Convers. Manag. 40 (1999) 873-884.
21. M.L. Tomasek, R. Radermacher, Analysis of a domestic refrigerator cycle with an ejector, ASHRAE Trans. 1 (1995) 1431-1438.
22. S.K. Gupta, R.P. Singh, R.S. Dixit, A comparative parametric study of two theoretical models of a single-stage single-fluid, steam jet ejector, Chem. Eng. J. 18 (1979) 81-85.
23. F.C. Chen, C.T. Hsu, Performance of ejector heat pumps, Energy Res. 11 (1987) 289-300.
24. 蒋玉娥. 水蒸汽热力状态参数数值计算方法的研究[J]. 郑州纺织工学院学报, 1994, 5(4): 16-19.
25. 刘志刚, 刘咸定, 赵冠春. 工质热物理性质计算程序的编制及应用[M]. 科学出版社, 1992: 25-59、225-254.
26. Tim J. LaClair, Issam Mudawar. Thermal transients in a capillary evaporator prior to the initiation of boiling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43: 3937-3952.
27. 张加迅, 侯增棋. 反向式毛细芯运行机理的分析[J]. 中国空间科学技术, 2000, 6: 43-49.
28. 侯增棋, 张汉舟. “CPL 工程实验研究”. 航天工业总公司第五研究院五零一设计部《毛细抽吸两相流体回路研究》课题组, 《毛细抽吸两相流体回路研究报告》, 1996年7月.

- 吸两相流体回路研究报告》,1996年7月.
29. 靳明聪,陈远国.热管及热管换热器[M].重庆大学出版社,1986:24-26.
 30. E.D.Rogdakis, G.K.Alexis. Investigation of ejector design at optimum operating condition[J].Energy conversion and management. 41(2000): 1841-1849.
 31. ESDU. Heat pipe performance of two-phase closed thermosyphon. London, UK: Engineering Science Data Unit 81038,1981.
 32. 齐铭.制冷附件[M].航空工业出版社,1992:260-261.
 33. 尉迟斌.实用制冷与空调工程手册[M].机械工业出版社,2002.
 34. 郭廷玮,刘鉴民.太阳能的利用[M].科学技术文献出版社,1987:45-49.
 35. 葛新石,龚堡,陆维德,王义方.太阳能工程——原理和应用[M].学术期刊出版社,1988:201-247.
 36. 李维材(译).平板型太阳能集热器德构造和应用[M].陕西科学技术出版社,1982:34-37.
 37. W.A.Beckman, S.A.Klein,J.A.Duffie.太阳能平板集热器[J].太阳能利用译文集[M].科学技术文献出版社,1980:76-81.
 38. 陆耀庆.供暖通风设计手册[M].中国建筑工业出版社,1987:166-158.
 39. 张秀平,张朝晖,俞炳丰.表面式蒸发器德计算机模拟计算及传热方式的对比分析[J].流体机械,26(2),1998:53-57.
 40. 周亚素.蒸发器换热热阻分析[J].制冷学报,4(1999):27-30.
 41. W.F.Stoecker.The refrigerated feature are influenced by capillary conditions[J]. Refrigeration and Air-Conditioning. 36(1991): 758-765.

硕士期间曾发表的论文

1. 王兴春,施明恒.热管喷射式制冷的研究[J].东南大学学报(自然科学版),2002,32(4):634-637.

致 谢

本论文是在施明恒教授的悉心指导下完成的。在论文的选题、研究和撰写的过程中，施明恒教授倾注了大量的心血和汗水。他严谨求实的治学态度、渊博的知识、卓越的才智、敏锐的思维和谦逊朴实的风格，使我在治学和为人两方面都受益颇深。在过去的两年里，施明恒教授不但在学业上给予我大力的支持和帮助，而且在生活上更是给了我细致的关心和无微不至的照顾。在此，向他表示由衷的感谢！

在试验台的搭建过程中，实验室的王师傅和刘师傅做了大量的工作，这里表示感谢！感谢王江、蔡辉、樊荟、赵言冰等师兄弟在学习和生活上的支持和帮助！

感谢我的父亲、母亲和女友，无论精神上还是物质上，他们的支持和帮助都是我健康顺利地完成学业不可或缺的条件。

王兴春
2003年3月