

分类号 TQ

学校代号 10561

UDC

学 号 200237000201046



华南理工大学

SOUTH CHINA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

硕士学位论文

蒸发式冷凝器传热传质

理论分析及实验研究

学 位 申 请 人

沈家龙

导师姓名及职称

朱冬生 教授

专 业 名 称

化学工程

研 究 方 向

传热与节能工程

所 在 学 院

化工与能源学院

论 文 提 交 日 期

2005 年 5 月

分类号 TQ

学校代码: 10561

UDC

学 号: 200237000201046

华南理工大学硕士学位论文

蒸发式冷凝器传热传质理论
分析及实验研究

孔家龙

指导教师: 朱冬生 教授

 化工与能源学院

申请学位级别: 硕 士 专业名称: 化学工程

论文提交日期: 2005.5 论文答辩日期: 2005.6

学位授予单位和日期: 华南理工大学

答辩委员会主席: 邹华生 教授

论文评阅人: 樊栓狮 教授

 钱颂文 教授

华南理工大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的论文是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的研究成果。除了文中特别加以标注引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

作者签名： 日期： 年 月 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权华南理工大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ，在 _____ 年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密 。

(请在以上相应方框内打“√”)

作者签名： 日期： 年 月 日

导师签名： 日期： 年 月 日

摘要

在现代社会中，制冷技术的应用已涉及到国民经济的各个部门以及人们的日常生活。而我国水资源匮乏，尤其近年来电力资源日趋紧张的局势下，对制冷系统的节能有了更高的要求，促使具有节水、节能、结构紧凑和占地面积小等优点的蒸发式冷凝器在制冷系统中得到了快速的应用，但其应用缺乏强有力的实验数据支持和理论设计作为指导依据。

蒸发式冷凝器传热传质过程是非常复杂的，本文首先就蒸发式冷凝器管外空气流、水流及整个传热传质过程进行了分析，建立了数学模型，给出了边界条件和现有的传热传质经验计算公式。

在传热传质理论分析基础上，建立了蒸发式冷凝器制冷系统实验台，既可对制冷系统制冷性能进行研究，又可单独对蒸发式冷凝器传热传质性能进行可视化和实验测试研究。

通过对不同条件下蒸发式冷凝器管外水膜的流动可视化实验研究表明， 360° 大流量防堵喷嘴 B、扭曲管和管表面亲水涂层处理，能获得更好的水膜分布效果，进而减少水膜热阻，增大空气和水膜热质交换的接触面积，达到提高蒸发式冷凝器的整体换热性能的目的。另外，还对管外水膜的温度变化进行了实验研究，结果表明，蒸发式冷凝器有一个最佳喷淋水量，其换热过程主要是由循环冷却水的显热换热和蒸发换热交替起控制作用构成的，在稳定操作条件下运行一段时间后水盘中的水温能保持较好的恒定。

本文重点研究了蒸发式冷凝器制冷系统的制冷性能和蒸发式冷凝器的传热性能，表明蒸发式冷凝器的最小喷淋密度为 $0.043\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ，安全起见，实验选取最小喷淋密度为 $0.047\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ，最佳迎面风速为 $2.9\sim 3.1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，能效比高达 $4.5\sim 5$ 。通过实验数据回归分析，得到了管外水膜传热系数和管外空气对流传热传质系数的计算关联式，实验测量值与计算值的相对误差均在 10% 以内，并且将实验关联式和国内外学者的关联式进行比较，表明实验关联式具有较好的正确性。

分析各传热传质系数数据表明，空气与水膜直接接触传热传质阻力和管外冷却水膜传热热阻为蒸发式冷凝器传热过程的主要控制因素。由此，提出采取在蒸发式冷凝器换热盘管底部和进风格栅之间加入填料来强化蒸发式冷凝器的传热，实验结果表明，在相同操作条件下，总传热系数提高了 $7.2\%\sim 16.9\%$ ，空气对流传热膜系数提高了 $29.6\%\sim 66.3\%$ ，传质膜系数提高了 $34.5\%\sim 63.4\%$ ，制冷系统能效比提高了 $9.4\%\sim 3.5\%$ ，但制冷量减少了 $3.5\%\sim 9.1\%$ 。

关键词：蒸发式冷凝器；传热传质；水膜；制冷；强化

ABSTRACT

In modern society, the refrigeration system has been widely used in all departments of national economy and people's daily life. In recent years, under the pressure of shortage of water and power resources in our country, higher demands for energy conversation of the refrigeration system are required, which hasten the attention and the usage of the evaporative condenser. Evaporative condenser has many advantages, such as energy conversation, water-saved, compact structure and small usage of ground area. But the design of the evaporative condenser in the refrigeration system is lack of enough experimental datum and theoretical guidance.

The heat and mass transfer process that takes place in evaporative condenser is quite complex. The air and water which flow outside the horizontal tube coil are studied, and the mathematical model of heat and mass transfer in the evaporative condenser is presented with their boundary conditions and some associated algebraic equations.

Based on the theoretical analysis on the heat and mass transfer in the evaporative condenser, the experimental apparatus of the refrigeration system with evaporative condenser were built up, by which not only the refrigeration performance of the system but the heat and mass transfer performance of the evaporative condenser could be tested and visually studied.

Many factors can affect the water film distributions outside the horizontal tubes. Visualization experimental results indicate that, the largest non-clog water diffuser B with 360 degree spray angel, twisted tube and hydrophilic coating on the tube surface can get better effects of water film distributions respectively, so as to reduce the heat resistance between the tube surface and the water film and increase the area on the water-air interface. In addition, the water film temperature profile was studied; Results indicate that, the spray water flow rate has a best value, the heat transfer processes include the sensible heat transfer and the latent heat transfer, the water temperature in the layer can keep constant under steady operation conditions.

The study on the heat transfer performance of the evaporative condenser and the refrigeration performance of the refrigeration system is the emphasis of the paper. Results indicate that, the minimum spray density is $0.043\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$, the experimental minimum spray density is $0.047\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ for safety; the best faced air velocity is

$2.9 \sim 3.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, and the energy efficiency ratio(EER) can reach $4.5 \sim 5$; The calculation correlations for heat and mass transfer coefficients of water film and air flow are given by the experimental datum regression analysis. The deviation between the calculation value and the experimental value is within 10%. What is more, the correlations are compared with other relative correlations; results indicate that, the experimental correlations have better correctness.

The heat transfer coefficients indicate that the main heat resistance is on the water-air interface area. To enhance the heat transfer performance, the packing was installed between the tube coil and the air inlet louver. The experiment was carried out, results indicate that, overall heat transfer coefficient, air heat and mass transfer coefficient are 7.2%~16.9%, 29.6%~66.3%, 34.5%~63.4% higher than that of the evaporative condenser without packing respectively, but it reduces the cooling capacity by 3.5%~9.1%.

Key words: Evaporative condenser; Heat and mass transfer; Water film; Refrigeration; Enhancement

获取更多资料

微信搜索蓝球

目 录

摘 要	1
ABSTRACT	11
目 录	
第一章 绪 论	1
1.1 研究背景	1
1.1.1 制冷技术应用简介	1
1.1.2 冷凝器的类型及特点	2
1.2 本课题提出的目的意义	7
1.3 蒸发式冷凝器的研究文献综述	8
1.3.1 国外研究进展	8
1.3.2 国内研究进展	10
1.4 蒸发式冷凝器的发展现状	11
1.5 本课题的来源及主要研究内容	15
1.6 本章小结	15
第二章 蒸发式冷凝器传热传质分析	17
2.1 前言	17
2.2 换热盘管管间空气和水的流动分析	18
2.2.1 空气参数的变化	18
2.2.3 水膜和空气的相互作用	20
2.3 传热传质数学模型	22
2.3.1 条件假设	23
2.3.2 传热传质基本方程	24
2.3.3 空气和水蒸气的热力计算方程	24
2.3.4 过程能量守恒方程	25
2.3.5 数学模型的整理	25
2.3.6 边界条件	27
2.4 模型中各参数的确定	27
2.4.1 管内冷凝传热系数 α_L 的计算	27
2.4.2 管外水膜传热系数 α_w 的计算	28



“制冷百家”

物性查询，论文查看，制冷、暖通最好的微信公众号，关注送论文资料

2.4.3 管外空气对流传热系数 α_w 的计算	29
2.4.4 管外空气对流传质系数 α_m 的计算	31
2.5 本章小结	31
第三章 实验装置及方法	33
3.1 实验目的	33
3.2 实验装置介绍	33
3.2.1 制冷剂氟利昂 R22	35
3.2.2 蒸发式冷凝器	35
3.2.3 系统其它部件	37
3.3 测试方法	38
3.3.1 温湿度测量	38
3.3.2 流量测量	38
3.3.3 压力测量	39
3.3.4 压差测量	39
3.3.5 功率测量	39
3.3.6 流场测量	40
3.4 数据采集系统	40
3.5 参数控制调节	41
3.5.1 蒸发式冷凝器通风量调节	41
3.5.2 蒸发式冷凝器循环冷却水喷淋水量调节	41
3.6 实验基本步骤和注意事项	41
3.6.1 实验基本步骤	41
3.6.2 注意事项	41
3.7 实验误差分析	42
3.8 本章小结	42
第四章 蒸发式冷凝器管外水膜流动实验研究	43
4.1 前言	43
4.2 水膜分布影响因素的研究	43
4.2.1 喷嘴对水膜分布的影响	43
4.2.2 管型对水膜分布的影响	46
4.2.3 管表面性质对水膜分布的影响	49
4.3 水膜温度分布研究	50
4.3.1 水膜温度的稳定过程	50

4.3.2 风量对水膜温度的影响	51
4.3.3 喷淋水量对水膜温度的影响	52
4.3.4 水膜温度的纵向分布	53
4.4 本章小结	54
第五章 蒸发式冷凝器性能实验研究	55
5.1 前言	55
5.2 实验过程	55
5.2.1 喷淋水量影响的实验	55
5.2.2 风量影响的实验	56
5.3 实验数据处理计算	56
5.3.1 空气参数计算	56
5.3.2 制冷量 Q_0 的计算	57
5.3.3 冷凝热负荷 Q_c 的计算	57
5.3.4 冷凝器总传热系数 K 和热流密度 q_r 的计算	57
5.3.5 管外水膜传热系数 α_w 和空气对流传热系数 α_{ra} 的计算	57
5.3.6 传质系数 α_m 的计算	58
5.3.7 能效比 EER 的计算	58
5.4 实验结果与分析	59
5.4.1 喷淋密度的影响	59
5.4.2 迎面风速的影响	62
5.4.3 湿球温度的影响	66
5.5 实验结果回归	67
5.5.1 回归方法	67
5.5.2 回归结果	67
5.6 实验结果比较	69
5.6.1 α_w 计算结果对比	69
5.6.2 α_{ra} 计算结果对比	70
5.6.3 α_r 计算结果对比	72
5.7 本章小结	72
第六章 蒸发式冷凝器强化传热实验研究	74
6.1 前言	74
6.2 实验过程	74
6.2.1 填料选用	74

6.2.2 实验基本步骤	74
6.3 实验结果与分析	75
6.3.1 运行参数的影响	75
6.3.2 制冷性能的影响	76
6.3.3 传热传质性能的影响	77
6.4 本章小结	80
结论与建议	82
参考文献	84
物理量名称及符号表	89
在学期间发表与学位论文内容相关的学术论文	91
致 谢	94
附 录	96

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第一章 绪论

1.1 研究背景

1.1.1 制冷技术应用简介

在现代社会中，制冷技术的应用已涉及到国民经济的各个部门以及人们的日常生活，其应用主要体现在下面几个方面：

1. 空气调节

制冷装置可以用来降低空气的温度和含湿量，从而使空气的温度、湿度得到适当的调节，使其适用于不同的场合。这分为两种形式：其一，舒适性空调，满足人们日常工作和生活对环境温、湿度的要求；其二，工艺性空调，满足生产工艺和检测中对环境温、湿度的要求。

2. 食品冷藏

为防止食品的变质和平衡食品的季节性生产与全年耗用之间的矛盾，蔬菜、水果、鲜蛋等的低温保鲜储存，肉、鱼、禽类食品的冻结、冷藏，均需制冷装置提供冷源。另外，食品在运输、销售，以及在单位和家庭存放期间，也应保持合适的低温条件。因此，冷藏运输工具、冷藏食品陈列柜、厨房冰箱和家用电冰箱等冷藏设备都在大力发展和推广应用之中。

3. 生产工艺

某些化工产品及其工艺，例如合成橡胶、合成纤维、气体液化、石油裂解和脱脂以及许多化工原料的提取都需要利用制冷装置为其提供所需求的低温工艺条件，以保证生产过程顺利进行。

另外，制冷技术在国防工业、航天技术、医疗卫生、科学研究以及农牧业等方面也有许多重要应用，制冷技术为各种使用目的提供了许多专用低温设备。

自从进入80年代以来，我国的国民经济和人民生活水平有了很大的提高，制冷和空调行业也得到了迅猛的发展。制冷与空调设备的大量应用，必然造成能源的大量消耗。一些经济发达的国家，制冷与空调的能耗量占全年总能耗量的20%~30%。这种能源的消耗量是巨大而惊人的，因此，节省制冷能耗，开发和利用天然冷源，研制高性能、低能耗的制冷系统是制冷与空调技术领域中的重要和永恒的研究课题，对制冷系统中各部件如冷凝器的强化传热及节能研究更是广大传热强化和制冷节能研究学者的热门研究课题。



1.1.2 冷凝器的类型及特点

冷凝器是蒸汽压缩式制冷循环装置中必不可少的部件，其运行特性将直接影响制冷装置的性能及运行的经济性。冷凝器的作用是将制冷压缩机排出的高温、过热蒸汽冷却冷凝为高压液态制冷剂，冷却过程一般可分为三个过程：

1. 过热蒸汽冷却为干饱和蒸汽：由排气温度下的过热蒸汽冷却为冷凝温度的干饱和蒸汽。

2. 干饱和蒸汽冷凝为饱和液体：干饱和蒸汽在冷凝温度 t_c 下冷凝成饱和液体。这一过程，就是蒸汽凝结为液体的过程。

3. 饱和液体进一步被冷却为过冷液体：由于冷却介质（水或空气）的温度总是低于冷凝温度，故在冷凝器的末端，饱和液体一般还可进一步被冷却，使其成为过冷液体。

冷凝器按其冷却介质和冷却方式可分为水冷式、空气冷却式、蒸发式和淋水式冷凝器三大类型^[1]。

1.1.2.1 水冷式冷凝器

在水冷式冷凝器中，制冷剂放出的热量被冷却水带走。冷却水可以一次流过，也可经冷却塔冷却后循环使用。水冷式冷凝器有壳管式、套管式等结构形式。

1. 立式壳管式冷凝器

立式壳管式冷凝器的结构型式如图 1-1 所示，其外壳是用钢板卷制成的大圆筒，圆筒两端焊有多孔管板，板上用胀管法或焊接法固定着许多根无缝钢管。冷却水自上而下在管内流过，工质例如氨气在壳体内管束之间冷凝后积聚在冷凝器的底部，经出液管流入贮液器。

冷凝器的顶端装有分水箱，使冷却水能均匀的分配到各个管口，每根钢管的管口上装有一只带斜槽的分水器，如图 1-2 所示。冷却水通过分水器上的斜槽后沿钢管内壁作螺旋线状向下流动。在钢管内侧构成薄膜状的水层，充分吸收制冷剂的热量，既提高了冷凝器的冷却效果，又节省用水。在冷凝器的外壳上设有进气、出液、放空气、均压、放油和安全阀等管路接头，与相应的管路和设备相连接。

立式壳管式冷凝器的优点是占地面积小，可以装在室外；清洗较方便，可在制冷系统运行的情况下清洗。缺点是冷却水消耗量较大。立式壳管式冷凝器适用于水源充足，水质较差的地区。目前，立式壳管冷凝器主要用于大、中型氨制冷系统中。

2. 卧式壳管式冷凝器

卧式壳管式冷凝器的外壳是用钢板卷制焊接而成的圆筒体。外壳两端焊有两块圆形的管板，传热管两端用胀管法或焊接法固定在管板的管孔中。筒体两端有

端盖，端盖内设有隔板，将管子按一定的管数和流向分成几个流程，使冷却水按一定的流向在管内依次流过。制冷剂蒸汽在管外冷凝，冷凝后液体自下部排出，见图 1-3。

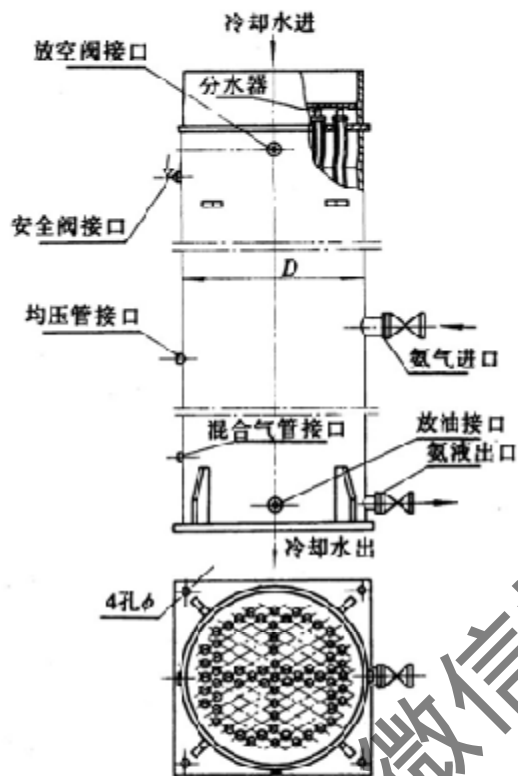


图 1-1 立式壳管式冷凝器

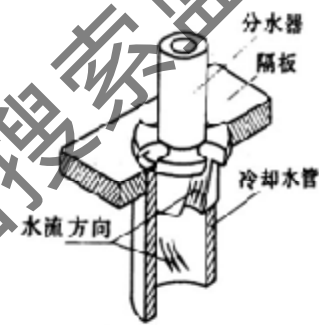


图 1-2 分水器的结构图

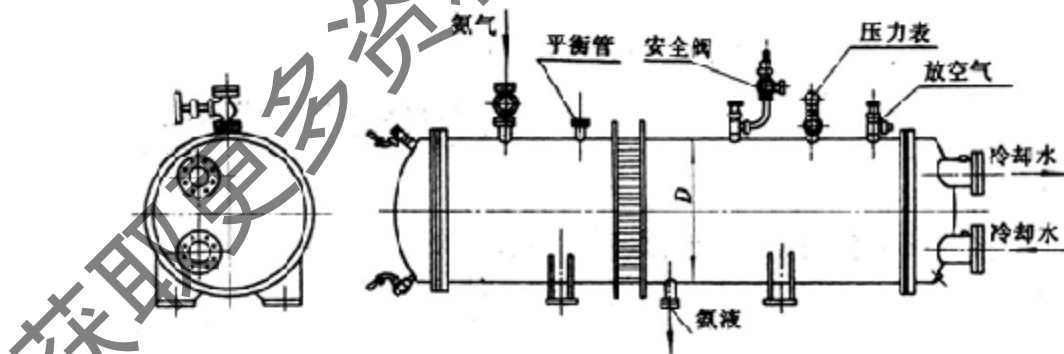


图 1-3 卧式壳管式冷凝器

卧式壳管式冷凝器通常采用偶数流程，以便把冷却水进出管安装在同一端盖上。冷却水从端盖的下部进入，从端盖的上部流出。另一端的上侧装有放气旋塞，以便在充水时排出空气；下部装有放水旋塞，在冬季冷凝器停止使用时将水排尽，以免冻裂管子。

氨卧式壳管式冷凝器传热管通常采用 $\phi 25 \sim 32\text{mm}$ 的无缝钢管制造；氟利昂卧式壳管式冷凝器大多数采用滚压肋片铜管，以提高制冷剂侧的传热效果。

卧式壳管式冷凝器的优点是传热系数较高，采用的冷却水较好，用水量也较少。目前此种冷凝器已广泛应用于氨和氟利昂制冷系统中。

3. 套管式冷凝器

套管式冷凝器构造见图 1-4。在一根较大直径的无缝钢管内套有一根或数根小直径的铜管（光管或低肋管），并弯制成螺旋形。

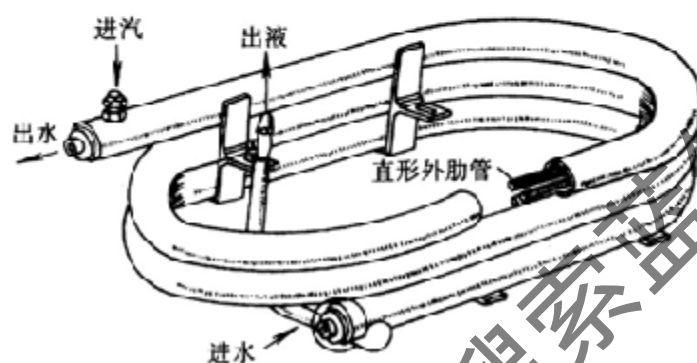


图 1-4 套管式冷凝器

制冷剂蒸汽从上部进入外套管内，冷凝后的液体由外套管下部流出，冷却水由下部进入内管，吸热后从内管上部抽出，与制冷剂成逆向流动，以增强传热效果。

套管式冷凝器的优点是结构简单、便于制造、体积小、传热性能好、冷却水的利用率高。它的缺点是污垢清除困难，一旦出现故障很难修理，必须更换整套冷凝器，并且缺乏足够的空间使液态制冷剂与气态制冷剂分离，因此大型制冷系统很少采用套管式冷凝器。

1.1.2.2 风冷式冷凝器

风冷式冷凝器是以空气作为冷却介质的，它由几组蛇形盘管组成，在盘管外加肋片，以增加空气侧的传热面积和强化传热，同时采用风机加速空气的流动，以增强空气侧的传热效果。

风冷式冷凝器的结构形式如图 1-5 所示。制冷剂蒸汽从上部的分配集管进入蛇形管中，冷凝后的液体沿着管子流下，从蛇管下部排出。

风冷式冷凝器的最大优点是不用冷却水，因此特别适用于供水困难的地区。目前，风冷式冷凝器已广泛应用于中、小型氟利昂空调机组，而且大型冷、热水机组也已采用。

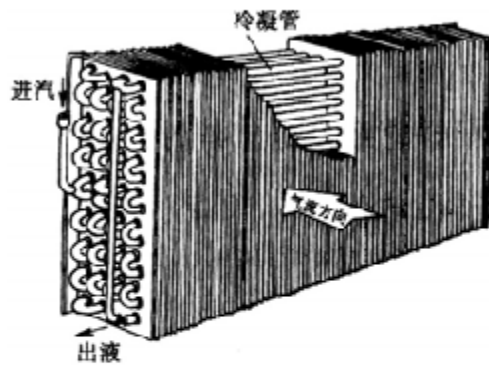


图 1-5 风冷式冷凝器

1.1.2.3 蒸发式和淋水式冷凝器

1. 蒸发式冷凝器

蒸发式冷凝器有吸风式和送风式两种。图 1-6 所示的是送风式蒸发式冷凝器的结构示意图，蛇形盘管装在立式的箱体，箱体的底部为水盘，制冷压缩机排出的制冷剂蒸汽从蛇形盘管上部进入盘管内，冷凝后由下部排出。水盘内的冷却水由循环水泵送到盘管上部，经喷嘴喷淋至盘管的外表面，一部分冷却水吸收管内制冷剂蒸汽冷凝时放出的热量而蒸发，水蒸汽随冷却空气一起向上排至大气空间，未蒸发的喷淋水下流进入水盘内，供循环使用。

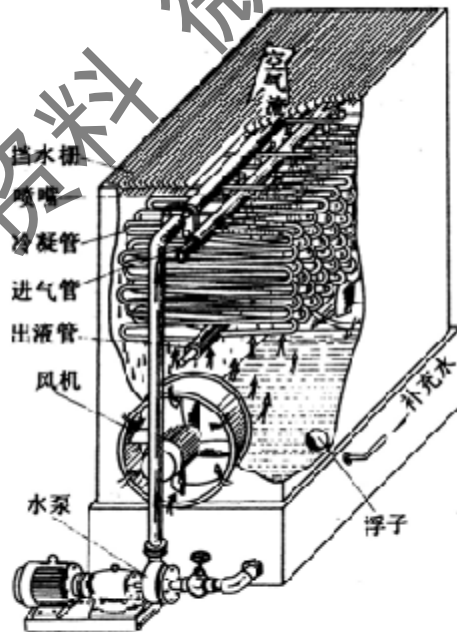


图 1-6 蒸发式冷凝器

蒸发式冷凝器装有风机，以便空气加大流速自下而上地流经盘管，不断带走水蒸气，加速喷淋水的汽化；为防止未气化的水滴被空气带走，在箱体上部还装

有挡水板。另外，由于蒸发式冷凝器运行过程中冷却水的不断蒸发，使得水盘中的水量逐渐减少，同时水的含盐浓度也在不断增加，所以需要经常补充冷却水来维持一定储水量，进而降低冷却水含盐浓度，延缓和防止换热盘管表面结垢。

蒸发式冷凝器提高了风冷式冷凝器的传热性能。由于蒸发式冷凝器存在水的蒸发效应，使管内工质的冷凝温度比大气温度低。这样不仅提高了空气流的热容量，进而减少了空气流量，相应降低了风机的负荷和能量的消耗，还大大提高了冷凝器的总传热系数和换热效率，使得在相同的热量负荷下，蒸发式冷凝器要比风冷式冷凝器的传热面积小得多。

蒸发式冷凝器同传统的壳管式冷凝器配冷却塔的冷凝系统相比，避免了昂贵部件之封头的使用。蒸发式冷凝器主要是利用水的蒸发进行另外，蒸发式冷凝器将冷却塔的能效融合为一体，结构紧凑，大大节约了工业占地面积，还减少了冷凝器和冷却塔相连接的管道和阀门的成本及维修费用。

2. 淋水式冷凝器

淋水式冷凝器是一种水和空气混合冷却的冷凝器，其结构如图 1-7 所示。它由淋水箱、冷凝盘管和集水池组成。淋水箱内盛有来自冷却塔的温度较低的冷却水，箱底开有小缝隙，冷却水从这些小缝隙里流到冷凝盘管上，成膜状向下流动，最后汇集到集水池里。冷却水沿管壁向下流而使冷凝盘管得到冷却。此外，一部分冷却水在空气中自然蒸发，带走了部分冷凝热。集水池中的冷却水由水泵泵入冷却塔，冷却后循环使用。

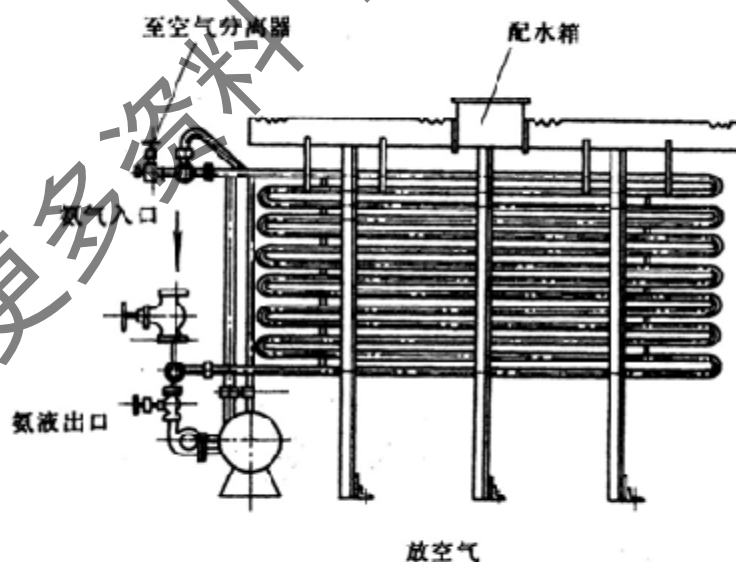


图 1-7 淋水式冷凝器

淋水式冷凝器有许多优点：结构简单，容易制造；清洗方便，对水质要求低；一旦出现故障，维修方便。其缺点是占地面积大，金属材料耗用量大，受气候的

影响较大，传热系数低，靠自然对流使水分蒸发，由水蒸发所带走的热量约只有冷凝器负荷的 3%，所以这种冷凝器在我国已很少生产，将由蒸发式冷凝器所取代。

1.2 本课题提出的目的意义

水在日常生活和工业生产占有重要的地位，它本身是一种重要的资源，同时也是环境污染和保护的一个重要因素。我国水资源非常紧张，工业用水的缺水现象尤为严重，随着国民经济的发展，节约用水是一个重要的问题^[1]。工业用水主要包括冷却用水、热力和工艺用水、洗涤用水三部分。工业冷却水用量占工业用水总量的 80%左右，取水量占工业取水总量的 30~40%；在《中国节水技术政策大纲》中特别指出：“大力发展和推广工业用水重复利用技术，提高水的重复利用率是工业节水的首要途径，发展高效冷却节水技术是工业节约用水的重点。”也正是在这样的情况下，蒸发式冷凝技术应运而生，成为水循环利用的重要技术之一。蒸发式冷凝器主要利用水的汽化潜热带走制冷剂的凝结潜热，这与风冷式冷凝器和水冷式冷凝器利用显热来吸收制冷剂的热量完全不同，又比淋水式冷凝器更能充分利用水的蒸发潜热。一般的水冷式冷凝器中每 1kg 冷却水能带走 16.75~25.12kJ 的热量，而 1kg 水在常压下蒸发能带走约 2428 kJ 的热量，因而蒸发式冷凝器理论耗水量只为一股水冷式冷凝器的 1%。实际上由于飞溅损失、排污换水等，耗水量约为一般水冷式冷凝器的 5%~10%，这样能在很大程度上节约工业用水。风冷式冷凝器虽不需要用水，但其冷凝效率很低，应用场合受到很大限制。因此在制冷系统中采用用水量很少的蒸发式冷凝器有很大的现实意义，对节约用水将起到重要作用。

节能被称为是水、煤、石油和天然气之外的“第五能源”，而我国各类工业过程和设备中涉及的制冷过程耗能现象十分严重，相同的冷凝负荷，往往得比国外多消耗几倍的能量，这样就使我们的产品和国外同类产品相比缺少竞争力。无论是从国家宏观调控使国民经济可持续发展的角度，还是从企业提升产品竞争力的角度，节能都具有十分重要的意义。蒸发式冷凝器将凉水塔-水冷式冷凝器系统中分开的冷凝换热器和冷却塔合二为一，冷却水从盘管顶部的喷嘴喷出，直接喷淋在冷凝器换热盘管表面，喷淋的冷却水一部分受热蒸发成水蒸气，另一部分流到下部管束继续吸收盘管热量蒸发，最后汇集在换热盘管下部水盘内，经水泵再送到喷嘴循环使用，本身起了冷却塔的作用。其相对于凉水塔-水冷式冷凝器系统省去了冷凝换热和循环水冷却的传递阶段，降低制冷剂冷凝温度的同时也降低了水泵压头和流量，泵的动力消耗约为冷却塔系统的四分之一。在风冷式冷凝器和水冷式冷凝器中，是靠冷凝介质吸热后温度升高来带走热量，需要的冷却介质流量较大，相应的功耗也增加。蒸发式冷凝器的功耗约为风冷式冷凝器和立式水冷

式冷凝器的三分之一,约为卧式水冷式冷凝器的三分之二。另外,采用蒸发式冷凝器的制冷系统,其冷凝温度可以设计得比风冷式冷凝器或水冷式冷凝器更低一些,冷凝温度比风冷式冷凝器低 8°C 到 11°C ,比冷却塔-水冷式冷凝器低 4°C 到 10°C 。蒸发式冷凝器制冷系统与风冷式冷凝器制冷系统相比,压缩机动力消耗可节约30%以上;与冷却塔-水冷式冷凝器制冷系统相比,压缩机动力消耗可节约10%以上。由文献[6]也可知在HVAC系统中使用蒸发式冷凝器相对于其它类型冷凝器可以节能20%~40%。由此可见,蒸发式冷凝器的用能效率高,节能效果显著,对研制高能效、低能耗的制冷系统具有重要的研究意义。

另外,制冷设备的占地面积也是一个重要问题^[7]。蒸发式冷凝器结构紧凑,占地面积小,而且制造时更容易形成整体,这样给安装带来了极大的方便,这点对设立在城市中的工厂有十分重要的现实意义。蒸发式冷凝器本身起了冷却塔的作用,因此不像一般水冷式冷凝器还需配备冷却塔。目前发达国家,除了部分中央空调采用卧式冷凝器和风冷式冷凝器外,大部分采用蒸发式冷凝器,而立式冷凝器使用很少。

综上所述,蒸发式冷凝器的节水、节能效果和节约占地的特点是很明显的。在我国水资源匮乏,尤其近年来电力资源日趋紧张的局势下^[8],加强对具有节水、节能、结构紧凑和占地面积小等优点的蒸发式冷凝器的研究已刻不容缓。蒸发式冷凝器产品技术的成熟和进一步应用,对经济和社会的发展也将起到重要的推动作用。

1.3 蒸发式冷凝器的研究文献综述

1.3.1 国外研究进展

1952年,S. G. Chuklin 提出了一种关于蒸发式冷凝器设计的普遍化方法^[9]。

1962年,Parker 和 Treyball 研究了蒸发式冷却器的传热、传质性能,阐明了蒸发式冷却器的传热、传质机理,并通过对管内外流体五种不同的组合实验,得到了传热膜系数的关联式^[10]。

1967年,Mizushima 等人通过对蒸发式冷却器的实验研究,关联出了一些传热膜系数的经验公式^[11]。

1973年,尾花英郎在水科笃郎等人提出的传热膜系数经验公式的基础上,比较系统地提出了蒸发式冷却器的设计方法,并作出了氨为工质、冷却温度在 60°C ~ 100°C 范围内的热效率对传热单元数的一系列图表^[12]。

1975年,S. G. Chuklin 对具有润湿薄膜换热表面的平板式蒸发冷凝器进行了实验研究,发现由于润湿薄膜与空气之间存在较大的温度差而引起了剧烈的传热和雾化现象,并提出了一种与尺寸无关的实验结果关联式^[13]。

1983 年, Uriel Fisher、Wolfgang Leidenfrost 和 J'ashang Li^[1] 对蒸发式冷凝器与凉水塔混合系统的实验表明此系统能显著降低冷凝温度, 并节约换热面积。此外, 共同开发了一套用于设计水平或垂直放置的光管、翅片管蒸发式冷凝器与凉水塔混合系统的计算机程序, 应用效果良好^[1]。

1984 年, Perez Blanco 和 W. A. Bird 对垂直管蒸发式冷却器做了传热传质试验研究, 结果表明控制热阻发生在空气与水的交界面, 并建立了适用于光滑垂直管蒸发式冷凝器性能计算的经验关联式^[2]。

1985 年, Ralph L. Webb 和 Alejandro Villacres 对蒸发式换热器 (凉水塔、流体冷却器、冷凝器) 做了性能模拟, 其模拟算法与制造厂家 (美国比尔第摩) 提供的数据差别在 $\pm 3\%$ 以内^[3]。

1988 年, P. J. Brens 对几种蒸发式冷却器芯体的设计方案做了模拟计算探讨, 发现添加的塑料材料 (Munter) 可以显著地增强光滑管冷却器的传热性能, 而不需要使用成本很高的翅片管以增加传热面积^[4]。

1993 年, Wojciech Zalewski 给出了蒸发式冷凝器一种新的传热传质模型, 同时撰写了适用于光管蒸发式冷凝器的计算机程序, 其计算结果同试验结果比较误差平均在 3% , 其中误差最大也不超过 20% ^[5]。

1997 年, Faishl I 等人对两步式蒸发冷却器的性能做了实验研究, 结果表明带有凉水塔的两步式蒸发冷却器要比没有凉水塔的系统具有更高的换热效率, 也优于一步、直接接触式蒸发冷却器^[6]。Wojciech Zalewski 等人就逆流式蒸发式流体冷却器的传热传质过程进行了讨论, 修正了光滑管蒸发式冷却器几何分布尺寸的影响, 其模型和蒸发式水冷却器的实验进行比较具有很好的吻合性^[7]。

1998 年, Boris Ilkasz 从热力学角度, 以能量、动量、质量平衡为基础, 通过分析蒸发式冷凝器内传热传质及流动阻力, 给出了当今所有类型的蒸发式冷却装置通用的数学模型, 主要包括冷却塔、蒸发式冷凝器、蒸发式冷却器、空气净化除湿等设备^[8]。

2000 年, Yunho Hwang 等人对转盘蒸发式冷凝器进行了实验研究。实验严格按照 ASHRAE 的测试条件进行, 使用的制冷剂是氟利昂 R22, 通过实验优化了转盘速度和系统的操作参数, 另外, 还对 9kW 的家用空调使用此蒸发式冷凝器进行了计算机模拟。转盘蒸发式冷凝器同传统的风冷式冷凝器相比较, 冷凝负荷提高了 $1.8\% \sim 8.1\%$, COP 提高了 $11.1\% \sim 21.6\%$, SEER 提高了 14.5% ^[9]。

2001 年, K. A. Manske 等人对蒸发式冷凝器在工业制冷系统中对需要在不同蒸发温度中使用的场合进行了控制研究, 对系统中的各部件建立了模型, 仿真计算结果表明, 进行优化设计和控制的蒸发式冷凝器制冷系统每年可以节约能耗 11% 以上^[10]。Hisham M. Ettouney 等人对蒸发式冷凝器 (采用两组翅片管+填料的结构型式) 的性能进行实验研究, 同时和风冷式冷凝器进行比较。结果表明蒸发

式冷凝器的系统效率介于 97%~99%之间,而风冷式冷凝器系统效率介于 88%~92%之间^[1]。

2003 年, Ala Hasan 和 Kai Siren 对光管和翅片套管蒸发式冷却器在相同操作条件下进行了性能比较实验研究,表明对于一定的管束容积,翅片管束在相同能量指数下传递较多的热量可达 92%~140%^[2]。

2004 年, Ala Hasan 和 Kai Siren 对椭圆光管和圆管蒸发式冷却器在相同操作条件下进行了性能比较实验研究,表明椭圆管的平均传质 Colburn 因子 J_m 是圆管的 84%,而椭圆管的 J_m/f (f 为摩擦因子)是圆管的 1.93~1.96 倍。可见,椭圆管的主要优点是摩擦因子低,即空气风机所耗功率低^[3]。

可见,蒸发式冷却和冷凝技术的研究在国外是很热门的,但大多局限于管内无相变的蒸发式冷却器的研究和蒸发式冷凝器的理论及性能模拟研究。随着科技的进步和节水节能需求的不断增长,蒸发式冷凝器在制冷系统中应用的实验数据和设计理论成为一个潜在的和势在必行的重要研究课题。

1.3.2 国内研究进展

1990 年,刘焕成等人对氨蒸发式冷凝器热工性能进行实验研究,得到在影响单位面积热负荷的各种因素中,冷凝温度和空气进口湿球温度最为显著,其次是迎面风速,影响最小的是喷淋水量^[4]。

1993 年,徐室祥等人介绍 Z 型蒸发式冷凝器的主要特点及应用于制冷系统中的节能、节资情况^[5]。

1996 年,王润分析了国内在线使用的蒸发式冷凝器在制造、安装、使用和维修上存在的一些不足点^[6]。唐汉雄对蒸发式冷凝器在设计上和国内外的应用进行了简单介绍^[7]。

1997 年,刘生荣、葛虹等人对蒸发式冷凝器在房间空调器中的应用进行了实验研究,结果表明采用蒸发式冷凝器可使房间空调器的能效比(EER)提高 50%~70%^[8]。

1998 年,崔海亭等人分析了用蒸发式冷凝器取代管壳式冷凝器的明显优点,指出在内陆地区应选用节水、节电尤为显著的蒸发式冷凝器^[9]。

1999 年,王东屏介绍了一种简单使用的带预冷器的蒸发式冷凝器的设计方法,可用于常规蒸发式冷凝器的设计计算^[10]。

2000 年,袁建新以乌鲁木齐地区的高温库制冷循环为例,说明应用蒸发式冷凝器比水冷水冷式冷凝器在初始投资、运行费用、操作管理等诸方面更为优越^[11]。

2001 年,余江海等人总结了近年来蒸发式冷凝器在我国的应用情况,并针对蒸发式冷凝器在应用中存在的一些不足提出改进措施^[12]。庄友明通过实例比较了蒸发式冷凝器、立式水冷式冷凝器和卧式水冷式冷凝器各自对应于 900kW 冷凝负

荷的能耗量,表明蒸发式冷凝器比水冷式冷凝器节能^[6]。

2002年,谈向东和向海容对蒸发式冷凝器在设计、工程应用等方面的技术参数,特点和注意事项作了一个总结,还对其在制冷系统装置化、自动化中的作用作出了肯定的评价^[7]。宋冬生和蒋翔介绍了ATC和CXV这两种典型的蒸发式冷凝器,同时提出了一种新型的蒸发式冷凝器盘管之交变曲面波纹管,表明可使体积减小30%左右^[8]。

2003年,尹铭和马学虎等人对蒸发式冷凝器中水平管内低压蒸汽冷凝现象进行了研究,得到冷凝传热膜系数的关联式,实验值与计算值的相对误差在±5%以内^[9]。姜刚等人给出了蒸发式冷凝器传热计算的方法,提出蒸发式冷凝器参数选择和结构设计中的问题^[10]。李志吐和杨红波就蒸发式冷凝器在制冷工艺上的应用进行了分析,指出发展蒸发式冷凝技术对制冷系统节能具有重要的意义^[11]。刘黄炳,郑正涛对上海上枫制冷设备有限公司自发研制的SNL系列蒸发式冷凝器进行了介绍^[12]。王会申就蒸发式冷凝器在山西丰喜肥业股份有限公司的使用情况进行了说明,具有很好的节水节能效果^[13]。陆正凯和毕思刚介绍ZL160型蒸发式冷凝器在张双楼煤矿西风井冻结工程中的运行情况,比传统的立式冷凝器节约用水53.05万立方米^[14]。王铁军等人建立了经济技术模型对制冷装置的冷凝器选型做了运行期经济效益分析计算,结果表明,采用蒸发式冷凝器可大幅节约运行费,间接产生较大的投资回报^[15]。邵嘉昌和刘龙昌对国内外若干冷库工程选用冷凝器型式的调查,表明蒸发式冷凝器的应用前景十分良好^[16]。

2004年,关朋介绍了蒸发式冷凝器的结构、工作原理及安装、使用过程中应注意的问题,结合工程实例,对蒸发式冷凝器和水冷式冷凝器作综合比较,说明节水、节能的蒸发式冷凝器应该得到大力推广^[17]。蒋翔等对蒸发式冷凝器的传热传质进行了理论分析研究,实验研究表明Coldck填料具有很好的蒸发冷却性能^[18]。

可见,蒸发式冷凝器在我国的研究也是很热门的,特别是近两年来电力资源的紧张和水资源的匮乏,促进了国内有关学者特别是制冷工作者对其进行关注。但大多局限于蒸发式冷凝器应用的分析研究,缺乏较为完善的理论分析和系统化的实验研究,无法为工程应用提供强有力的理论指导依据和设计计算参考。

1.4 蒸发式冷凝器的发展现状

国外蒸发式冷凝器目前已经比较成熟,主要厂家有丹麦的GRAM公司,荷兰GEA公司,美国的BAC公司和RVAPCO等公司,其产品型式各有特点。蒸发式冷凝器单位面积换热量,美国设计手册介绍其经验数据取为 4kW^2 ,而在我国国内标准工况下一般可以达到 $5.23\sim 5.81\text{kW}^2$ 。

国内生产蒸发式冷凝器的厂家也不少,同国外产品相比较,除了有价格优势

外，在产品品质上有竞争力的并不多。目前国内主要有两家合资的主导厂商：上海益美高（同美国 EVAPCO 合资）和大连冰山集团的巴尔第摩（同美国 BAC 合资），其它厂家的产品质量与国外有较大档次差距。产生差距的原因有很多，但主要还是国内蒸发式冷凝器的理论研究还没有完全成熟，在设计上也还不尽合理。对于单位面积换热量即热流密度，以往国内《冷藏库设计手册》推荐 $1.6 \sim 2.0 \text{ kW}$ ，最近的《制冷与空调工程手册》推荐 $1.8 \sim 2.5 \text{ kW}^2$ ，我国机械行业标准规定为 1.7 kW ，国内各生产厂的企业标准一般高于此值，如上海益美高公司介绍其产品单位面积换热量为 $3.26 \sim 3.64 \text{ kW}$ ，上海上枫制冷设备有限公司介绍则高达 5.4 kW 。查阅各厂家的产品说明书，可知其产品的设计标准之冷凝温度和空气入口湿球温度有所差别，具体见表 1-1。

表 1-1 蒸发式冷凝器设计工况

生产厂家	蒸发式冷凝器设计工况	
	冷凝温度 t_c ($^{\circ}\text{C}$)	入口空气的湿球温度 t_{wb} ($^{\circ}\text{C}$)
上海益美高	35	19
大连冰山	35.7	25.5
烟台冰轮	35	24
重庆蜀东	35	24
上海上枫	35	25

国内蒸发式冷凝器产品各有特点，本文从结构上将其分为以下三大类：填料蒸发式冷凝器、鼓泡蒸发式冷凝器和异型管蒸发式冷凝器。下面以它们各自的代表产品为例，重点从理论上分析各自的性能和结构特点。

1. 填料蒸发式冷凝器

填料蒸发式冷凝器，以巴尔第摩生产的 CXV 蒸发式冷凝器为代表，其结构如图 1-8 所示，它将冷凝器和凉水塔合二为一，但在冷凝盘管下部仍然保留一段有填料 PVC 的热交换层，以降低循环水湿。冷凝器内的空气流在填料热交换层部分主要采用错流形式，在盘管部分则是水流和空气流平行同方向流入，再错流流出。填料蒸发式冷凝器主要特点表现在以下几个方面：

(1) 水流与空气流平行进行：水和空气在冷凝盘管表面以相同的方向朝下流动，飘落的水流由于风压的作用，使水膜在光滑的冷凝盘管上被空气流所包裹，如图 1-9 所示，保证水膜完全充分的覆盖管壁，不至于很快剥落，由此消除了由于“干点”而引起的结垢。

(2) 盘管表面水流量的增加：填料蒸发式冷凝器独特的结构设计，在水泵功率不增加的情况下，其单位面积盘管上的水流速率是传统蒸发式冷凝器的 2 倍多，

这保证了水流对盘管换热表面的不断冲刷，从而延缓了冷凝盘管的结垢趋势。

(3) 蒸发冷却过程主要是发生在热交换填料层上：填料蒸发式冷凝器采用一次和二次传热面相结合的复合流动技术，其主要换热面蛇形冷凝盘管，是蒸发式冷凝器最为重要的部件。由于在冷凝盘管表面进行的换热主要是显热换热方式，而不是通常的潜热换热方式，进而减少了垢层形成的机会。二次换热技术发生在填料热交换层上，填料具有很好

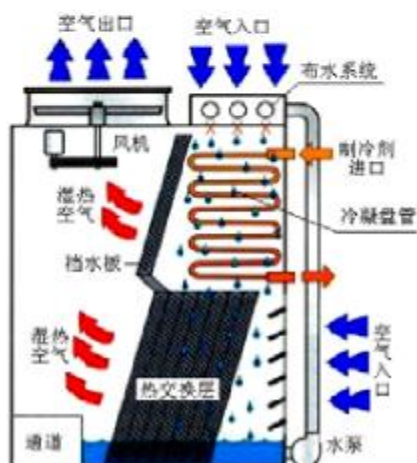


图 1-8 填料蒸发式冷凝器



图 1-9 管外水流与空气流平行

的耐腐蚀性，热交换水蒸发效率超过 10%，进而充分移走一次换热过程中的热量，同时可以大大降低冷却水温，通常冷却水温比传统设计的蒸发式冷凝器要低 6℃~8℃，进而提高盘管的单位面积换热量，大大减少结垢的可能性。

2. 鼓泡蒸发式冷凝器

鼓泡蒸发式冷凝器，以重庆蜀东产品为代表，结构如图 1-10 所示。它的主要部件有：高效冷凝盘管、过热蒸汽冷凝器、浅水层鼓泡装置。

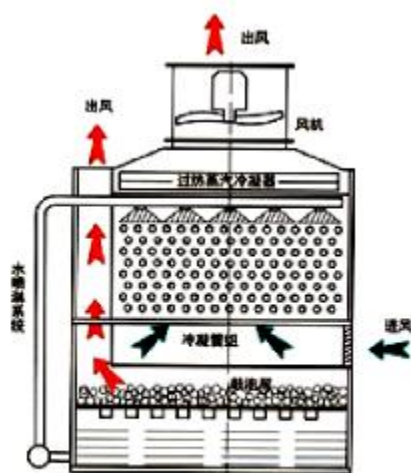


图 1-10 鼓泡蒸发式冷凝器

(1) 高效冷凝盘管：鼓泡蒸发式冷凝器采用金属肋片式换热盘管，金属肋片盘管通过液压胀管，胀管过盈量可高达 0.6mm，使金属肋片与管壁紧密贴合，其接触热阻几乎为零，提高了换热系数。高强度的金属肋片增加了空气与水之间的换热面积，有利于提高传热效率，冷凝器结构更加紧凑，制冷剂的冲灌量更少。另外，在系统冷凝负荷较低或外界环境温度较低时，大多可以采用风直接冷却，解决了冬季的冻结问题。

(2) 浅水层鼓泡装置：鼓泡蒸发式冷凝器独特的冷却水技术是一般装置无法比拟的。流经换热盘管的水降落在装置上，风机引入的新风鼓动水层形成大量的气泡，令空气与水的接触面积得到最大限度的增加，强化了二者之间的传热传质过程。经鼓泡后的湿热空气从独立的风道排出，喷淋水的温度被有效的降低，从而使蒸发式冷凝器的整体性能得以进一步提高。

(3) 过热蒸汽冷凝器：在冷凝盘管前设置过热蒸汽冷凝器，先以冷凝盘管出口空气对制冷剂蒸汽进行冷却，然后制冷剂流入冷凝盘管组进行冷凝。在过热蒸汽冷凝器中，蒸汽被冷却到接近饱和后再进入冷凝盘管，一方面可以防止喷淋水在高温段的结垢，另一方面又提高了冷凝盘管部分的利用效率，可使蒸发式冷凝器传热效果提高 10%左右，达到一定的节能效果。

3. 异型管蒸发式冷凝器

异型管蒸发式冷凝器，结构如图 1-11 所示，同填料和鼓泡蒸发式冷凝器比较，结构得到进一步简化。目前采用的异型管主要有：椭圆管^[92]、异滴形管^[93]、交变曲面波纹管^[94]。下面以上海益美高的椭圆管蒸发式冷凝器为代表进行介绍，椭圆管分布如图 1-12 所示。

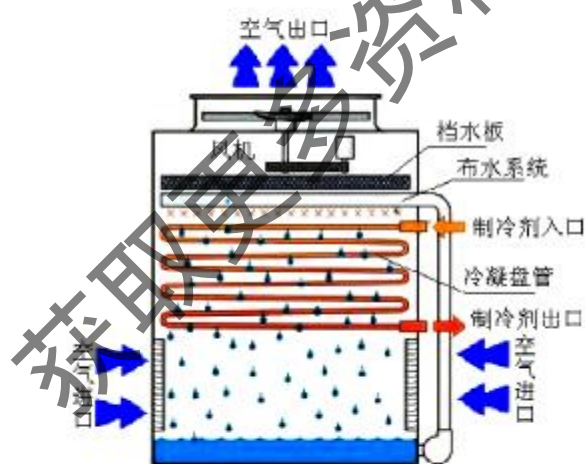


图 1-11 异型管蒸发式冷凝器

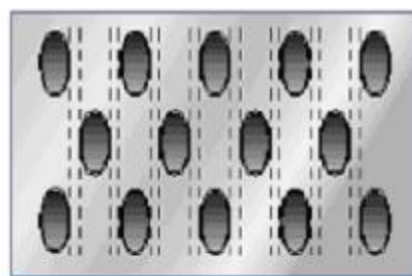


图 1-12 上海益美高椭圆盘管截面图

这种椭圆盘管结合了盘管管子表面积增大和间隔管式盘管外空气、水流动特性增强的两者优点。由于采用椭圆盘管设计，减小通过机组的空气压降，在使用

低马力的风机情况下，通过盘管组外部的空气流为自由气流。在不影响空气流的情况下，通过盘管组外部的喷射水流的流动速率提高，这意味着更大的热容量，同时最大限度地利用了盘管的表面积，大大地增强了盘管的传热能力，它能提供盘管体积一定时最大的传热表面积。该椭圆盘管蒸发式冷凝器的传热容量有了显著的提高。椭圆形状的管子在空气流动方向错排，以获得较高的膜冷凝系数；结果，该盘管提高了传热容量。另外，所有管子朝着制冷剂流动方向倾斜，以利于冷凝后的液体排出。这种蒸发式冷凝器，有安装维护容易、传热效果好、布风均匀、耗电耗水少和使用寿命长等优点。

1.5 本课题的来源及主要研究内容

本课题来源于：国家自然科学基金 20346001（表面与界面二元流强化传热与控制研究）；广东省自然科学基金 04105950（非饱和蒸发表面强化传热应用基础研究）；广东省佛山市顺德区重点科技计划项目 2003K1027（新型蒸发式冷凝器的研制开发）；新世纪优秀人才支持计划项目（能源高效利用的关键技术—非饱和蒸发冷却控制机理研究）。

鉴于蒸发式冷凝器的研究现状和存在的问题，本课题在前人研究的基础上就如下主要问题进行了研究：

1. 从热力学第一定律和第二定律角度出发，对蒸发式冷凝器的管外传热传质过程进行分析，同时结合现有研究理论，建立蒸发式冷凝器传热传质的数学模型。
2. 在全天候综合蒸发式冷凝器制冷装置实验台的基础上，结合可视化测试技术，对蒸发式冷凝器管外水膜流动形态及温度场进行分析，以进一步了解蒸发式冷凝器的传热传质机理。
3. 从制冷和传热两方面对蒸发式冷凝器的性能进行实验研究，优化风量、水量等运行参数，总结出传热传质经验计算公式，为蒸发式冷凝器的工程设计应用提供理论计算依据。
4. 对盘管底部加入填料的蒸发式冷凝器进行了比较测试实验研究，研究其强化传热传质效果及对系统制冷性能的影响。

1.6 本章小结

本章主要阐述了论文工作的背景、目的意义、国内外相关研究的进展情况和主要研究内容。

1. 简要分析了制冷技术的应用，提出研制高性能、低能耗的制冷系统的必要性。
2. 冷凝器是制冷系统的一个重要部件，分别阐述了水冷式、空气冷却式、蒸

发式和淋水式三大类型冷凝器的结构特点和优缺点，并针对我国目前的用水、用能、用地等背景，提出加强对具有节水、节能、结构紧凑和占地面积小等优点的蒸发式冷凝器进行研究的重要性。

3. 在详细分析国内外蒸发式冷凝器的理论发展和产品发展状况的前提下，提出了本课题的四个主要研究内容。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第二章 蒸发式冷凝器传热传质分析

2.1 前言

具有节水、节能和占地面积小等优点的蒸发式冷凝器是制冷领域中使用得较为普遍的一种换热器。制冷剂蒸气在换热盘管管内冷凝，管外有水流和空气流相互流动，空气流、水流和制冷工质流的相互流动方式多种多样，具体如图 2-1 所示。因此，蒸发式冷凝器有许多种结构形式，但是换热盘管的传热部分是过程中不可缺少的，也是最重要的。为突出研究重点，本研究所采用的蒸发式冷凝器结构形式如图 2-2 所示。

蒸发式冷凝器传热传质过程是非常复杂的，蒸发式冷凝器内传热过程可分为两个阶段：第一阶段是盘管内的制冷剂蒸汽与盘管外水膜表面间的传热过程，这过程的传热驱动力是管内制冷剂蒸汽的冷凝温度 t_c 与水膜表面温度 t_w 间的温差；第二阶段是水膜表面与空气之间的水膜蒸发传质过程，强化管内制冷剂冷凝的过程，该过程是一个既有传质又有传热的过程，它的驱动力是水膜表面温度 t_w 与空气间的温度 t_a 之差，以及水膜表面水蒸气含量与空气中含湿量的质量分数差。

为此，本章节就蒸发式冷凝器的管外水流和空气流的流动进行了简要分析，重点对蒸发式冷凝器复杂的传热传质过程进行了分析研究，为蒸发式冷凝器的强化传热提供一定理论指导。

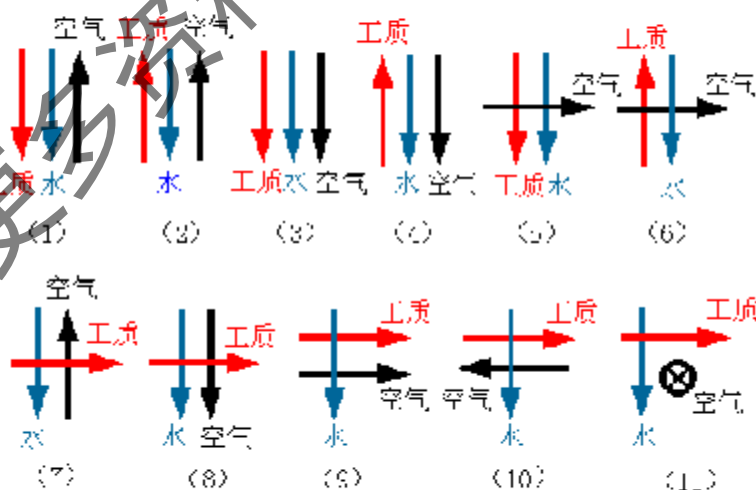
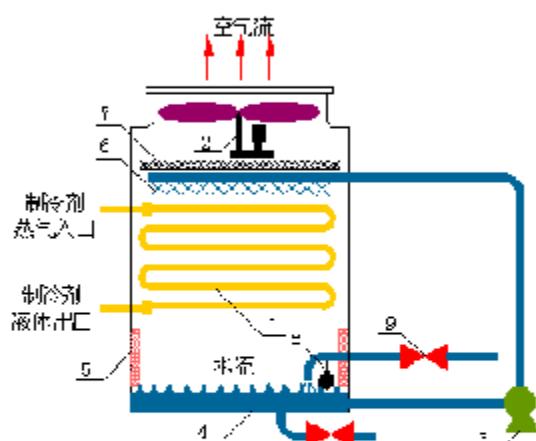


图 2-1 三种介质流体的不同流动组合



1—换热盘管； 2—轴流风机； 3—离心水泵； 4—水箱；
5—格栅； 6—喷嘴； 7—挡水板； 8—浮球阀； 9—阀门

图 2-2 蒸发式冷凝器结构图

2.2 换热盘管管间空气和水的流动分析

2.2.1 空气参数的变化

蒸发式冷凝器换热盘管外流过的是冷却空气，其过程为加湿过程，具体变化过程如图 2-3 所示。图中点 1 表示空气进入蒸发式冷凝器时的状态，为室外空气状态 (h_1, x_1, t_1)，点 w 表示水膜表面的饱和空气状态 (h_w, x_w, t_w)。空气的状态变化过程将沿连线 1-w 进行到点 2，点 2 表示空气的出口状态 (h_2, x_2, t_2)。

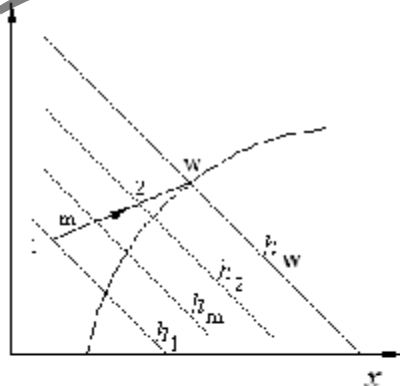


图 2-3 蒸发式冷凝器中空气的状态变化过程

当空气初始温度 t_1 低于水膜 t_w 温度时，空气的终态温度 t_2 将升高，为升温加湿过程；当空气温度 t_1 高于水膜 t_w 温度时，空气的终态温度 t_2 将降低，为降温加

湿过程。但无论属于何种情况，空气中的含湿量和焓值都将增加，过程中流动的空气和水膜间发生热量和质量交换，其平均焓差的计算表达式为：

$$\Delta h_m = h_w - h_m = \frac{h_2 - h_1}{\ln \frac{h'_w - h_1}{h'_w - h_2}} \quad (2-1)$$

故流动空气的平均焓为：

$$h_m = h_w - \frac{h_2 - h_1}{\ln \frac{h'_w - h_1}{h'_w - h_2}} \quad (2-2)$$

查空气的 $h-x$ 图可得到 t_m 。

2.2.2 湿空气的火用分析评价

从热力学第二定律出发，蒸发式冷凝器的换热过程主要是通过管表面水膜的有效蒸发来利用管外空气流的化学火用甚至热能火用转化为管内制冷工质的热能火用。为此，有必要对空气的火用进行分析和评价。

根据文献[55][56]可推导出，以环境状态下的饱和湿空气 (T_0, p_0, x_0) 作为非约束性死态的基准，以含有 1kg 干空气的湿空气为计算基准，湿空气的总火用可表达为：

$$\begin{aligned} ex = & (c_{p,wa} + xc_{p,v})T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + 1.608x)0.287T_0 \ln \frac{p}{p_0} \\ & + 0.287T_0 \left[(1 + 1.608x) \ln \frac{1 + 1.608x_0}{1 + 1.608x} - 1.608x \ln \frac{x}{x_0} \right] \end{aligned} \quad (2-3)$$

该火用由三部分组成，即热能火用 (thermal exergy)、机械火用 (mechanical exergy) 和化学火用 (chemical exergy)，可分别表示如下：

$$ex_{th} = (c_{p,wa} + xc_{p,v})T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) \quad (2-4)$$

$$ex_{me} = (1 + 1.608x)0.287T_0 \ln \frac{p}{p_0} \quad (2-5)$$

$$ex_{ch} = 0.287T_0 \left[(1 + 1.608x) \ln \frac{1 + 1.608x_0}{1 + 1.608x} + 1.608x \ln \frac{x}{x_0} \right] \quad (2-6)$$

因而总火用又可表示成：

$$ex = ex_{th} + ex_{me} + ex_{ch} \quad (2-7)$$

热能火用反应了系统温度与环境温度不平衡时所具有的有比能，机械火用反

应了系统压力与环境压力不平衡时的有用能，而化学火用则反应了系统湿空气含湿量与环境状态下空气含湿量不相等时的有用能。

图 2-4 给出了不同空气温度 t_{wa} 下化学火用 ex_{ch} 随相对湿度 φ 的变化关系。从图中不难发现，同一相对湿度 φ 下空气的温度 t_{wa} 越高，或同一空气温度 t_{wa} 下相对湿度 φ 越小，空气的化学火用越大，吸湿能力越强，就具有越强的传热传质效果，蒸发式冷凝器的传热性能越佳。可见，蒸发式冷凝器适用于气候较为干燥的地区使用。

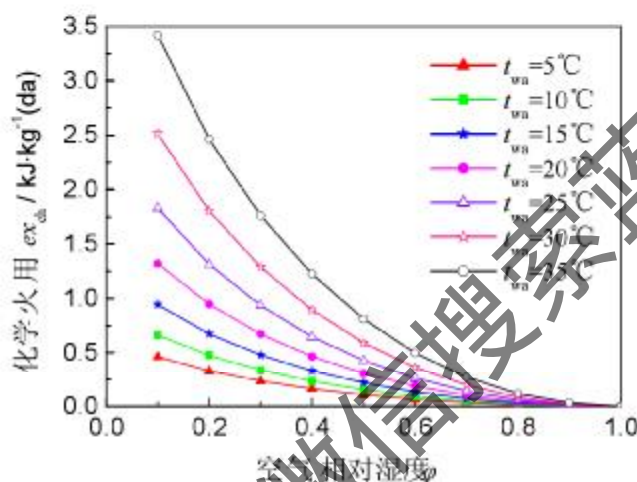


图 2-4 $ex_{ch} \sim \varphi$ 的关系

2.2.3 水膜和空气的相互作用

喷淋水均匀地喷洒至换热盘管表面，其喷淋密度为 Γ ，在管外表面形成一层厚为 δ_w 的薄层水膜。水膜表面是逆流而行的空气，迎面风速为 u_f ，空气与水膜在温差和浓度差的共同作用下进行热质交换，交换面积比率为 f_w 。图 2-5 和图 2-6 分别给出了盘管管束管间在横向和纵向的水膜和空气的流动分析简图。

Peréz Blanco 和 Bird^[16] 指出蒸发式冷凝器中的主要热阻在于水—气界面的传热传质，也就是说，盘管管间水膜分布的大小和形状对蒸发式冷凝器的传热过程起到了重要的决定性作用。对于光滑圆管，水平管间距 s_1 和垂直管间距 s_2 对水膜分布具有重要的影响，同时也是蒸发式冷凝器设计工作中一个重要的设计参数，下面我们通过前人研究得出的计算公式来说明其对过程传热传质的影响。

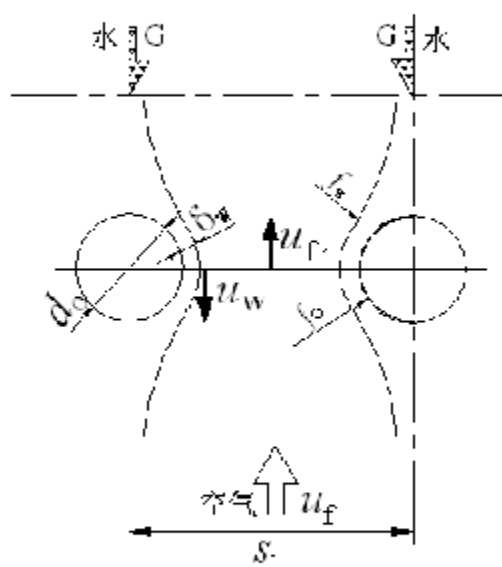


图 2-5 管间横向节距流动分析

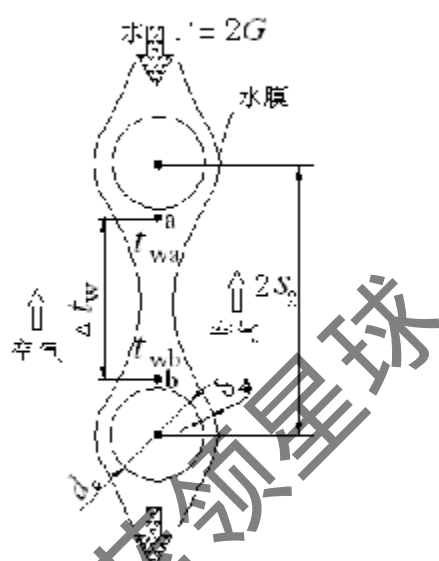


图 2-6 管间纵向节距流动分析

Grvglaszewski 等人^[10]通过实验研究总结出空气在水平横向节距管间的相对风速 u_r 的计算公式为:

$$u_r = \frac{3G}{2\delta_w \rho_w} \left(\frac{s_2}{d_o} - 2\delta_w \right) u_f \quad (2-8)$$

式中:

$$\delta_w = \left(\frac{G \mu_w}{g \rho_w^2} \right)^{0.75} \quad (2-9)$$

从公式 (2-8) 可见, 在迎面风速和喷淋水密度一定时, 为了保证较高的相对风速, 以促进过程传热传质, 应该尽量减小水平横向管间距。

从公式 (2-9) 可知, 在管表面性质 (如管材、管径、管形等) 一定的情况下, 水膜的厚度随喷淋密度的增加而增大, 而较薄的水膜可以减少传热传质热阻, 为此, 喷淋密度亦不宜过大, 应是以保证能均匀润湿管壁时所需的最小喷淋密度为宜。

R. Ambruster 等人^[11]在实验的基础上, 提出如下经验公式:

$$\frac{c_{p,w} N_w}{A h_w} = 0.045 \left(\frac{d_o}{2s_2 - d_o} \right)^2 \text{Pe}_w^{-0.4} \text{Re}_{w, \text{in}}^{0.72} \ln \frac{p_2 - p_s}{p_0 - p_s} \quad (2-10)$$

式中:

$$m = 1.05 \left(\frac{d_o}{2s_2 - d_o} \right)^{0.75} \quad (2-11)$$

$$Pc_w = Re_w Pr_w = l \cdot \frac{C_{p,w}}{\lambda_w} \quad (2-12)$$

$$\Gamma = \frac{m_w}{4n_1 I_{t_1}} \quad (2-13)$$

$$Re_{sa} = \frac{u_1(2s_2 - d_w)\rho_a}{\mu_{wa}} \quad (2-14)$$

从公式(2-10)可知,空气的相对湿度对温差起着重要的决定性作用,而为了减小传热的温差,较大的垂直纵向管间距也是有一定的作用的,可以提高热质交换的时间,但是为了保证换热器的结构紧凑,垂直管间距也不能太大。

W. Zalewski 等人^[10]通过对管间流态的分析,给出了空气-水界面热质交换的面积比率 f_w 计算公式:

$$f_w = 1 + \frac{(2-\xi)(s_2 - d_w) B^*}{\pi d_w} \quad (2-15)$$

式中:

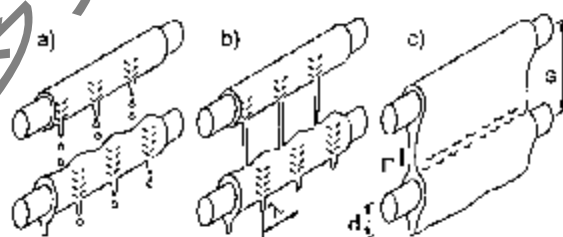
ξ —参数,取决于管间结构参数

B^* —无量纲系数

对于顺排管束 ξ 的取值为 1.0,对于叉排管束, ξ 取决于水平横向管心距 s_1 和垂直纵向管心距 s_2 , 计算公式为:

$$\xi = \frac{2s_2}{2s_2 - s_1} \quad (2-16)$$

B^* 受垂直相邻管间水流形成的流动状态的影响,而流动状态主要受喷淋密度 Γ 的影响,而形成如图 2-7 所示的三种流动状态,分别是滴状流、柱状流、和片状流^[10]。当流动状态为片状流时, B^* 达到最大值为 2。



a) 滴状流 b) 柱状流 c) 片状流

图 2-7 纵向相邻管间流动状态

2.3 传热传质数学模型

从对管间的水流和空气流分析可知,其传热传质过程是较为复杂的,受众多

因素的影响。正是由于其复杂，国内外学者相继对蒸发式冷凝器特别是蒸发式冷却器的传热传质过程进行了一定的分析研究^[18-20]，建立模型的不同之处主要表现在确定制冷剂到空气流的流动布置方法和确定热质交换系数的方法不同。本文主要借鉴了文献[19]的分析方法，下面将详细介绍蒸发式冷凝器这个传热传质过程模型的建立过程。

2.3.1 条件假设

为了便于理论推导，本文对操作条件作出如下假设：

1. 在稳态条件下进行传热传质；
2. 在一定的温度范围内，水、水蒸气和干空气的定压比热 c_p 为一常数；
3. 干空气和水的定压比热的零点假定在温度为 0°C ；
4. 过程进行的是低温差的传热，忽略热辐射的影响；
5. 气液界面处为平衡状态；
6. 管内制冷剂饱和蒸汽温度 t_k 为一常数。

如图 2-8 和图 2-9 所示，我们视制冷剂的流动方向垂直向下与水流的方向平行，制冷剂的流程总长 L ，其定义式为：

$$L = 0.5\pi d_o N \quad (2-17)$$

另外，取管子圆周的一半为分析微元体，则总的传热量 Q_c 与分析传热量 Q_c' 的关系为：

$$Q_c = 2Q_c' n_t \quad (2-18)$$

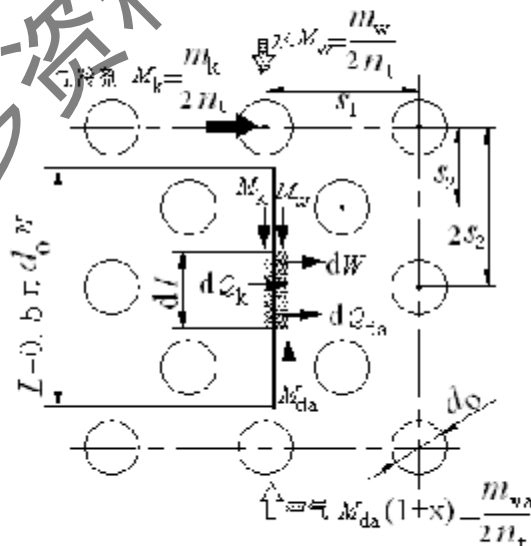


图 2-8 分析单元的选取

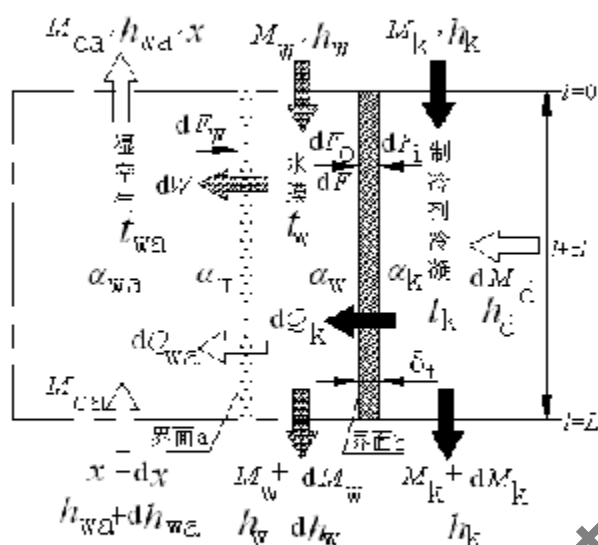


图 2-9 传热传质过程分析

2.3.2 传热传质基本方程

水膜表面与空气间的热质交换：

$$dQ_{wc} = \alpha_{wa} (t_{wa} - t_w) dF_w \quad (2-19)$$

蒸发过程中空气中含有水的质量流量：

$$dW = \alpha_m [x(t_w) - x] dF_w \quad (2-20)$$

管外水膜和管内制冷剂蒸汽之间热量传递：

$$dQ_k = K_o (t_k - t_w) dF_o \quad (2-21)$$

忽略管内油垢热阻，忽略管外水垢热阻，则有：

$$K_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} \frac{F_i}{F_o} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_o}{F_n} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad (2-22)$$

2.3.3 空气和水蒸气的热力计算方程

饱和水蒸气压：

$$p_v^s(t) = p_0 \times 10^A \quad (2-23)$$

式中：

$$p_0 = 610.7 \text{ Pa} \quad (2-23a)$$

$$A = \frac{t}{a_0 + a_1 t + a_2 t^2} \quad (2-23b)$$

$$a_0 = 31.6639^\circ\text{C}; \quad a_1 = 0.131305; \quad a_2 = 2.63247 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1};$$

使用范围 $0^{\circ}\text{C} \leq t \leq 100^{\circ}\text{C}$ 。

空气中水蒸气的分压：

$$p_v = p_v''(t_b) - \frac{0.5p}{755}(t_{wa} - t_b) \quad (2-24)$$

饱和空气含湿量：

$$x' = \frac{0.622p_{wa}''}{p - p_{wa}''} \quad (2-25)$$

非饱和空气含湿量：

$$x = \frac{0.622p_{wa}}{p - p_{wa}} \quad (2-26)$$

湿空气的比热：

$$c_{p,wa} = c_{p,da} + x c_{p,w} \quad (2-27)$$

湿空气比焓：

$$h_{wa} = c_{p,da} t_{wa} + x(c_{p,w} t_{wa} + r_0) \quad (2-28)$$

水蒸汽的比焓：

$$h_v = c_{p,v} t_w + r_0 \quad (2-29)$$

水的比焓：

$$h_w = c_{p,w} t_w \quad (2-30)$$

2.3.4 过程能量守恒方程

水的质量守恒方程：

$$dM_w = -dW \quad (2-31)$$

空气和水的质量守恒方程：

$$M_{t,k} dx - dM_w \quad (2-32)$$

管内制冷剂的质量守恒方程：

$$dM_s = dM_d \quad (2-33)$$

管内制冷剂能量守恒方程：

$$dM_s(h_d - h_k) - dQ_k \quad (2-34)$$

控制单元“a”处的能量守恒方程：

$$M_{da} dh_{wa} = -h_w dW - dQ_{ca} \quad (2-35)$$

控制单元“b”处的能量守恒方程为：

$$M_{ca} dh_{wa} + dQ_k = h_w dM_w + M_w dh_w \quad (2-36)$$

2.3.5 数学模型的整理

把式(2-20)和式(2-31)代入式(2-32)，通过整理可以得到：

$$\frac{dx}{dF_w} = \frac{\alpha_m [x(t_w) - x]}{M_{da}} \quad (2-37)$$

由于:

$$dF_w = f_w dF \quad (2-38)$$

$$dF = I_r dl \quad (2-39)$$

式(2-37)可以得到:

$$\frac{dx}{dl} = \frac{\alpha_m f_w I_r [x_w^*(t) - x]}{M_{da}} \quad (2-40)$$

由式(2-19)、式(2-20)和式(2-29)可以把式(2-35)转化为如下形式:

$$M_{ca} dh_{wa} = -(c_{p,wa} t_w + r_0) \alpha_m [x''(t_w) - x] dF_w - \alpha_{wa} (t_w - t_{wa}) dh_{wa} \quad (2-41)$$

把式(2-28)微分并将式(2-27)代入可得:

$$dh_{wa} = c_{p,wa} dT_{wa} + (c_{p,r} t_{wa} + r_0) dx \quad (2-42)$$

把式(2-38)、式(2-39)和式(2-42)带入式(2-41),可得:

$$\frac{dT_{wa}}{dl} = \frac{I_r (t_w - t_{wa})}{M_{da} c_{p,wa}} \{ \alpha_m f_w c_{p,r} [x''(t_w) - x] - f_w \alpha_{wa} \} \quad (2-43)$$

对式(2-30)取微分后得:

$$dh_w = c_w dT_w \quad (2-44)$$

把式(2-20)、式(2-21)、式(2-30)和式(2-31)分别代入式(2-36)后整理可得:

$$M_{ca} dh_{wa} - K_o (t_w - t_{wa}) dF_w = M_w dh_w - c_{p,w} t_w \alpha_m [x''(t_w) - x] dF_w \quad (2-45)$$

再使用式(2-38)、式(2-39)和式(2-41)整理可得:

$$\frac{dT_w}{dl} = \frac{L_1}{M_w c_{p,w}} \{ \alpha_m f_w [t_w (c_{p,r} - c_{p,w}) - r_0] [x''(t_w) - x] - \alpha_{wa} f_w (t_w - t_{wa}) + K_o (t_w - t_{wa}) \} \quad (2-46)$$

进口水质量流量为 M_{w1} , 空气出口含湿量为 x_2 , 根据质量守恒可得过程中水的质量流量 M_w 为:

$$M_w = M_{w1} + M_{da} (x_2 - x) \quad (2-47)$$

把式(2-27)右边项用式(2-21)取代后整理可得:

$$\frac{dM_w}{dl} = \frac{K_o L_1 (T_i - T_w)}{h_i - h_1} \quad (2-48)$$

通过对公式的整理,我们得到了蒸发式冷凝器传热传质过程的四个模型公式,分别是:

$$\frac{dx}{dl} = \frac{\alpha_m f_w I_r [x_w^*(t) - x]}{M_{da}} \quad (2-40)$$

$$\frac{dt_w}{dl} = \frac{L_t(t_w - t_{wa})}{M_{da}c_{wa}} \{ \alpha_m f_w c_{pv} [x''(t_w) - x] - f_w \alpha_{wa} \} \quad (2-43)$$

$$\frac{dt_w}{dl} = \frac{L_t}{M_w c_{pw}} \{ \alpha_m f_w [t_w (c_{pw} - c_{pv}) - r_2] [x''(t_w) - x] - \alpha_m f_w (t_w - t_{wa}) - K_s (t_2 - t_w) \} \quad (2-46)$$

$$\frac{dM_s}{dl} = \frac{K_s I_1 (T_s - T_w)}{h_j - h_k} \quad (2-48)$$

2.3.6 边界条件

从空气的进口状态我们可以得到以下两个边界条件：

$$t_w(L) = t_{wa}$$

$$x(L) = x_1$$

在假定系统稳定运行和封闭式的水循环系统条件下，有边界条件：

$$t_w(0) = t_w(L)$$

假定冷凝过程从 $l=0$ 处开始，有第四个边界条件为：

$$M_s(0) = 0$$

2.4 模型中各参数的确定

从模型公式中，我们不难发现还需确定的参数有管内制冷剂蒸气冷凝传热膜系数 α_s 、管外水膜传热膜系数 α_w 和空气传热膜系数 α_m ，以及空气传质系数 α_m 。我们可以采用从现有文献中查阅到相关的经验和理论计算公式。

2.4.1 管内冷凝传热系数 α_s 的计算

制冷剂氟利昂 R22 蒸汽在冷凝器管内冷凝时一般都处于液膜层流区，此时的准则方程经简化后可改变为^[1]：

$$\alpha_k = 0.683 r_2^{0.24} C_m (t_k - t_w)^{-0.24} d_i^{-0.14} \quad (2-49)$$

式中：

C_m 组合物性参数，以制冷剂液膜平均温度为定性温度；

$r_2^{0.24}$ 物性参数，以冷凝温度为定性温度

表 2-1 给出了不同条件下的 $r_2^{0.24}$ 和 C_m 值。

表 2-1 式 (2-49) 中 $r_2^{0.24}$ 和 C_m 值

t (°C)	0	10	20	30	40	50
$r_2^{0.24}$	21.26	21.039	20.792	20.513	20.192	19.811
C_m	86.68	83.30	79.65	75.81	71.65	66.81

当制冷剂为氨 (NH₃) 时, 计算公式为^[10]:

$$\alpha_s = 8688 q_i^{0.2} d_i^{-2.33} \quad (2-50)$$

式中:

q_i —制冷剂在管内冷凝时的热负荷, 且 $q_i = \frac{d_o}{d_i} q_o$;

q_o —冷凝器单位面积的热负荷, 即热流密度。

2.4.2 管外水膜传热系数 α_w 的计算

Parker 和 Treybal 把 McAdams^[11] 等人得出的传热关系式应用到水平管外水膜的传热膜系数 α_w 的计算可知:

$$\alpha_w = B_1 \left(\frac{C_{p,w} \mu_w}{\lambda_w} \right)^{1/4} \left(\frac{\mu_w^2}{\rho_w^2 g} \right)^{1/3} \left(\frac{2}{\pi d_o} \right)^{1/4} \left(\frac{4\Gamma}{\mu_w} \right)^{1/4} \left(\frac{\lambda_w^3 \rho_w^3 g}{\mu_w} \right)^{1/4} \quad (2-51)$$

式中: B_1 —常数

水的物理性质可以根据不同的循环温度来评和, 为此我们可以把上式简化为:

$$\alpha_w = B_2 \left(\frac{\Gamma}{d_o} \right)^{5/4} \quad (2-52)$$

式中: B_2, B_3 —常数

Parker 和 Treybal^[11] 通过实验直接得到:

$$\alpha_w = 1982 + 15.58 t_{wr} \left(\frac{\Gamma}{d_o} \right)^{1/3} \quad (2-53)$$

式中: t_{wr} —喷淋循环水温度, °C

当喷淋循环水温度为 30°C 时, 式(2-53)可改写为:

$$\alpha_w = 1449 \left(\frac{\Gamma}{d_o} \right)^{1/3} \quad (2-53a)$$

张祉祐^[12] 指出喷淋水温度为 30°C 时, 水膜与管壁间的传热系数为:

$$\alpha_w = 217 \left(\frac{\Gamma}{d_o} \right)^{1/3} \quad (2-54)$$

大连铁道学院王东屏试验^[13] 给出 α_w 计算公式为:

$$\alpha_w = 118 \left(\frac{\Gamma}{d_o} \right)^{1/3} \quad (2-55)$$

T. Mizushima 等人^[14] 建议:

$$\alpha_w = 1669 \left(\frac{\Gamma}{d_o} \right)^{1/3} \quad (2-56)$$

Tovares 等人^[67]建议:

$$Nu = \left(\frac{\mu_w^2}{\rho_w^2 g} \right)^{\frac{1}{2}} \alpha_w \quad (2-57)$$

式中: Nu 为水的 Nusselt 数

当 $Re_{wa} = 600 \sim 3000$ 时:

$$Nu = 3.3 \times 10^{-3} Re_w^{0.3} Re_{wa}^{0.15} Pr_w^{0.5} \quad (2-58)$$

当 $Re_{wa} = 3000 \sim 6000$ 时:

$$Nu = 1.1 \times 10^{-2} Re_w^{0.3} Pr_w^{0.67} \quad (2-59)$$

当 $Re_{wa} \geq 6000$ 时:

$$Nu = 0.24 Re_w^{0.4} Re_{wa}^{-0.46} Pr_w^{0.66} \quad (2-60)$$

式中:

$$Re_{wa} = \frac{u_{t,max} d_o \rho_w}{\mu_w} \quad (2-61)$$

$$Re_w = \frac{2\Gamma}{\mu_w} \quad (2-62)$$

对于光管管束, 最窄截面处空气流速 $u_{t,max}$ 与迎面风速 u_f 有以下关系:

$$u_{t,max} = \frac{s_1}{s_1 - d_o} u_f \quad (2-63)$$

使用范围为: $4.3 \leq Pr_w \leq 11.3$, $160 \leq Re_w \leq 1360$

2.4.3 管外空气对流传热系数 α_{wa} 的计算

在文献[67]中, 董永斌提到, 水膜表面对横向流过盘管空气的表面传热系数 α_{wa} 与盘管管径 d_o 和气流在最窄截面处的流速 $u_{t,max}$ 有关, 理论计算公式为:

$$\alpha_{wa} = 0.297 \frac{\lambda_{wa}}{d_o} \left(\frac{u_{t,max} d_o}{\nu_{wa}} \right)^{0.602} \quad (2-64)$$

根据实际测得表面传热系数 α_{wa} , 比按式 (2-64) 计算的理论值要高 50%~80%。另外, 当气流流过光管管束时, 气流每流过一排管会产生一次扰动, 排数越多, 且初扰动也越大, 当超过一定排数后即趋向于稳定。为此, 在计算 α_{wa} 时还要进行管排修正。表 2-2 中列出了管排修正系数 ξ_n 。

张祉祐^[68]给出 α_{wa} 的另外一种计算方法为:

$$\alpha_{wa} = 0.88 \frac{C \lambda_{wa} Re_w^m Pr_w^{0.36}}{d_o} \quad (2-65)$$

式中: C, m 为常数, 具体数值见表 2-3。

表 2-2 光管管束的管排修正系数 ξ_n

管排数	2	3	4	5	6	≥ 10
修正系数 ξ_n	0.80	0.88	0.95	0.98	1.00	1.00

表 2-3 式(2-65)中的系数 C 和 m 值

空气流动状态	顺排管束		叉排管束		S ₂ /S ₁
	C	m	C	m	
层流 ($Re_{wa} < 200 \sim 10^3$)	0.52	0.50	0.6	0.5	—
过渡流 ($Re_{wa} = 10^3 \sim 2 \times 10^4$)	0.27	0.63	$0.3\alpha(S/S_1)^{1/2}$	0.6	<2
			0.4	0.5	>2
湍流 ($Re_{wa} > 2 \times 10^4$)	0.02	0.84	0.02	0.84	—

而 Grimson^[6] 提出的 α_n 关联计算式在文献 [21] 得到了具体的阐述。对于顺排管束和叉排管束的计算公式有所不同，分别为式(2-66)和式(2-67)：

$$Nu_p = a_0 \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{a_1} \left(\frac{s}{d_o}\right)^{a_2} \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{a_3} \left(1 - \frac{d_o}{s}\right)^{a_4} Re_{wa}^{a_5} Pr^{0.33} \quad (2-66)$$

$$Nu_p = a_2 \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{a_1} \left(\frac{s}{d_o}\right)^{a_2} \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{a_3} R_s^{a_4} Re_{wa}^{a_5} Pr^{0.33} \quad (2-67)$$

上二式中：

$$Nu_n = \frac{\alpha_{wa} d_o}{\lambda_{wa}} \quad (2-68)$$

$$R_s = \left(\frac{s}{d_o} - 1\right) \left[2 \left(0.25 \left(\frac{s_1}{d_o}\right)^2 + \left(\frac{s_2}{d_o}\right)^2\right)^{0.5} - 1\right]^{-1} \quad (2-69)$$

式中的常数见表 2-4。

表 2-4 式(2-66)和式(2-67)的常数项

常数	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
顺排	0.19086	33.490	-33.328	-33.508	-0.14293	0.63352
叉排	0.55101	9.8464	9.8979	9.8556	0.064556	0.56537

式(2-66)和式(2-67)适用于管排数 N 大于等于 10 的情况，对于管排数小于 10 的情况，文献[69]给出了一个修正式，如下：

$$Nu_p(N) = Nu_p(10) \left(\frac{N}{10}\right)^{0.12} \quad (2-70)$$

2.4.4 管外空气对流传质系数 α_m 的计算

根据刘易斯关系式, 对于水~空气系统, $Le^{-1} \approx 1$, 所以

$$\alpha_m = \frac{\alpha_{wa}}{c_{p,wa}} \quad (2-71)$$

根据此关系式和蒸发式冷凝器内部的质量守恒定律, 我们有:

$$\alpha_{wa} dx = \frac{-m_{wa} dx_w}{F_2 (w'_w - w_w)} \quad (2-72)$$

对上式通过积分, 假定传热系数 α_{wa} 为一定的常数值, 可得到:

$$\alpha_{wa} = \left(\frac{m_{wa}}{F_2} \right) \ln \frac{x'_w - x_1}{x'_w - x_2} \quad (2-73)$$

在假定刘易斯关系式成立的前提下, 水湿在整个蒸发式冷凝器空间内都与空气的湿球温度相等。为此, x'_w 也是一常数。

Peterson 等人^[10]在 Parker 和 Treybal 提出的传质系数关系式^[10]基础上, 经过实验验证修正给出传热管 ($d_o=19\text{mm}$) 传质系数的表达式:

$$\alpha_m = 0.0493 \left\{ \frac{m_{wa}}{(B_1 - n_1 d_o / 2) L_{11}} (1 - x_w) \right\}^{0.67} \quad (2-74)$$

Ala Hasan 等人^[10]通过实验数据并求得三种传热管的传质系数计算公式分别为:

光滑圆管 ($d_o=10\text{mm}$):

$$\alpha_m = 3.36 m_{wa}^{0.812} \quad (2-75)$$

翅片管:

$$\alpha_m = 3.29 m_{wa}^{0.874} \quad (2-76)$$

椭圆管 (长轴 25.3mm, 短轴 8.2mm):

$$\alpha_m = 1.64 m_{wa}^{0.706} \quad (2-77)$$

2.5 本章小结

1. 提出蒸发式冷凝器中制冷剂工质、水流、空气流三种介质流体的 11 种流动方式, 其相互的传热传质较为复杂。

2. 对其中一种结构形式的蒸发式冷凝器的换热盘管间的空气流和水流进行了分析研究, 从热力学第二定律火用理论出发分析了空气的火用, 表明空气温度越高, 相对湿度越小, 其火用值越大, 空气的吸湿能力越强, 蒸发式冷凝器的换热效果就越佳。

3. 对蒸发式冷凝器的整个换热过程进行了传热传质分析, 建立了数学模型,

给出了边界条件。

4. 对数学模型中仍需要确定的管内冷凝传热系数 α_i 、管外水膜传热系数 α_w 和管外空气对流传热系数 α_{wa} ，以及空气对流传质系数 α_m 进行了经验计算公式的总结，以供广大研究人员和设计工作者比较研究、模拟和设计计算参考选用。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

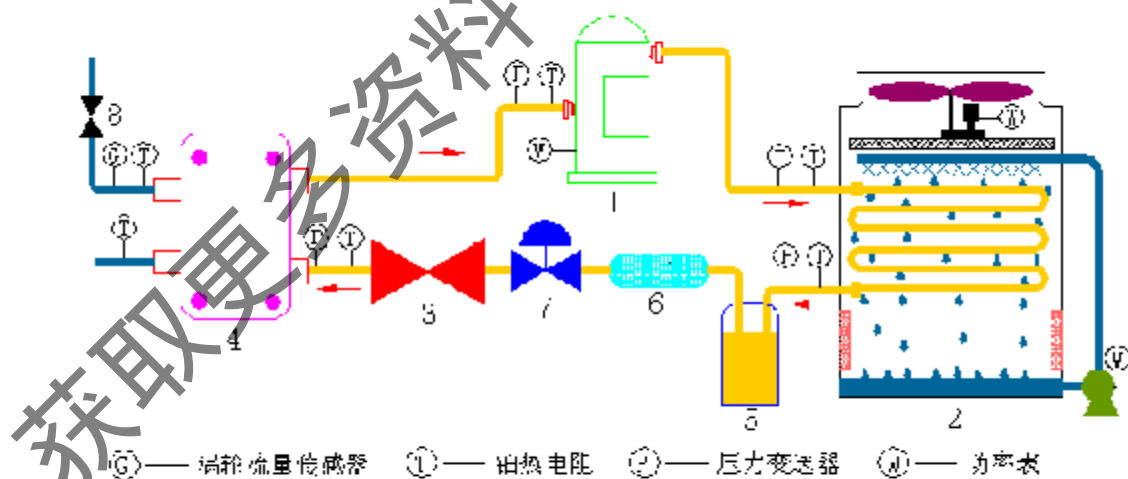
第三章 实验装置及方法

3.1 实验目的

对于蒸发式冷凝器的研究,从前而章节所述国内外研究现状来看,主要是对管内无相变的蒸发冷却器进行传热传质特性理论和实验研究,以及对蒸发式冷凝器的应用进行可行性分析的应用研究,而对其管内冷凝的蒸发式冷凝器实验研究非常有限。本课题就是针对这个方面,在理论分析的基础上,设计搭建蒸发式冷凝器系统实验平台,以实验为手段,分析蒸发式冷凝器管外传热传质过程,探讨管外水膜的流动特征,对影响蒸发式冷凝器性能的各方面因素进行探讨,验证前人的结论,总结出经验公式,对蒸发式冷凝器在有相变场合特别是制冷领域的应用提供理论依据和数据参考。

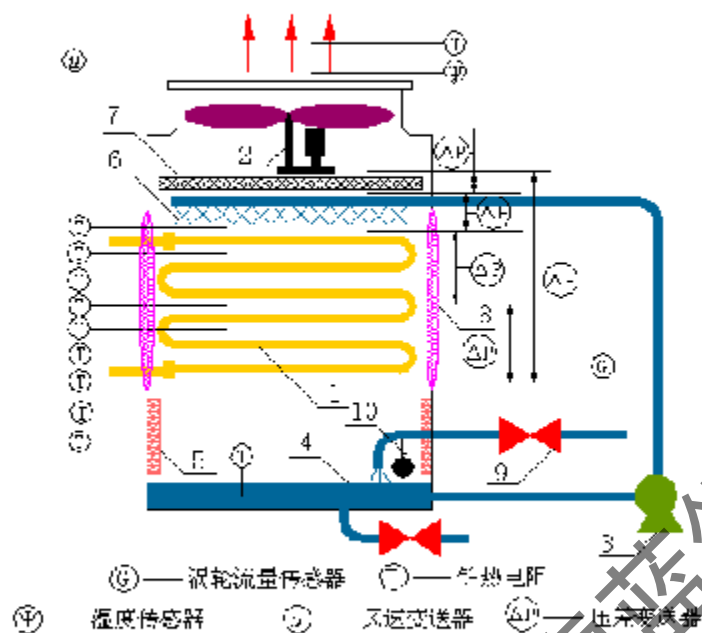
3.2 实验装置介绍

华南理工大学强化传热与过程节能教育部重点实验室的蒸发式冷凝器制冷系统工作流程图如图 3-1 所示,图 3-2 给出了蒸发式冷凝器该装置的仪器仪表测试布置图,实物装置图如图 3-3 所示。



- 1 蜗旋压缩机； 2 蒸发式冷凝器； 3 外平衡热力膨胀阀； 4 板式蒸发器
5 储液器； 6 干燥过滤器； 7 电磁阀； 8 阀门

图 3-1 实验装置系统流程图



1—换热盘管； 2—轴流风机； 3—离心水泵； 4—水箱； 5—格柜
6—喷嘴； 7—挡水板； 8—透明有机玻璃视镜； 9—阀门； 10—浮球阀

图 3-2 蒸发式冷凝器实验装置图



图 3-3 蒸发式冷凝器实验装置实物图

本实验装置系统是一套完整的单级压缩制冷循环系统，主要包括蒸发式冷凝器，膨胀阀，蒸发器，压缩机四大制冷部件，以及一些辅助设备包括干燥过滤器、电磁阀和储液器等。

整个制冷循环过程为：压缩机抽吸来自蒸发器的低温低压过热制冷剂蒸气，并提高其温度和压力后，将它排向冷凝器。在冷凝器中，高压制冷剂过热蒸气在冷凝温度下放热冷凝。而后具有一定过冷度的高温高压制冷剂通过干燥过滤器进

行处理后,进入节流元件膨胀阀,进行一个不可逆绝热膨胀过程,这时膨胀终了的低温低压液体进入蒸发器进行蒸发,在那里制冷剂液体在蒸发温度下吸热沸腾,具有一定过热度的制冷剂蒸气又重新回到压缩机吸气状态,从而实现了制冷系统中制冷剂的不断循环流动。

下面就实验台采用的制冷剂和主要设备部件蒸发式冷凝器以及其它设备部件等进行一一的介绍。

3.2.1 制冷剂氟利昂 R22

R22 (CHF_2Cl) 无色无味,不燃、不爆、毒性小,对金属无腐蚀,使用安全。标准蒸发温度为 -40.8°C ,凝固温度为 -160°C ,具有较好的热力学和物理性质。它在常温和普通低温范围内压力比较适中,单位容积制冷量比较大,传热性能虽不如氨,但是比某些氟利昂工质(如 R134a)强,溶水性差,在润滑油中有限溶解。

尽管 R22 属于 HCFC 类物质,环境指标 ODP 为 0.05 左右,GWP 为 0.35 左右,对大气臭氧层也有一定的破坏作用,但比 R12 小得多,所以在一些场合,它适合作为某些禁用制冷剂的过渡性替代物,目前广泛应用于家用空调器以及中型冷水机组中,在工业制冷中也有使用。

考虑到以上因素,本实验系统中采用 R22 作为制冷剂。

3.2.2 蒸发式冷凝器

蒸发式冷凝器是我们实验研究的重点对象。来自压缩机的高温高压制冷剂蒸汽 R22 进入蒸发式冷凝器的换热盘管,在管外空气流和水流的共同作用下,制冷剂蒸汽在管内冷凝换热,通过换热盘管出口的视液镜,我们可以清楚的观察到最终的冷凝状况,最后制冷剂进入储液器。蒸发式冷凝器的外形结构尺寸为 $1400\text{ mm} \times 800\text{ mm} \times 2692\text{ mm}$ (长 \times 宽 \times 高),其外壳和支架等部件全部采用不锈钢制作。同时,为了更好的观察水流在盘管外的流动状态,对其传热传质进行分析,我们在蒸发式冷凝器的两个面板上配有可拆卸的有机玻璃作为视镜,尺寸大小为 $1100\text{ mm} \times 746\text{ mm} \times 10\text{ mm}$ (长 \times 高 \times 厚)。蒸发式冷凝器主要由三个子系统组成:换热盘管系统、通风系统和循环水系统。

3.2.2.1 换热盘管系统

换热盘管是蒸发式冷凝器的核心部件,其性能的好坏直接影响蒸发式冷凝器整套装置的换热性能。管内介质为氟利昂 R22,为此管材选用紫铜。在冷凝盘管间我们布置了多组铂热电偶以测量研究管外水膜的湿度变化。本实验的换热盘管结构参数如表 3-1 和图 3-4 所示。

表 3-1 换热盘管结构参数

管子特性	材料	紫铜
	管型	光滑圆管
	外径 d_o (mm)	16
	壁厚 δ_1 (mm)	0.5
管束特性	排列方式	正三角形
	管间距 s (mm)	38
	排数 N (排)	14
	每排管数 n_1 (根)	16
面积	迎风面积 F_2 (m ²)	0.58
	管外传热面积 F_o (m ²)	11.26
	管内传热面积 F_i (m ²)	10.56

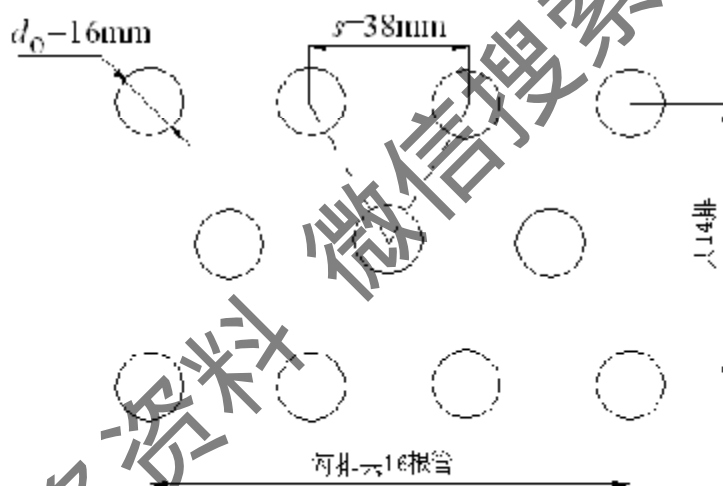


图 3-4 换热盘管截面示意图

3.2.2.2 通风系统

本实验中所用的风机为吸风式轴流风机，使蒸发式冷凝器内部形成负压，促进水膜的蒸发，进而强化传热，提高总传热系数。风叶型号为 MMLTT-WTNG 轴流风叶 630/4 4/10/PPG/8DR，电机型号：江苏常恒电机 YT143 750 6A，功率为 750W。空气从四面的 6 块铝合金格栅（其中 4 块规格为 525 mm×564 mm×51 mm，2 块规格为 600 mm×564 mm×51 mm）吸入，与水流逆流而行吹过冷凝盘管，经过玻璃钢拦水板后，通过保温风管排出室外。蒸发式冷凝器风量的调节通过变频器来调节控制。

3.2.2.3 循环冷却水系统

本实验中所用的水泵为格兰富离心水泵 CH8-30，功率为 1020W，电流 1.0A。水盘内（长×宽×高为 1400 mm×800 mm×440mm）存积的冷却水，由水泵送经涡轮流量传感器进入布水管，再流入布水器喷头均匀的喷洒在换热盘管上，部分水分蒸发，其余的水流入水盘再次循环使用。由于水分的不断蒸发，槽内水位降低，通过浮球阀控制水位，向水盘内补水。在不需要进行实验时，需要将水盘内的水通过排污阀排净。实验所采用的喷头为铭匠喷雾系统有限公司生产的空心锥形喷头，型号为 AT25 3D.1，喷头与盘管高为 200mm，锥角 65 度，采用三根喷水分管，每两根分管间距离为 200mm，每根分管安装 6 个喷头，每两个喷头距离为 180mm，进水主管管径为 60×3.5mm，分管管径为 42 mm×3.5mm。

3.2.3 系统其它部件

3.2.3.1 涡旋压缩机

压缩机相当于实验系统中的“心脏”，各种类型的制冷剂压缩机形式是决定系统能力大小的关键部件^[12]。通过对各种形式压缩机的比较，在制冷量相同的情况下，虽然涡旋式压缩机具有变工况性能差的弱点，但与往复式及滚动转子式压缩机相比具有许多优点^[13]。为此，本实验系统采用谷轮 7R108KC TFE 涡旋压缩机，名义冷量为 26274.5W，轴功率为 5628.2W。

3.2.3.2 板式蒸发器

由于实验系统中蒸发式冷凝器需使用空气作为冷却介质，为不影响环境状态，蒸发器采用制冷剂和水的换热形式。水换热器的形式主要有壳管式、板式和套管式三种，相比较而言，制冷系统中使用板式蒸发器具有更多的优点^[14]。为此，我们采用板式蒸发器，型号 B3-052，确认板片数 46 片，有效板片数 44 片，总换热面积 2.2m²，外形尺寸 120 mm×111 mm×526mm，工艺换热量 26kW。

3.2.3.3 外平衡式热力膨胀阀

膨胀阀机构除了起节流作用外，还起调节进入蒸发器的制冷剂流量的作用。在氟利昂制冷系统中，通常采用热力膨胀阀，它有内平衡式热力膨胀阀和外平衡式热力膨胀阀两种。由于外平衡式热力膨胀阀的调节特性，基本上不受蒸发器中压力损失的影响^[15]，在实验中我们采用外平衡式热力膨胀阀。

3.2.3.4 干燥过滤器

在膨胀阀前必须按照干燥过滤器，用来过滤系统中的杂质和吸收系统中的水分^[16]。氟利昂过滤器的网孔为 0.1~0.2mm 的铜丝网制成，液体在干燥器中的流速为 0.013~0.033m·s⁻¹，流速不应太大，否则易使吸附剂粉碎。当干燥过滤器使用一段时间后，应将其拆下洗净，干燥剂可以干燥再生后继续使用或及时更换^[17]。

3.2.3.5 电磁阀

电磁阀是一种自动开启的阀门，用于自动接通和切断制冷系统的管路，广泛应用于氟利昂制冷系统中。电磁阀安装位置应尽量靠近膨胀阀，因为膨胀阀只是一个节流元件，本身无法自动关严，因而需要利用电磁阀切断供液管路。

本实验中采用的是带高低压保护的电磁阀，其只能在一定的压力范围内工作，压力过高或过低都会停止工作，从而有效保护实验装置系统的正常运行。

3.3 测试方法

由于蒸发式冷凝器制冷系统的实验研究要求布置较多的测量点，计算机技术在测试技术上的发展也很快，目前制冷与空调系统的研究，大多采用计算机数据采集与测控系统进行测试数据的采集工作，这就要求所有测量的物理量（如温度、压力、湿度、流量等）都能转化为电信号（如电流、电压或脉冲等），本实验所采用的测量元件大多都是能与计算机配套使用的常用物理量传感器或测试仪器。实验中需要测试的物理量主要有：空气的干湿球温度、流量、压差，水的循环温度、流量、压力，制冷剂温度、压力，压缩机、水泵、风机功耗等。

3.3.1 温湿度测量

空气入口处的干湿球温度采用手持式 Testo 665 测量 6 个进风口的干湿球温度，取其平均值。其余温湿度测量具体见表 3-2。

表 3-2 温湿度测量

用途	仪器仪表名称	型号	数量	量程	精度
空气出口干球温度	铂热电阻	PT100	1	0—300℃	A 级
空气出口相对湿度	湿度传感器	EE20	1	0—100%	
循环冷却水温度	铂热电阻	PT100	8	0—300℃	A 级
冷凝器 R22 进出口温度	铂热电阻	PT100	2	0—300℃	A 级
压缩机入口温度	铂热电阻	PT100	1	0—300℃	A 级
板式蒸发器入口温度	铂热电阻	PT100	1	0—300℃	A 级
冷冻水进出口温度	铂热电阻	PT100	2	0—300℃	A 级

3.3.2 流量测量

具体见表 3-3，其中空气的流量通过测取截面 5 个点的速度，计算其平均速度，再乘以截面积求取流过空气体积流量。

表 3-3 流量测量

用途	仪器仪表名称	型号	数量	量程	精度
循环冷却水流量	涡轮流量传感器	LWGY 40	1	2 15 m ³ ·h ⁻¹	1%
空气流量	风速变送器	E265	5	0 15m·s ⁻¹	0.5%
蒸发器冷冻水流量	涡轮流量传感器	LWGY 25	1	1 10m ³ ·h ⁻¹	0.5%

3.3.3 压力测量

具体见表 3-5。

表 3-5 压力测量

用途	仪器仪表名称	型号	数量	量程	精度
压缩机入口压力	压力变送器	KYB600	1	0 4MPa	0.25%
压缩机出口压力	压力变送器	KYB600	1	0 1MPa	0.25%
蒸发器入口压力	压力变送器	KYB600	1	0 1MPa	0.25%
冷凝器出口压力	压力变送器	KYB600	1	0 4MPa	0.25%

3.3.4 压差测量

具体见表 3-6。值得说明的是，蒸发式冷凝器运行中，除了强制空气流外，还有水流，蒸发式冷凝器内部存在较多的水蒸汽。这样测压管可能会进入水蒸汽，水蒸汽在测压管内凝结，进而堵塞测压管，极大的影响测量的准确度。实验结果也表明，这种情况较为严重，由此导致的实验测量误差较大，没有很大的数据分析的工程使用意义。为此，本文在后续的章节中，未对压差进行分析讨论。

表 3-6 压差测量

用途	仪器仪表名称	型号	数量	量程	精度
空气进出口压降	微压差变送器	C268	1	0-300Pa	0.5%
挡水板压降	微压差变送器	C268	1	0-100Pa	0.5%
布水系统压降	微压差变送器	C268	1	0 50Pa	0.5%
冷凝器管间压降	微压差变送器	C268	2	0 50Pa	0.5%

3.3.5 功率测量

具体见表 3-7。

表 3—7 功率测量

用途	仪器仪表名称	型号	数量	量程	精度
压缩机消耗功率	三相四线有功电度表	DT862—4	1	0~50A	2%
水泵消耗功率	三相四线有功电度表	DT862—4	1	0~5A	2%
风机消耗功率	三相四线有功电度表	DT862—4	1	0~5A	2%

3.3.6 流场测量

实验采用 Kodak 彩色高速摄影机，可以将瞬时发生的现象高速地拍摄在电影胶片上，然后慢慢地放映重现该现象，从而可以详细观察分析该现象的整个过程。该高速摄像机每秒钟可拍 10,000 幅。高速摄影机的运转开关、实时速度显示，实象标记信号灯，数字式长度计数器均在电子控制器上，拍摄过程由电子控制器进行控制。

3.4 数据采集系统

本实验系统采用具有多点数字采集功能的巡检仪，它能进行多路数据采集与处理，另外配置一平板电脑系统，并由 MCCS 全中文组态软件支持，组建了一套完整的监测系统，见图 3—4 所示，以便及时存储记录实验数据，记录的时间可以按照实验具体要求进行调整，系统默认为 30s。从而为研究系统运行时某些参数如循环水温的运行特性奠定了基础。



图 3—4 实验系统监测界面

3.5 参数控制调节

3.5.1 蒸发式冷凝器通风量调节

采比三相四线变频器调节风量的大小,变频器型号为 VFD015M43B,功率 1.5kW。改变风机的频率后,5 个风速测点的平均值将会在监测系统上显示。

3.5.2 蒸发式冷凝器循环冷却水喷淋水量调节

采用三相四线变频器调节风量的大小,变频器型号为 VFD015M43B,功率 1.5kW。调节变频器的频率后,循环冷却水的流量以体积流量 V_v ($m^3 \cdot h^{-1}$)的形式在监测系统上显示。

3.6 实验基本步骤和注意事项

3.6.1 实验基本步骤

1. 开启蒸发式冷凝器制冷系统

(1) 关闭蒸发式冷凝器水盘排污口阀门开关,打开补充水的阀门开关,浮球阀将控制进水量,直到停止补水为止。

(2) 合上实验室动力电源总闸,然后打开电器控制箱和仪表控制箱电源开关。

(3) 打开板式蒸发器冷冻水进出口阀门。

(4) 启动风机和水泵。

(5) 启动压缩机。

2. 进行相应的测试实验。

3. 停止蒸发式冷凝器制冷系统的运行

(1) 关闭压缩机,停止压缩机运转。

(2) 关闭风机和水泵,停止风机和水泵运转。

(3) 关闭水盘充注水阀门开关,关闭板式蒸发器冷冻水开关,打开水盘排污口开关。

(4) 关闭电源总闸,锁好电器控制箱和仪表控制箱。

(5) 清理实验现场,整理实验数据。

3.6.2 注意事项

1. 开启压缩机前,务必确保冷冻水的阀门打开,以防止压缩机表面结白霜,缩减压缩机的使用寿命,严重的话还会破坏制冷循环系统的其它一些设备部件。

2. 稍微打开蒸发式冷凝器水盘的排污阀,一般为 1/3 开度,以控制循环冷却水的浓度,防止在换热盘管表面的迅速结垢。

3. 防止蒸发式冷凝器水盘中的水未充注到一定的水位就开启水泵,这样开启

的水泵会吸入空气而发生气缚故障。

4. 实验中要通过观察蒸发式冷凝器入口压力和温度基本保持不变时, 系统即达到稳定运行状态, 方可存储和记录实验数据。根据操作经验, 开机运行达到稳定一般需要 30 分钟, 调节运行参数达到重新稳定一般需要 15 分钟。

5. 实验一段时间后, 注意检查压缩机的工作情况, 防止抽气系统效率和气密性的降低。

6. 系统长时间运行后, 注意观察是否需要更换过滤干燥器, 当蒸发压力低于 0.2MPa 时, 最好更换。

3.7 实验误差分析

实验中的误差主要来自以下几个方面:

1. 仪器仪表的测量误差。本实验用到温度、流量、压力等仪器仪表, 它们的测量精度都能很好的满足实验的要求。使用这些仪表前, 均进行标定校正, 传感器信号测量误差小于 4%。

2. 实验条件误差。实验条件下, 要求进口空气温度、湿度基本不变, 而在现有实验条件下, 缺乏有效的进口空气温度、湿度调节设备。另外, 对于板式蒸发器冷冻水的进水温度也要求恒定, 但实验中直接采用环境条件下的自来水, 其水温会有所波动, 对蒸发式冷凝器制冷系统测量造成一定的误差。

3. 数据处理误差。实验数据处理过程中, 传热传质系数、制冷量和能效比等并不是一个实测值, 而是根据实测的温度、流量、压力等通过计算得到。对此, 可以采用误差传递理论对实验数据和处理结果进行误差分析。有关计算式的相对误差传递公式, 参见文献[74]。

3.8 本章小结

1. 说明了实验装置要达到的研究目的, 主要是对管外水膜流动特征和蒸发式冷凝器的性能进行研究。

2. 重点对实验装置进行了系统的介绍。本实验装置是一套简单的单级压缩制冷循环系统, 制冷剂为氟利昂 R22, 配备了高精度的仪器仪表和先进的 MCGS 实时监测系统, 主要通过变频器来调节实验运行参数。

3. 介绍了实验装置的使用步骤以及操作注意事项, 以确保实验的顺利进行和防止实验装置出现不必要的故障。

4. 最后, 对实验中可能存在的误差进行了简要分析。

第四章 蒸发式冷凝器管外水膜流动实验研究

4.1 前言

蒸发式冷凝器研究其传热传质性能时,涉及到喷淋水表面与空气间的热质交换的形式。其传热过程的发生与水膜和空气的流动是同时进行的,管外水膜受到空气流的逆向剪切作用并向空气散发水蒸气,将热量带走,它们之间存在着动量、热量和质传递相互影响,相互耦合的关系,问题十分复杂。

周孝清等人^[1]对竖直平板上的水膜流动进行了理论研究,探讨了气液逆流条件下气流对水膜流动和最小喷淋水量的影响,以及水膜流动的形状和平均厚度受喷淋水量和空气流速的影响。师晋生^[2]等人对竖直圆管内壁上过冷下降液膜与逆向上升空气的流动与换热提出了一种简单的分析模型。叶学民^[3]建立了同向或反向气流作用下的层流饱和蒸发液膜流动和传热特性的物理模型。X.lli等人^[4]就气液同向时,对水平管间液膜的流动形式进行了研究。可见,液膜的流动换热已成为传热传质科学中一个重要的研究方向。本文结合蒸发式冷凝器实际应用的重要性,对水膜在换热盘管间的流动分布影响因素和整个传热传质过程温度的变化进行了实验研究。

4.2 水膜分布影响因素的研究

4.2.1 喷嘴对水膜分布的影响

喷嘴是蒸发式冷凝器的一个重要部件,用来将循环冷却水均匀的喷淋在换热盘管外表面形成一层薄水膜,水膜吸收管内制冷工质的冷凝热蒸发成水蒸气,被逆流的空气吸收而排出。而在喷水室中,通过喷嘴将喷淋水雾化成小水滴,空气和水发生热质交换。可见,蒸发式冷凝器中喷淋水的作用不同,其喷嘴的选用也不同。蒸发式冷凝器的喷嘴不需要雾化,只需喷嘴喷淋均匀,喷淋密度适当,不易为水中杂质堵塞,便于维护管理即可。

4.2.1.1 实验喷嘴的选用

喷嘴的种类很多,如有压力喷嘴、旋转喷嘴、气动喷嘴、振动喷嘴等等。本实验用来比较的共有三种喷嘴(见图4-1),分别为喷嘴A、喷嘴B、喷嘴C,喷嘴结构如图4-2所示。喷嘴A是用弹簧式不锈钢夹固定在布水管上,容易安装拆卸,可对喷头的喷射方向进行调整,采用玻璃纤维或碳纤维增强聚丙烯两种不同的材料压制而成,其喷射角仅有 $45^{\circ} \sim 50^{\circ}$ 。喷嘴B采用ABS塑料压制而成,采用扣式橡胶环管与布水管连接,喷射角为 360° 。喷嘴C也是采用ABS塑料压制而成,

它用丝扣拧在布水管上，其颈部伸入布水管内，喷射角为 $150^{\circ} \sim 180^{\circ}$ 。

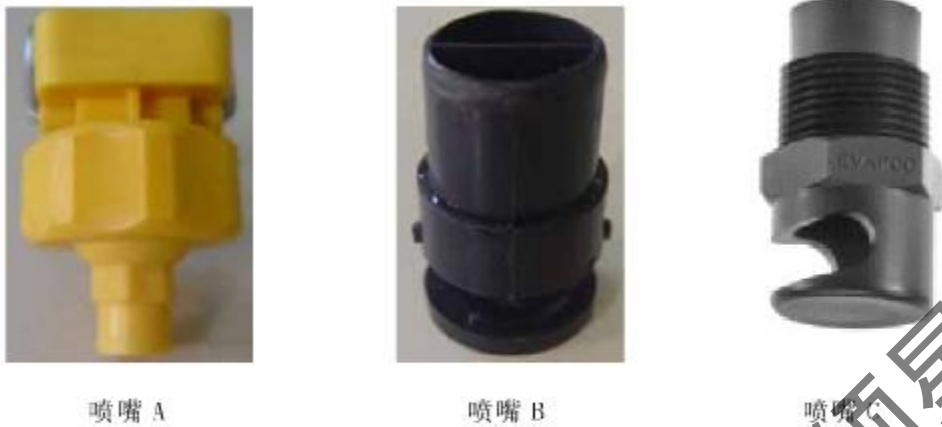


图 4-1 实验喷嘴实物图

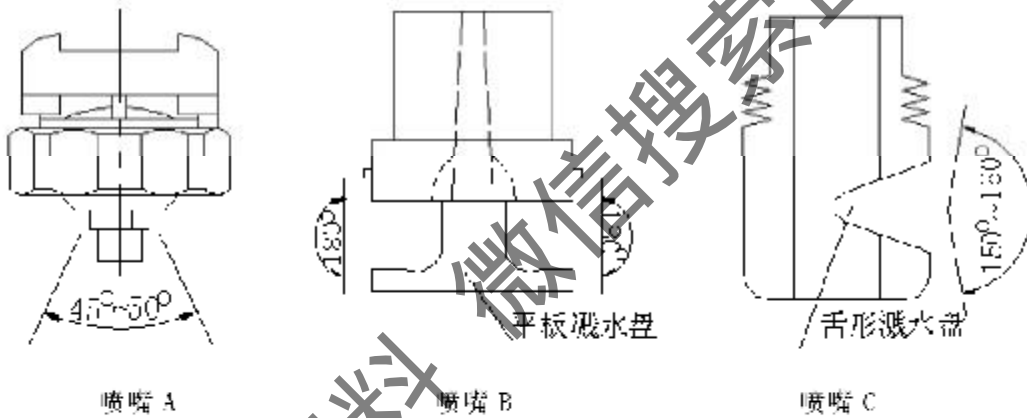


图 4-2 实验喷嘴结构图

4.2.1.2 喷嘴布水效果

实验中，选取迎面风速 $u_f = 3.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ，单个喷嘴流量为 $0.65 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 进行喷水实验。循环冷却水经过布水管在不同喷嘴的作用下，喷淋到蒸发式冷凝器换热盘管的第二、三排管上，其布水方式如图 4-3、图 4-4 和图 4-5 所示。

从图 4-3 可知，喷嘴 A 喷出的循环冷却水在逆向流动空气的作用下，以无数多的小液滴分布在管表面，显得零散无法控制，而且水滴不易均匀沉降，水膜不均匀，水流成条带状流下。另外，由于是小液滴，同时液滴速度较快，喷射到管表面后容易发生溅射，不能很好的包裹住整个管表面，管子表面润湿不够，而第一、二排管的管内制冷剂处于较高的温度，就会在传热管局部引起循环冷却水的高度浓缩，加速管表面结垢，覆盖住传热表面，从而降低传热系数。为了缓解此种情况，必须加大喷嘴的设计流量，但流量增大，空气通过喷嘴的压降增大，



图 4-3 喷嘴 A 布水效果



图 4-4 喷嘴 B 布水效果



图 4-5 喷嘴 C 布水效果

风机功耗增大，不利于蒸发式冷凝器节能。

从图 4-4 可知，喷嘴 B 以 360° 的喷射角将循环冷却水以薄膜状均匀地喷洒在换热盘管表面，水膜平滑地与管表面接触，迅速包裹住传热管表面，同时在管表面形成一层较薄的水膜。在逆向流动的空气作用下，水膜不仅没有为之撕裂，而且还在空气流的阻力下，减少了水流在管表面的冲击力，减少了溅射产生的不必要损失。

从图 4-5 可以看出，喷嘴 C 喷出的水流亦能较好地在管表面形成一层薄薄的

水膜，同时不会产生溅射现象，但是其喷射角较小，喷淋面积小，相同喷淋量下，其以较厚的水膜分布于传热管表面，不利于管表面的传热传质。另外，同喷嘴 B 相比较，一定面积的喷淋盘管表面，需要分布较多的喷嘴，这样会增加空气流通过喷嘴的压降，造成风机负荷的增加。

从对 A、B、C 三种喷嘴分析可知，从布水性能上考虑，喷嘴 B 优于喷嘴 C，喷嘴 C 优于喷嘴 A。对喷嘴 B 进行结构分析可知，其结构较为简单，主要部分为下部的平板溅水盘，但由于长期受到循环冷却水的冲击会造成平板溅水盘根部的断裂，此时喷嘴的效果大大受到影响，造成换热盘管某些区域出现干斑，大大降低蒸发式冷凝器的换热效果。而喷嘴 C 结构上是对喷嘴 B 平板溅水盘的强度改进，改为舌形溅水盘，但是减小了其喷射角。

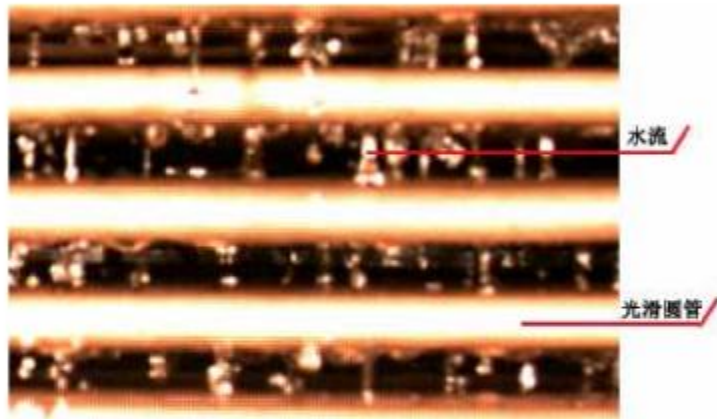
4.2.2 管型对水膜分布的影响

蒸发式冷凝器中提高空气流与循环冷却水的热质交换面，可以强化蒸发式冷凝器的传热效果。蒸发式冷凝器中热质交换面的形成和喷水室是不同的。喷水室进行热质交换的是经过喷嘴雾化后的小水滴和空气的接触面，而蒸发式冷凝器热湿交换面为空气与水膜及水膜和管外壁的接触面积（见图 2-5），由于水珠飞溅及水膜的波动，导致空气与水膜的接触面与盘管外表面积不同，但它们之间的比例数基本不变。可见，蒸发式冷凝器的管外热质交换面即水膜分布在满足一定的喷淋水量情况下，主要与盘管的结构和形状有关。

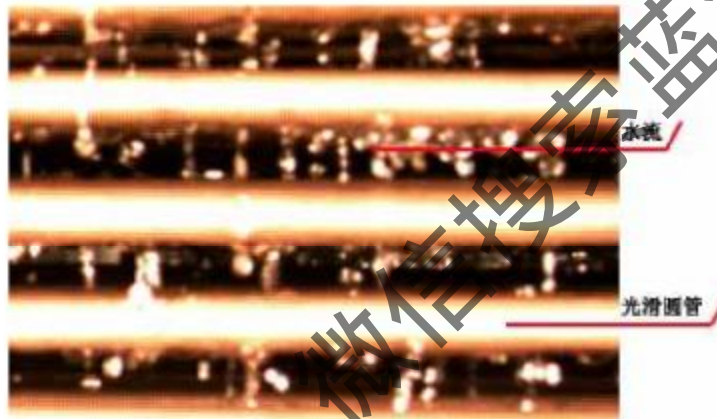
水膜在水平管束间由上而下流动时，在不同的流量下会出现不同的流动形态，如滴状流、柱状流和片状流，空气和水膜间热质交换面的大小也有所不同：片状流 > 柱状流 > 滴状流。热质交换面越大，其传热传质特性也较好。在有空气流逆向掠过水膜时，水膜在剪切力的作用下，界面上的流动形态一定程度上发生了改变，进而改变了传热传质特性。

实验中，采用每秒 1 万幅的柯达彩色数码高速摄像仪对光滑圆管和扭曲管管间流体流动状态进行了可视化比较研究。在喷淋水量为 $11.7\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ，迎面风速为 $3.0\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的操作条件下，将摄像仪调节到每秒 500 幅，拍摄得到 1s 内管间水膜的连续流动形式。图 4-6 给出了水流在光滑圆管间 1 秒内第 0.12s、0.30s、0.48s 这三个不同时刻的流动分布照片，对应的高速摄像仪中存储的照片，分别是第 60 张、150 张、240 张照片。图 4-7 给出了水流在扭曲管间 1 秒内第 0.82s、0.84s、0.86s 这三个不同时刻的流动分布照片，对应的高速摄像仪中存储的照片，分别是第 410 张、420 张、430 张照片。

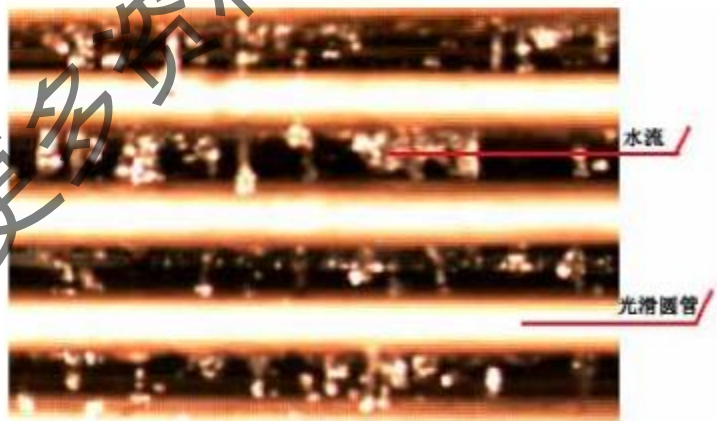
从图 4-6 可知，水流在光滑圆管间的分布较为零乱，显得无法控制，多为分散的滴状流，且水滴大小不均；从图 4-7 可知，水膜在扭曲管管间的分布变得均匀可控制，水滴在扭曲管的凹凸曲面和逆流而行的空气流的共同作用下，不断在



a) 第 0.12s 拍摄得到的第 60 张照片



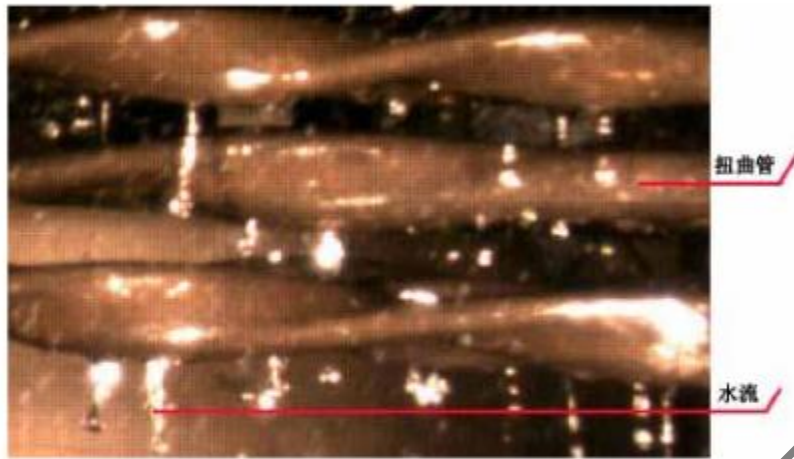
b) 第 0.30s 拍摄得到的第 150 张照片



c) 第 0.48s 拍摄得到的第 240 张照片

图 4-6 光滑圆管管间的水膜流动分布

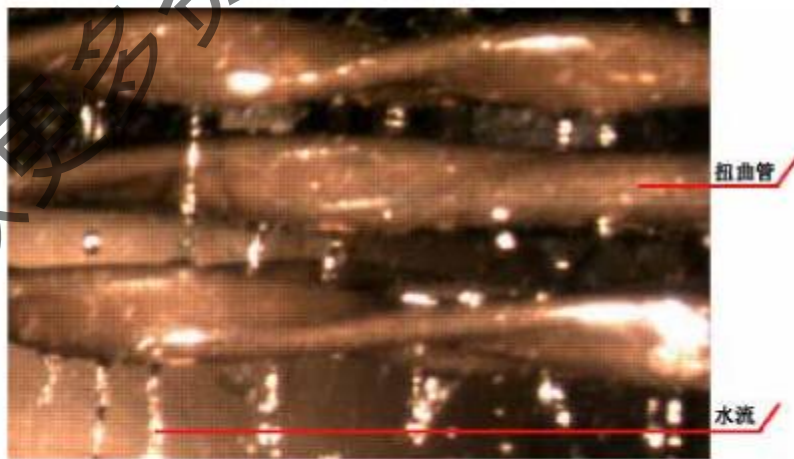
获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



a) 第 0.82s 拍摄得到的第 410 张照片



b) 第 0.84s 拍摄得到的第 420 张照片



c) 第 0.86s 拍摄得到的第 430 张照片

图 4-7 扭曲管管间的水膜流动分布

管表面滚动更新，产生良好的薄层蒸发和强化传热效果；相比之下，水膜在扭曲管上受到更佳的面切割和摩擦作用，促使水流流过管表面后，在管间形成更多更小的水柱流或水膜流，进而增大空气流与水流的接触面积和时间，强化过程的传热和传质。

管子表面的水膜在表面张力、重力、剪切力、惯性力和粘滞力等作用力下，会在管子底部形成不同的积聚形态，图 4-8 和图 4-9 分别给出了光滑圆管和扭曲管的水膜管底分布形态。

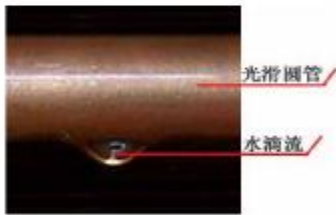


图 4-8 光滑圆管管底水膜形式

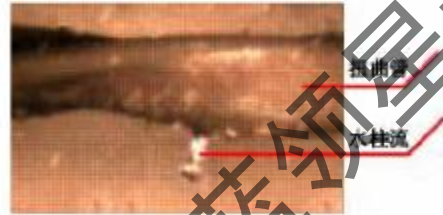


图 4-9 扭曲管管底水膜形式

从图 4-8 可知，在光滑圆管底部滞留有较大水滴，由于受到表面张力、重力和剪切力等力的作用，圆管底部的水滴将会不停的滑动，直到水滴达到力不平衡点后会脱落于管表面，而且该滞留层的厚度较厚，严重的影响了管内外的传热传质。

从图 4-9 可知，在扭曲管底部滞留的为水柱流，在管外空气流和管内制冷工质共同的热质交换作用下，该水柱将会立刻受力不均而发生脱落，实现管底水柱流的更快更新，而不会象光管那样在管子底部不停的交替滑动，这样降低了管底的水膜热阻，实现管表面水膜的均匀分布，有利于蒸发式冷凝器的管内外热质交换。

综上所述，改变管子的管型即采用扭曲管同光滑圆管比较，它能实现管表面和管间更好的水膜分布形式，进而增大热质交换面积，促进管表面水膜的蒸发，迅速带走管内制冷工质的冷凝热，强化蒸发式冷凝器的传热效果。

4.2.3 管表面性质对水膜分布的影响

从上分析可知，通过改变管的几何结构，可在一定程度上改善水膜在管壁和管间的分布形式。下面将分析管表面改性即改变管表面的物理化学性质对管表面水膜分布产生的影响。

采用华南理工大学传热强化与过程节能教育部重点实验室朱冬生教授的专利技术“^[1]对光滑铜管外表面进行了表面亲水改性，以降低铜管表面和水膜间的固液表面自由能差，也就是减小表面张力。表面张力是作用于单位长度上的力，可以看作是单位面积的表面自由能。其产生的原因是界面相内质点受力不均匀造成

的，有使表面缩小的趋势，即表面张力是一种收缩力。改性后的铜管表面水膜分布和未处理的铜管进行可视化分析比较，如图 4-10 和图 4-11 所示。



图 4-10 未处理铜管水膜分布

图 4-11 表面改性铜管水膜分布

从图 4-10 可知，水膜在管表面的分布极其不均，在表面张力的作用下，发生不同程度的收缩，有些区域水膜较厚，有些区域水膜成柱状流下，甚至有些区域基本没有水膜而出现“干斑”现象，这样对蒸发式冷凝器换热盘管的热质交换是非常不利的。

从图 4-11 不难发现，对于表面改性处理后的铜管，水膜在其表面的分布变得均匀而且分布面积加大，进而水膜变薄，呈片状流下，这对于蒸发式冷凝器换热盘管表面的薄膜蒸发换热是极为有利的。分析其原因，铜管表面和水膜间的表面张力下降，水膜自身的收缩力减弱，水膜在管壁面上铺展能力增加，更易成膜；铜管表面改性分子在管壁与水膜界面上的定向致密排列和热运动产生的表面张力，其方向刚好与促使表面内里收缩的表面张力和抗衡，因而使水膜表面张力显著下降，从而使水膜在管壁表面的厚度变薄。

可见，通过对铜管表面的改性，可以改变水膜在管表面的分布形式。

4.3 水膜温度分布研究

蒸发式冷凝器主要是利用了水的蒸发潜热来实现高效率的管内外热交换。管壁水膜与管内制冷工质的热交换的推动力是管内工质和管外水膜的温度差，水膜温度越低，换热效果较好；而管外水膜的温度对水膜蒸发会有一定的影响，温度差利于促进水膜的蒸发。可见，水膜的温度分布对整个换热过程产生一定的影响。

4.3.1 水膜温度的稳定过程

风机风量固定于 $7355\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ，喷淋水量固定于 $11.7\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ，开启蒸发式冷凝器制冷系统的压缩机，观察水盘中循环冷却水温度达到稳定的过程，其结果如图 4-12 所示。

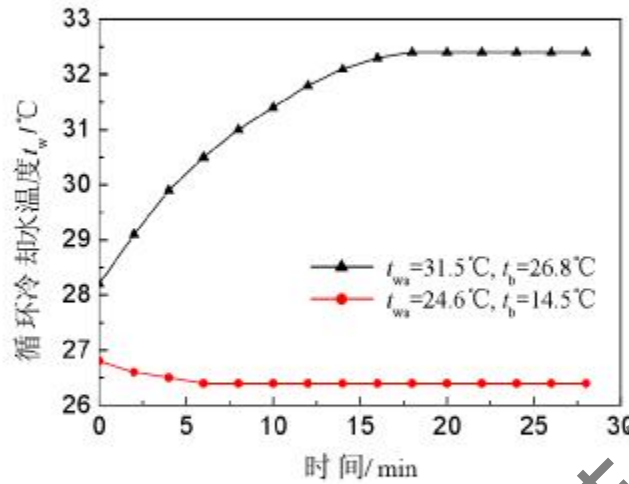


图 4-12 循环冷却水温度和时间关系

从图 4-12 可知，循环冷却水的温度在湿球温度为 26.8°C 时，其变化趋势是逐渐升高而后趋于稳定，达到稳定的时间为 18min ，温度和循环冷却水补水温度相比升高了 4.2°C ；在湿球温度为 14.5°C 时，其变化趋势是逐渐下降而后趋于稳定，达到稳定的时间为 6min ，温度和循环冷却水补水温度相比反而降低了 0.4°C 。从图不难发现，循环冷却水达到稳定是需要一段时间的，需要的时间主要受空气的湿球温度影响，而循环冷却水的温度可能升高，也可能降低。但是，可以肯定的一点就是，循环冷却水最终会达到一个温度的平衡点。

4.3.2 风量对水膜温度的影响

喷淋水量固定于 $11.7\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ，开启蒸发式冷凝器制冷系统的压缩机，调节风机风量，观察水槽中循环冷却水温度达到稳定的过程，其结果如图 4-13 所示。

从图 4-13 可知，随着风量的增大，循环水温是降低的，而且降低趋势逐渐减小。原因在于风量的增加，促进了水膜和空气的热质交换的剧烈程度，空气和水的热质交换趋于饱和。另外，从图中还可以看出，在相同的风量下，不同的湿球温度会影响循环水温，进而对蒸发式冷凝器的整体换热性能产生影响。从此图，再次说明了循环冷却水的温度可能高于，可能等于，也可能小于循环冷却水的补水温度。

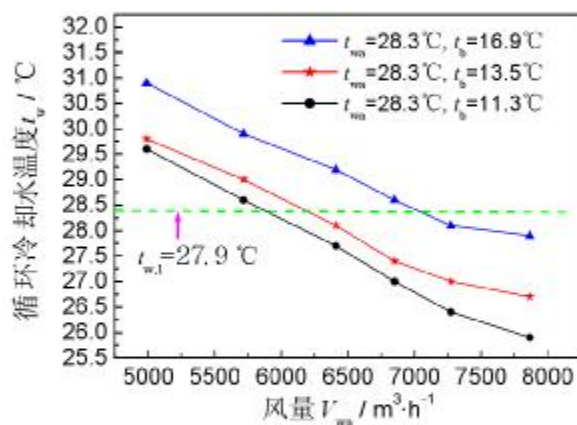


图 4-13 循环冷却水温度和风量的关系

4.3.3 喷淋水量对水膜温度的影响

风机风量固定于 $7355 \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ，空气干球温度为 21.0°C ，湿球温度为 23.2°C ，开启蒸发式冷凝器制冷系统的压缩机，观察水槽中循环冷却水温度随喷淋水量变化的关系，其结果如图 4-14 所示。

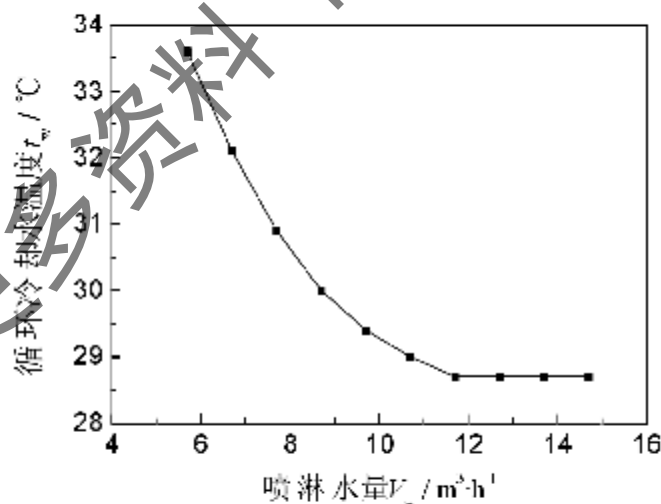


图 4-14 循环冷却水温度和喷淋水量的关系

从图 4-14 可知，随着喷淋水量的增加，循环冷却水温度逐渐减少至趋于不变。分析原因在于，喷淋水量达到 $11.7 \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 时，喷淋水方可把换热盘管的表面

全部润湿，空气和水的对流传热传质达到较好的稳定状态，此时不需要较高的喷淋水温促进蒸发，故温度逐渐变得趋于稳定，不再随水量的增加而改变。

4.3.4 水膜温度的纵向分布

从上分析可知，在任何操作条件下，蒸发式冷凝器制冷系统运行稳定后，水盘中的循环冷却水的温度都能稳定于某一数值。现在我们来看看稳定后循环冷却水在蒸发式冷凝器中整个喷淋过程中沿着高度方向的温度变化过程，实验中在蒸发式冷凝器的纵向高度上安排了9个测温点，分别测量喷嘴出口至盘管顶部、盘管间及盘管至蒸发式冷凝器水盘间的水膜温度。保持喷淋水量为 $11.7\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ ，风量为 $7355\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ ，实验结果如图4-15所示。

从图4-15可知，管外循环冷却水的变化过程基本上是一个呈峰值的曲线，循环冷却水从喷嘴喷出后，在逆流的空气流的作用下温度略微有所下降，而后在换热盘管间剧增，达到某个峰值后开始略微下降，一旦到循环冷却水离开了换热盘管后，其温度才出现大幅度的回降。从图中还可以看出管外循环冷却水的升温所需要的高度远远小于其降温所需要的高度，这是因为其升温过程是在管内制冷工质温度较高的蒸发式冷凝器高度上发生的，传热温差大，而此时管外空气的焓值和相对湿度都较高，水膜难以蒸发，水膜热量难以传递给空气，此阶段以显热交换为主，所以循环水温上升很快。从图4-15中，可以总结出蒸发式冷凝器的传热过程由水膜吸热和蒸发两种方式组成，沿着水膜的流动方向，从上向下，水膜的吸热作用由大变小，蒸发的作用由小变大。

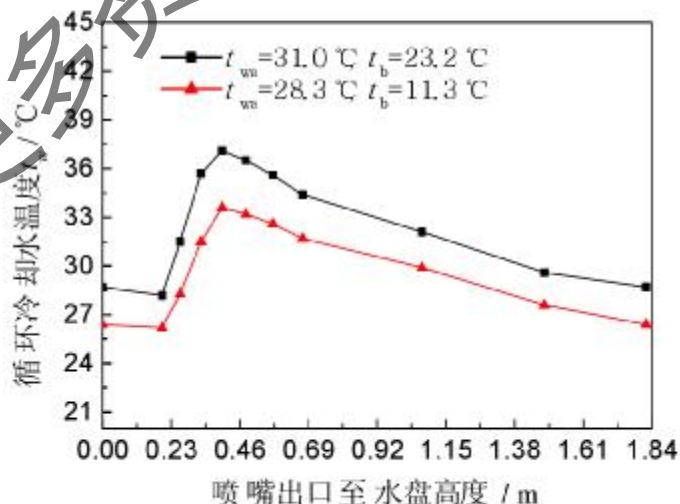


图4-15 循环冷却水温度和高度的关系

4.4 本章小结

1. 对水膜分布的影响因素如喷嘴、管型和管表面性质进行了可视化比较实验研究, 结果表明 360° 大流量防堵喷嘴 B、扭曲管和管表面亲水涂层处理, 均能促使在换热盘管表面形成薄层水膜, 实现水膜的均匀分布, 以达到提高管外热质交换效率的目的, 进而提高蒸发式冷凝器的整体换热性能。

2. 对水膜温度分布的影响因素如时间、风量、水量和高度等进行了实验测试研究, 结果表明蒸发式冷凝器中的换热过程主要是由循环冷却水的显热换热和蒸发换热交替起控制作用构成, 有一个最佳喷淋水量, 在稳定操作条件下运行一段时间后水盘中的水温能保持较好的恒定。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第五章 蒸发式冷凝器性能实验研究

5.1 前言

蒸发式冷凝器管内流动着制冷剂，管表面为薄层水膜覆盖，管外层流动着冷却空气，它包括了传质换热和对流换热两部分，是个兼有热质交换的复杂过程，计算方法较为繁复。从第二章可知国内外不少学者对此进行了不少理论和实验研究，但提供的传热传质公式计算结果彼此相差较远。刘宪英等^[1]利用空冷式换热器加上喷水装置的机组进行实验研究，但实验范围很小，只能说是利用喷水来提高空冷换热器性能，其结果虽然对蒸发式冷凝器设计有一定参考作用，但是不能直接用来设计蒸发式冷凝器。王少为等^[2]建立了测试蒸发式冷凝器冷水机组性能的实验台，研究了对蒸发式冷凝器热质交换影响的各种因素，但未能从本质上总结出传热系数、喷水量等计算方法，不足以为工程设计参考选用。

为了深入探讨蒸发式冷凝器结构、进口空气的湿球温度、风量和喷淋水量等因素对蒸发式冷凝器传热和制冷性能的影响，并得出一些规律性的结论，为设计高效节能的蒸发式冷凝器提供科学依据，使这一节能设备获得广泛使用，本文在第三章实验台建设的基础上，对蒸发式冷凝器制冷系统进行了相关的测试实验研究。

5.2 实验过程

本实验台是一套单级压缩蒸发式冷凝器制冷循环系统，既可对整体机组进行性能实验，又可单独对每个关键部件如蒸发式冷凝器进行测试。对系统进行调节的参数主要是水量和风量，以及对结构进行改进。由于无法对室外环境即蒸发式冷凝器进风参数进行控制，我们通过延长实验周期的方法，采集众多数据以寻求相同的运行工况进行比较分析，整个实验周期达3个月。下面简要说明不同的性能影响实验的操作规范和注意事项。

5.2.1 喷淋水量影响的实验

1. 开始实验，开启蒸发式冷凝器制冷机组；

具体参见第三章实验基本步骤部分。

2. 调节风机变频器频率；

通过风机变频器的频率调节实验风量为 $7912\text{m}^3/\text{h}$ 、 $7355\text{m}^3/\text{h}$ 和 $6798\text{m}^3/\text{h}$ ，在实验过程中保持风量固定在这三个数值中的任一数值。

3. 调节水泵变频器频率；

通过调节水泵变频器的频率实现蒸发式冷凝器喷淋水量的调节，水量的调节范围为 $5.7 \sim 14.7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ，从小到大进行调节，每次调节 $1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ，共调节 10 次。

注意第一次将水量调节到最小 $5.7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 时，系统达到稳定运行的时间较长，需 30 分钟左右，主要是通过观察蒸发式冷凝器制冷剂入口压力和温度是否达到稳定来确定。稳定后，方可存储和记录实验数据。依次增加水量，每次达到稳定运行时间为 15 分钟左右。

4. 完成实验，关闭蒸发式冷凝器制冷系统。

具体参见第三章实验基本步骤部分。

5.2.2 风量影响的实验

1. 开始实验，开启蒸发式冷凝器制冷机组；

具体参见第三章实验基本步骤部分。

2. 调节水泵变频器频率；

通过调节水泵变频器的频率，将喷淋水量调节到 $5.7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 、 $9.7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 或 $11.7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ，在实验过程中保持其喷淋水量固定在这三个数值中的任一数值。

3. 调节风机变频器频率；

通过风机变频器的调节实现运行风量的调节，变频器的调节范围为 $0 \text{ Hz} \sim 60 \text{ Hz}$ ，从小到大进行调节。

注意第一次将风量调节到某一值时，整个制冷系统达到稳定运行的时间较长，需 30 分钟左右，稳定后，方可存储和记录实验数据。依次增大频率值，每次达到稳定运行时间为 15 分钟左右。

4. 完成实验，关闭蒸发式冷凝器制冷系统。

具体参见第三章实验基本步骤部分。

5.3 实验数据处理计算

对于实验数据的处理分析，主要从各参数对传热性能和系统制冷性能进行处理计算。本文采用了 Visual Basic 语言进行有关计算程序的编写，其程序源代码具体请参见附录 1。

5.3.1 空气参数计算

具体参见第二章空气热力计算部分，空气的物性参数见文献[83]。

5.3.2 制冷量 Q_0 的计算

蒸发式冷凝器制冷系统制冷量 Q_0 ，即板式蒸发器换热量，根据冷冻水侧冷冻水的温度变化来测定，具体的计算公式为：

$$Q_0 = m_{w0} c_{p,w0} \Delta t_{w0} = \rho_{w0} V_{w0} c_{p,w0} (t_{w0,1} - t_{w0,2}) \quad (5-1)$$

式中水的定压比热和密度的值通过定性温度 $t = \frac{t_{w0,1} + t_{w0,2}}{2}$ ，查文献183 内水的物理性质表用内插法可以得到。

5.3.3 冷凝热负荷 Q_c 的计算

根据系统能量守恒定律，可以认为蒸发式冷凝器的排热量即热负荷 Q_c 等于制冷量 Q_0 加上压缩机所耗功率 P_c ，即

$$Q_c = Q_0 + P_c \quad (5-2)$$

5.3.4 冷凝器总传热系数 K 和热流密度 q_c 的计算

进入蒸发式冷凝器的制冷剂为过热蒸气，在冷凝器中它由过热蒸气依次变化为饱和蒸气和饱和液体，因此，在冷凝器中制冷剂换热并不是定值。但实测结果表明，过热和过冷区占总的换热量较小，一般只有5%~7%，为了简化计算，近似把冷凝器的全过程作为冷凝中的饱和状态，即制冷剂的温度等于冷凝温度 t_k 。

由测试结果得到的 Q_c 可以很方便地求出 K 值和 q_c 值：

$$K = \frac{Q_c}{F_0 (t_k - t_{w0,2})} \quad (5-4)$$

$$q_c = \frac{Q_c}{F_0} \quad (5-5)$$

t_k 根据压缩机排气压力 p_H ，由R22饱和蒸气表用内插法求取。

5.3.5 管外水膜传热系数 α_w 和空气对流传热系数 α_a 的计算

若考虑从制冷剂到水膜的传热，则传热量可表示成：

$$Q_c = K_0 F_0 (t_k - t_w) \quad (5-6)$$

如将蒸发式冷凝器管外流动空气和水膜的热质交换过程看作一个相当的显热交换过程，则

$$Q_0 = \alpha_w (t_w - t_m) F_0 = \frac{A \alpha_{wa} (h'_w - h_m)}{c_{p,w0}} F_w \quad (5-7)$$

式中:

A —与水膜温度有关的系数, 具体见表 5-1;

F_w —水膜与空气间的接触面积, m^2 , $F_w = f_w F_o$, $f_w = 1.3 \sim 1.5$, 本文取 f_w 为 1.4。

表 5-1 式(5-7)中 A 值

$t_w, ^\circ C$	10	15	20	25	30	35
A	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94

由式(5-7)可知, 空气显热传热系数 α_{wa} 的计算公式为:

$$\alpha_{wa} = \frac{\alpha_j c_{p,wa} (t_w - t_m)}{A f_w (h'_w - h_w)} \quad (5-8)$$

由于制冷剂采用 R22 忽略管内油膜热阻; 由于管壁很薄为 0.0005m, 且紫铜管的导热系数高达 $395 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$, 故忽略管壁热阻; 由于是新机组, 故忽略水垢热阻, 于是 K_o 的计算式为:

$$K_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k F_o} + \frac{1}{\alpha_k F_i} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad (5-9)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k F_o} + \frac{1}{\alpha_w} + \frac{1}{\alpha_j}} \quad (5-10)$$

制冷剂氟利昂 R22 蒸汽在蒸发式冷凝器管内冷凝的传热系数 α_k 的计算选用式(2-49), 即:

$$\alpha_k = 0.683 r_s^{1/4} C_m (t_k - t_w)^{1/4} d_s^{1/4} \quad (2-49)$$

综合式(5-6)、式(5-9)和式(2-49)可求得管外壁与水膜间的传热系数 α_w , 再使用式(2-1)、式(5-4)、式(5-8)和式(5-10)可求得冷却水膜和流动空气间的传热系数 α_{wa} 。

5.3.6 传质系数 α_m 的计算

α_m 为水膜与空气间的质交换系数, 可以按照刘易斯公式进行简化计算, 即:

$$\alpha_m = \frac{\alpha_w}{c_{p,wa}} \quad (5-11)$$

5.3.7 能效比 $EFER$ 的计算

由于蒸发式冷凝器中风机和水泵需要消耗能量, 为此, 我们将能效比 $EFER$ 定义为:

$$EER = \frac{Q_0}{P_c - P_p + P_1} \quad (5-12)$$

式中 P_c 、 P_p 、 P_1 均由实测得到。

5.4 实验结果与分析

5.4.1 喷淋密度的影响

通过对实验数据的筛选,我们选择在进风湿球温度为 18.8°C ,风量分别固定在 $7912\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 、 $7355\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 和 $6798\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$,相应的迎面风速为 $3.24\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 、 $3.01\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 和 $2.77\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,分别由小至大逐渐增大喷淋水量的实验数据进行分析研究。

如果使用喷淋密度 Γ (传热管单侧单位管长的喷淋水量)这一概念,喷淋水量 V_w 和喷淋密度 Γ 之间的计算公式为:

$$\Gamma = \frac{\rho_w V_w}{4n_1 L_1} \quad (5-13)$$

实验条件下的喷淋水量 V_w 和喷淋密度 Γ 转换结果如表 5-2 所示。

表 5-2 V_w 和 Γ 的对应关系

V_w ($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	5.7	6.7	7.7	8.7	9.7	10.7	11.7	12.7	13.7	14.7
$\Gamma \times 10^2$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$)	2.3	2.7	3.1	3.5	3.9	4.3	4.7	5.1	5.5	5.9

首先,从制冷性能的角度分析喷淋密度对制冷量 Q_0 和能效比 EER 的影响,其结果如图 5-1 和图 5-2 所示。

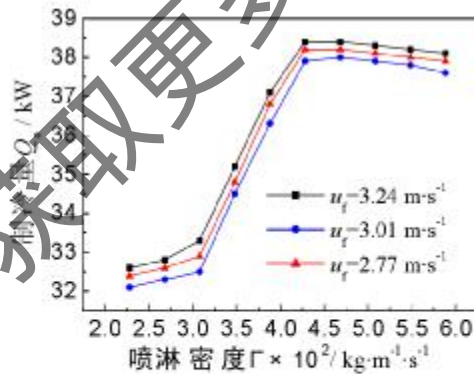


图 5-1 $Q_0 \sim \Gamma$ 的关系

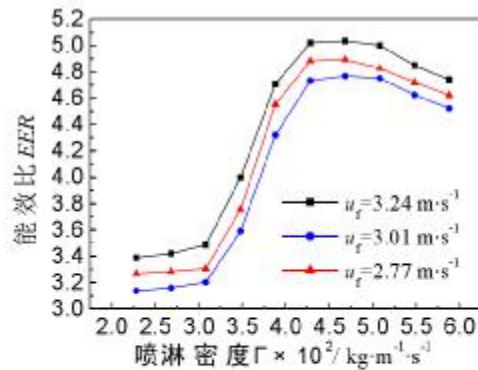


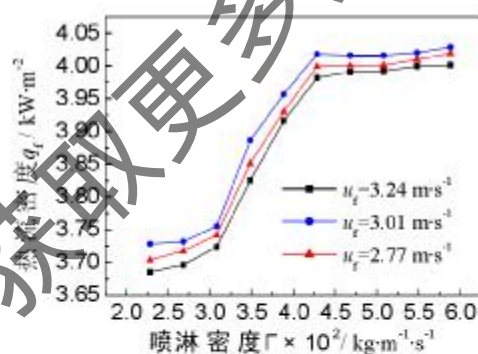
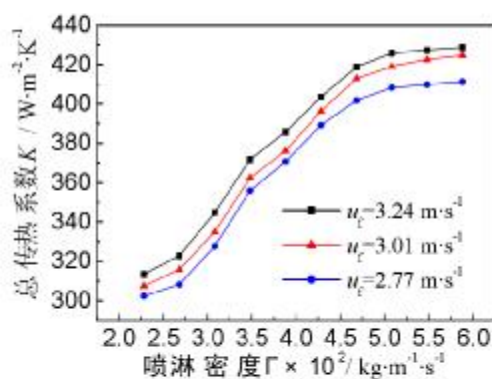
图 5-2 $EER \sim \Gamma$ 的关系

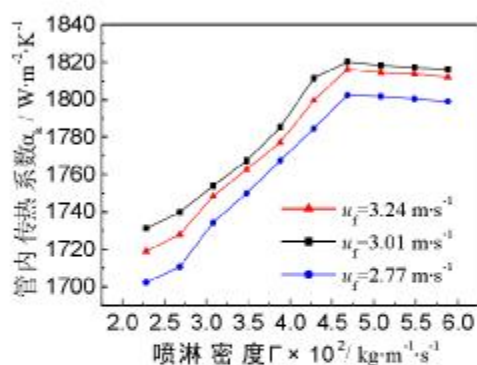
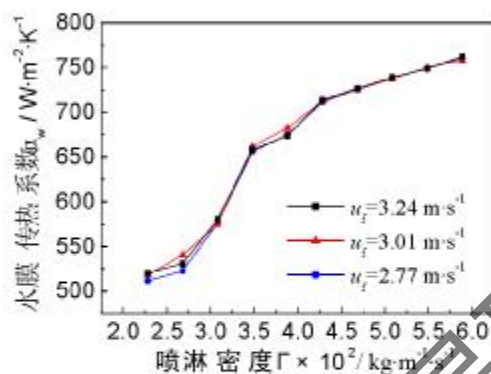
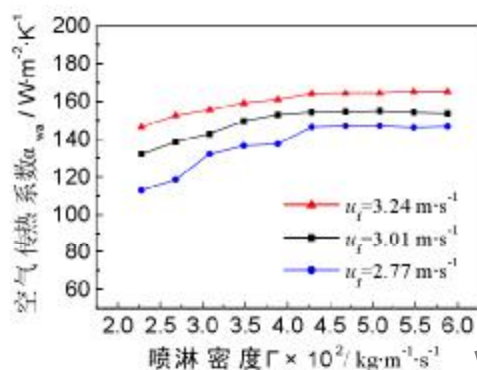
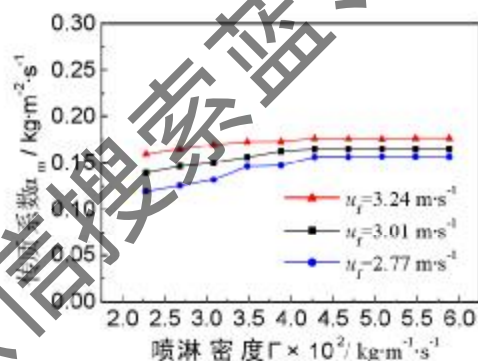
从图 5-1 可知, 制冷量 Q_0 随喷淋密度 Γ 的增大而增加, 经过喷淋密度 $0.031 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 后, 制冷量开始陡增, 但是当喷淋密度达到 $0.043 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 后, 蒸发式冷凝器制冷机组的制冷量基本保持不变, 如果再增加喷淋密度, 制冷量不再增加, 还略有下降趋势。从图 5-2 可知, 能效比随喷淋密度的增大而增加, 但是喷淋密度达到 $0.051 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 后, 其能效比开始出现了明显的下降趋势, 原因在于制冷量基本不变, 而水泵的功耗增加。可见, 对于一定结构的蒸发式冷凝器来说, 喷淋密度过少时对蒸发式冷凝器的制冷性能影响较大, 但当喷淋密度达到一定量时, 即保证整个换热过程中换热盘管外表面完全润湿即可达到最佳性能。从图中不难发现, 喷淋密度为 $0.043 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1} \sim 0.051 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 蒸发式冷凝器制冷系统的制冷性能最佳, 制冷量为 $37.9 \sim 38.3 \text{ kW}$ 。而且在迎面风速为 $3.01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 喷淋密度为 $0.047 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 制冷量达到 38.3 kW , 能效比也达到了最高 5.0 。为此, 本实验取喷淋密度的最佳值为 $0.047 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

另外, 从图 5-1 和图 5-2 还可知, 在迎面风速不同的情况下, 制冷量随喷淋密度的变化趋势是相同的, 可知喷淋密度的最佳值基本不受风量的影响, 不存在最佳气液比的问题, 该最小喷淋密度是固定的。从图中还可知, 迎面风速为 $3.01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 制冷量和能效比优于迎面风速为 $3.24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 和 $2.77 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的情况。

那么保证充分润湿蒸发式冷凝器换热盘管的最小喷淋密度为 $0.043 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, 安全起见, 实验选取喷淋密度为 $0.047 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 。值得说明的是, 蒸发式冷凝器的最小喷淋密度不仅与换热盘管结构和形状有关, 还和喷淋水的布水系统如喷嘴有很大关系。

蒸发式冷凝器作为一种换热设备, 有必要从传热传质角度来考虑喷淋密度对其性能的影响, 结果如图 5-3~图 5-8 所示。


 图 5-3 $q_e \sim \Gamma$ 的关系

 图 5-4 $K \sim \Gamma$ 的关系

图 5-5 $\alpha_k \sim \Gamma$ 的关系图 5-6 $\alpha_w \sim \Gamma$ 的关系图 5-7 $\alpha_{wa} \sim \Gamma$ 的关系图 5-8 $\alpha_m \sim \Gamma$ 的关系

从图 5-3 可知, 实验范围内热流密度 $q_f = 3.68 \sim 4.03 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, 热流密度的值随喷淋密度的增加而增大, 达到最小喷淋密度后, 其值增长缓慢, 基本保持不变, 原因在于到达最小喷淋密度后, 制冷量基本保持不变, 蒸发式冷凝器运行开始进入较好状态, 压缩机功耗基本保持不变, 为此热流密度亦保持较好的稳定。从风量角度考虑, 迎面风速为 $3.01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 热流密度较迎面风速为 $3.24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 和 $2.77 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 都低, 这样有利于延缓蒸发式冷凝器换热盘管的表面结垢。

从图 5-4 可知, 实验范围内总传热系数 $K = 302 \sim 429 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, 总传热系数随喷淋密度的增加而增大, 但是到达最小喷淋密度后, 增大的幅度越来越小, 总传热系数随喷淋密度的增大较为平缓地升高。可见, 在喷淋密度小于最小喷淋密度时, 管外冷却水膜传热热阻是过程的控制热阻。但随着喷淋密度的继续增大, 喷淋密度的变化对总传热系数的影响逐渐减小。这也就再次证明了最小喷淋密度这一概念使用的必要性。从图中, 还可以看出迎面风速为 $3.01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 总传热系数数值都较大。

从图 5-5 可知, 实验范围内管内氟利昂 R22 冷凝传热膜系数

$\alpha_i=1702\sim 1816\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, 其值随喷淋密度的增大而升高, 经过最小喷淋密度后, 其升高趋势变得不明显。因为随着喷淋密度的增加, 管外存在有液膜湍动加剧导致液膜传热热阻降低和液膜厚度增加导致液膜传热热阻增加这两方面因素。液膜增厚与液膜湍动加剧交替处于主要影响因素, 可以想象管内传热膜系数随着喷淋密度的无限增大, 系统换热效率下降, 管内传热膜系数亦会出现下降趋势, 为此必须选择适当的喷淋密度, 即上面提到的最小喷淋密度。

从图 5-6 可知, 管外水膜传热系数 $\alpha_w=511\sim 762\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, 其值随喷淋密度的增大而升高, 其升高的规律性变得越来越明显。其原因在于随着喷淋密度不断增大, 水温逐渐趋于稳定, 使得水膜传热系数的影响因素由水温和喷淋密度共同控制变为只受喷淋密度的影响。从图中还可以看出, 管外水膜传热系数的值基本不受迎面风速的影响。

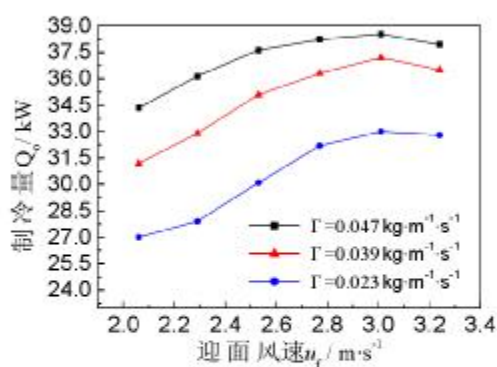
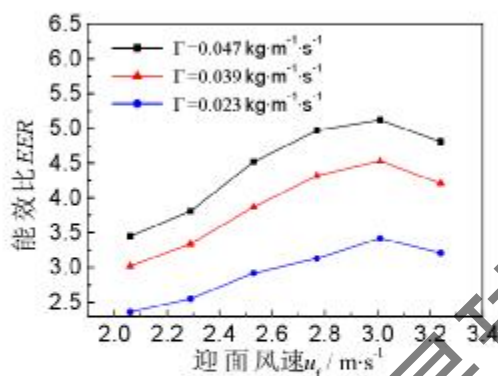
从图 5-7 和 5-8 可知, 在实验范围内测得不同喷淋密度下的空气传热系数和传质系数分别为 $\alpha_{a_i}=113\sim 165\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ 和 $\alpha_{a_m}=0.12\sim 0.177\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 。从图中可见, 管外空气传热系数和传质系数受喷淋密度的影响较小, 当喷淋密度达到最小喷淋密度以后, 其值趋于不变。

从图 5-1~图 5-8 可见, 迎面风速对蒸发式冷凝器的传热和其制冷机组的制冷性能都有一定的影响, 特别是对于空气侧对流传热传质系数起到较大的决定性作用, 因此有必要单独从迎面风速的控制对其性能的影响进行研究。另外, 对比管内外各传热系数值, 可知过程的控制热阻主要是空气传热传质热阻和水膜传热热阻, 为此强化蒸发式冷凝器传热传质时应着重于管外表面处理(包括管型的改变和表面涂层的使用)、喷淋密度和迎面风速的控制。

5.4.2 迎面风速的影响

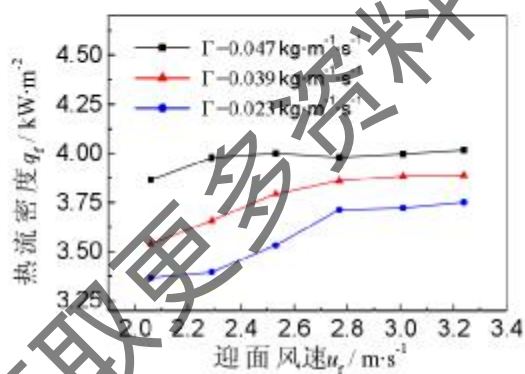
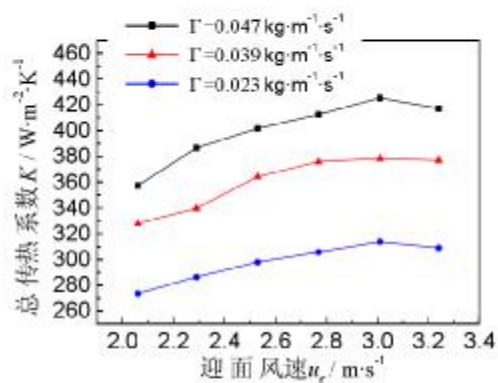
迎面风速是影响蒸发式冷凝器传热传质的主要因素之一, 进而对蒸发式冷凝器的传热和制冷性能产生影响。实验中, 分别固定喷淋水量为: $11.7\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 、 $9.7\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 和 $5.7\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$, 即固定喷淋密度为: $0.047\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 、 $0.039\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 和 $0.023\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 从小到大改变迎面风速即改变风量, 选取湿球温度为 18.1℃ , 比较制冷和传热性能随迎面风速的变化情况。

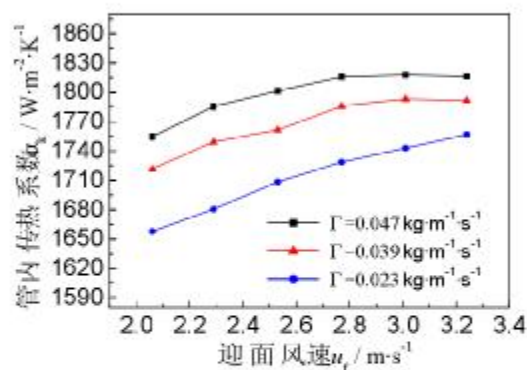
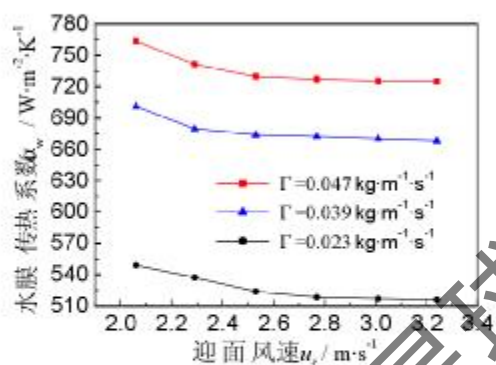
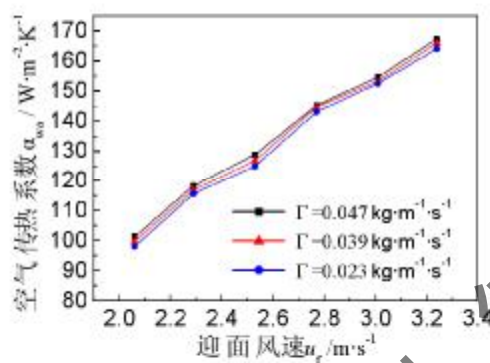
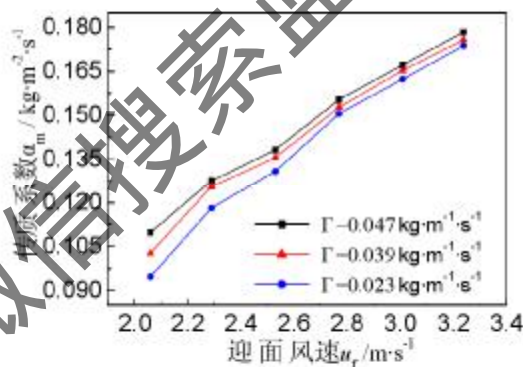
首先, 从制冷性能的角度分析风量即迎面风速对制冷量和能效比的影响, 其结果如图 5-9 和图 5-10 所示。

图 5-9 $Q_c \sim u_f$ 的关系图 5-10 $EER \sim u_f$ 的关系

从图 5-9 和图 5-10 可知, 实验范围内制冷量 $Q_c=27.0 \sim 38.5 \text{ kW}$, 能效比 $EER=2.1 \sim 5.1$ 。迎面风速从小到大, 制冷量和能效比均随迎面风速的增加而增大, 但当迎面风速达到 $2.9 \sim 3.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 后, 制冷量和能效比达到最大值后都出现了减小的趋势。可见, 蒸发式冷凝器性能在一定风速 $2.9 \sim 3.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时达到最佳。其原因主要是受空气在热湿交换面上的传热传质冲刷程度和交换时间的共同影响因素决定的。

图 5-11~图 5-16 给出了迎面风速对蒸发式冷凝器过程传热传质影响的实验研究分析结果。

图 5-11 $q_f \sim u_f$ 的关系图 5-12 $K \sim u_f$ 的关系


 图 5-13 $\alpha_k \sim u_f$ 的关系

 图 5-14 $\alpha_w \sim u_f$ 的关系

 图 5-15 $\alpha_{wa} \sim u_f$ 的关系

 图 5-16 $\alpha_m \sim u_f$ 的关系

从图 5-11 可知, 实验范围内热流密度 $q_f = 3.37 \sim 4.02 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$, 其变化趋势随着迎面风速的增加而增大, 而在 $2.9 \sim 3.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 热流密度达到最大值而趋于恒定。可见, 蒸发式冷凝器的最佳迎面风速为 $2.9 \sim 3.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, 此时蒸发式冷凝器换热性能达到最佳。

从图 5-12 可知, 实验范围内总传热系数 $K = 273 \sim 425 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, 其变化趋势亦随迎面风速的增加而增大, 但当风速为 $2.9 \sim 3.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 总传热系数达到一峰值后开始趋于恒定值, 但稍有下降。分析原因为: 迎面风速过大, 使得空气与管外表面水膜蒸发水蒸气接触时间越短, 则又会降低空气与水膜的热湿交换程度; 但另外一方面, 由于迎面风速的增大, 增大了热湿交换面上热质传递的剧烈程度, 使传热传质系数上升, 这又促使热湿交换更加充分。正是由于这两者作用的相互矛盾, 存在最佳迎面风速使得蒸发式冷凝器的传热性能最佳, 传热系数最大。

从图 5-13 可知, 实验范围内管内传热系数 $\alpha_k = 1658 \sim 1818 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ 。管内

传热系数的变化为逐渐增大到趋于平稳,分析其原因在于管内传热系数主要受冷凝压力的影响,随着迎面风速的增加,冷凝压力不断下降,管内冷凝传热膜系数增大,迎面风速增加到 $2.9 \sim 3.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,蒸发式冷凝器性能达到较好状态,冷凝压力基本不发生变化,故管内冷凝传热膜系数趋于平缓。但对于喷淋密度为 $0.023 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 的情况,管内制冷剂蒸汽冷凝传热系数均保持较好的增长趋势,说明喷淋密度过小时,风速的提高对管内冷凝传热系数是较为有利的。

从图 5-14 可知,实验范围内水膜传热系数 $\alpha_w = 516 \sim 764 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$,其变化趋势为先下降而后很快趋于平缓。原因在于当迎面风速较小时,空气流在热湿界面的热质传递不够剧烈,迫使水膜温度升高来促进空气和水的热质交换,水膜温度高其水膜传热系数大,随着迎面风速不断增加,热质交换程度变得剧烈,水膜温度开始下降,水膜传热系数开始下降,迎面风速增加到 $2.9 \sim 3.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,热质交换时间和剧烈程度达到最佳,空气和水膜热湿交换充分,水温趋于稳定,水膜传热系数变化平缓。从图中还可以看出,喷淋密度的变化对水膜传热系数的影响较大,且远远大于喷淋密度不同条件下引起水温的变化对水膜传热系数的影响。

从图 5-15 和图 5-16 可知,实验范围内测得的管外空气对流传热传质系数分别为 $\alpha_{ca} = 87 \sim 167 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 和 $\alpha_{cm} = 0.095 \sim 0.178 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 。空气的传热传质系数均随迎面风速的增大而不断增大,说明迎面风速增大,促进了空气和水膜的热质交换剧烈程度,但是迎面风速达到 $2.9 \sim 3.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,其增大趋势变小,主要是由于迎面风速增大,减小了热湿交换时间,但这种减小的趋势不是很明显。对比不同喷淋密度下的空气对流传热传质系数可发现,空气传热传质系数随喷淋密度的增加较小,当喷淋密度达到最小喷淋密度时,其增加幅度变得更为不明显。可见,空气传热传质系数主要受空气流量的影响。

从图 5-9~图 5-16 可知,对于固定结构的蒸发式冷凝器具有最佳的迎面风速范围,实验得出其范围为 $2.9 \sim 3.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。同时,在喷淋密度为 $0.047 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,其制冷和传热性能都表现得比喷淋密度为 $0.039 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 和 $0.023 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 条件下的好,这也再次证明了该喷淋密度选取为最佳喷淋密度是正确的。对比管内冷凝传热系数、管外水膜传热系数和空气传热系数,可知强化蒸发式冷凝器传热时应该尽量减少管外气膜和液膜热阻,这是主要的。

在喷淋水量影响实验中,我们选取的湿球温度是 18.8°C ,其制冷量在风量为 $7355 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,即迎面风速为 $3.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,最佳制冷量和能效比分别为 38.3 kW 和 5.0 ;而在迎面风速影响实验中,我们选取的湿球温度是 18.1°C ,其制冷量在迎面风速为 $3.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,最佳制冷量和能效比分别为 38.5 kW 和 5.1 ,可见湿球温度对蒸发式冷凝器制冷机组的性能具有较大的影响。

5.4.3 湿球温度的影响

我们选取实验中喷淋密度为 $0.047 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ ，迎面风速为 $3.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ，不同空气工况下运行的实验数据进行研究分析，最后选取湿球温度的范围为 $14.7 \sim 25.7^\circ\text{C}$ ，其结果如图 5-17~图 5-20 所示。

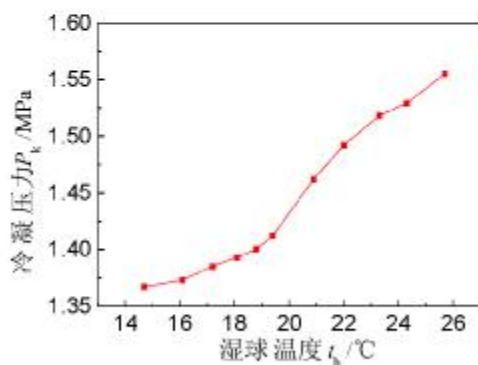


图 5-17 $P_k \sim t_b$ 的关系

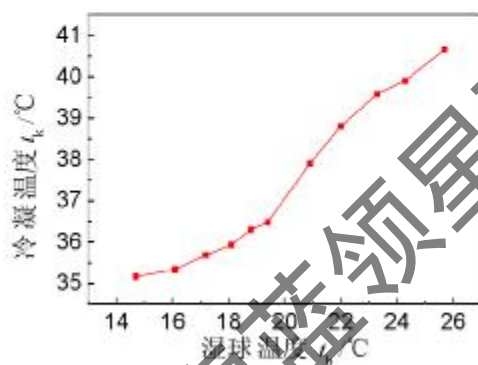


图 5-18 $t_k \sim t_b$ 的关系

从图 5-17 和图 5-18 可知，湿球温度从 14.7°C 增大变化至 25.7°C ，相应的冷凝压力和冷凝温度的增大变化分别为 $1.37 \sim 1.56 \text{ MPa}$ 和 $35.2 \sim 40.7^\circ\text{C}$ ，这说明随着进风湿球温度的增大，冷凝压力和冷凝温度都升高了，尤其当湿球温度达到 $19.4 \sim 20.9^\circ\text{C}$ 后，其增长趋势变得更为显著。冷凝压力和冷凝温度的升高对制冷系统的运行是不利的。

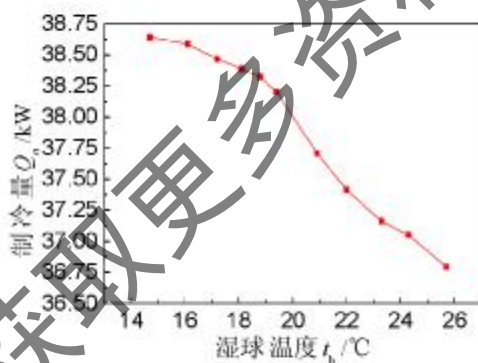


图 5-19 $Q_0 \sim t_b$ 的关系

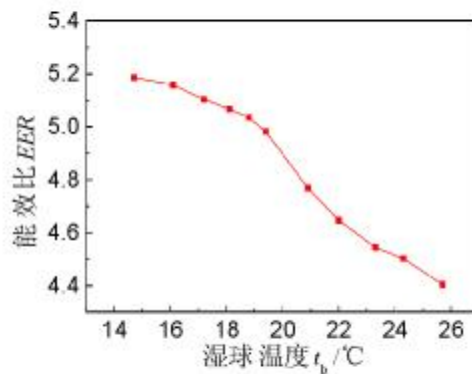


图 5-20 $EER \sim t_b$ 的关系

从图 5-19 和图 5-20 可知，制冷量 Q_0 和能效比 EER 都随进风湿球温度的增大而减小，制冷量从 38.64 kW 减少到 36.79 kW ，减少比率为 4.79% ，能效比从 5.2 减少到 4.4 ，减少比率为 15% 。说明随着湿球温度的升高，空气吸收水蒸气的能

逐步下降。这是因为空气进出口焓差值是蒸发式冷凝器换热表面热质交换动力。在焓湿图上,湿球温度线与等焓线是基本重合的,湿球温度高,说明进风焓值高,这就减弱了水膜与空气间的热质交换动力,故制冷量和能效比减小。另外,从图中还可以看出湿球温度达到 19.4~20.9℃后,制冷量和能效比的降低趋势变得更为明显。可见,在较高的湿球温度下对其制冷量和能效比的影响较大,为此,此种蒸发式冷凝器制冷机组较为适用于当地湿球温度较低的地区即气候干燥地区使用。

5.5 实验结果回归

对于蒸发式冷凝器的设计,需要指导设计的经验计算公式,本文在实验基础上,对水膜传热系数、空气传热系数和传质系数进行了实验数据回归。

5.5.1 回归方法

本实验中,变量之间的关系为非线性关系,需要通过适当的变量转换才可以转换为线性方程,进而采用大家熟知的数理统计方法最小二乘法对一元线性方程进行回归分析。

例如,两变量之间的关系为:

$$y = A_0 x^B \quad (5-14)$$

对式(5-14)两边取自然对数可得:

$$\ln y = \ln A_0 + B \ln x$$

若令:

$$Y = \ln y$$

$$A = \ln A_0$$

$$X = \ln x$$

那么,式(5-14)可改写为:

$$Y = A + BX \quad (5-15)$$

利用最小二乘法即可求得 A 和 B 值,然后再求出 A_0 的值为:

$$A_0 = e^A$$

对于其它的回归方法,可参考文献[85]。

5.5.2 回归结果

5.5.2.1 管外水膜传热系数回归

管外水膜传热系数 α_w 的回归计算公式为:

$$\alpha_w = 542.38 \left(\frac{1}{d_c} \right)^{0.23} \quad (5-16)$$

水膜传热系数计算值和测量值的线性关系如图 5-21 所示，回归相关系数 R 为 0.98，最大相对标准偏差为 0.12%，最小相对标准偏差为 0.02%。

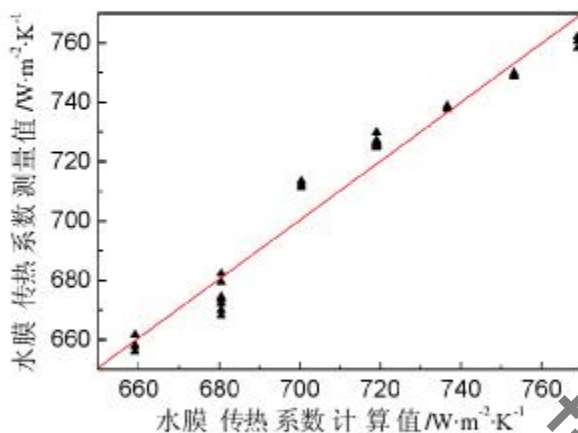


图 5-21 α_w 计算值和实测值的线性关系

5.5.2.2 空气传热系数回归

空气传热系数 α_{wa} 的回归结果为：

$$\alpha_{wa} = 0.012 \frac{d_c}{d_o} \left(\frac{u_{\max} d_o}{\nu_{wa}} \right)^{1.0535} \quad (5-17)$$

图 5-22 给出空气传热系数计算值和测量值的线性关系，回归相关系数 R 为 0.98，最大偏差为 5.16%，最小偏差为 0.12%。

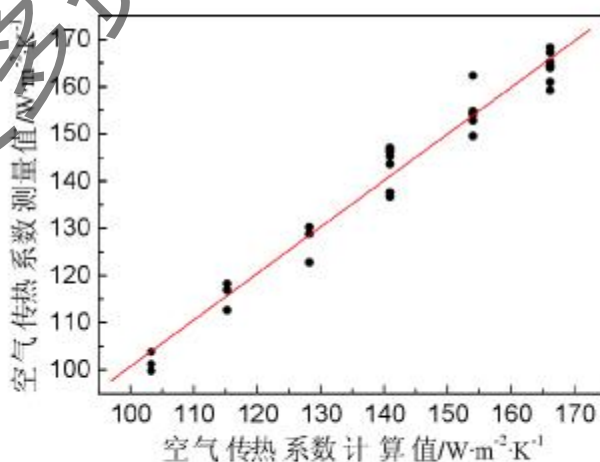


图 5-22 α_{wa} 计算值和实测值的线性关系

5.5.2.3 传质系数回归

空气与水膜之间传质系数 α_m 的回归结果为：

$$\alpha_m = 0.0644 m_{wa}^{1.084} \quad (5-18)$$

图 5-23 给出传质系数计算值和测量值的线性关系，回归相关系数 R 为 0.99，最大偏差为 8.48%，最小偏差为 0.02%。

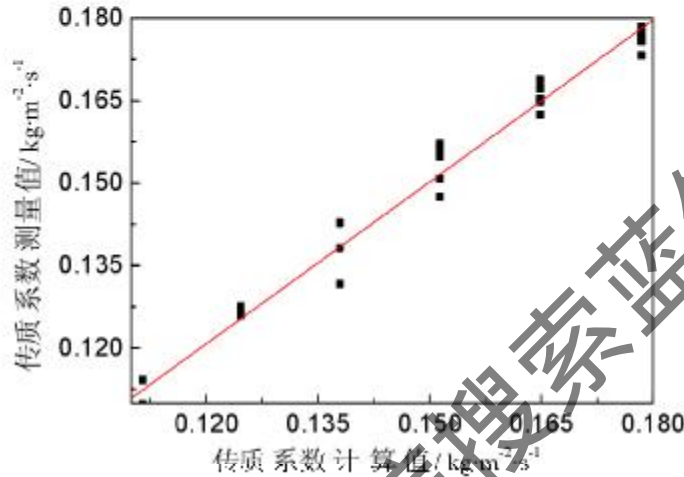


图 5-23 α_m 计算值和实测值的线性关系

5.6 实验结果比较

在第二章中，我们建立了蒸发式冷凝器传热传质过程的四个模型公式，而在模型的计算中，需要确定的参数主要有管内制冷剂传热膜系数、管外水膜传热系数 α_w 、管外空气对流传热 $\alpha_{a,s}$ 和传质系数 α_m ，通过实验，我们得出了管外水膜传热系数和空气对流传热传质系数的计算关联式。另外，从现有文献，可以查到相关的经验和理论计算公式。通过对不同关联式的计算结果进行比较分析，表明用实验关联式计算的 α_w 、 $\alpha_{a,s}$ 和 α_m 具有较好的正确性和准确性。

5.6.1 α_w 计算结果对比

图 5-24 给出了不同关联式计算的管外水膜传热系数 α_w 的对比结果。Tovaras 等人^[66]的关联式是将空气流的影响也考虑进去，其关联式较为复杂，在实验条件 $Re_{wa} = 3567 \sim 5602$ 下，从式 (2-59) 可知，管外水膜传热系数 α_w 不受空气参数的影响。取循环水温 30°C ，将水的物性参数代入计算，Tovaras 等人^[66]管外水膜传热系数 α_w 的计算关联式整理为：

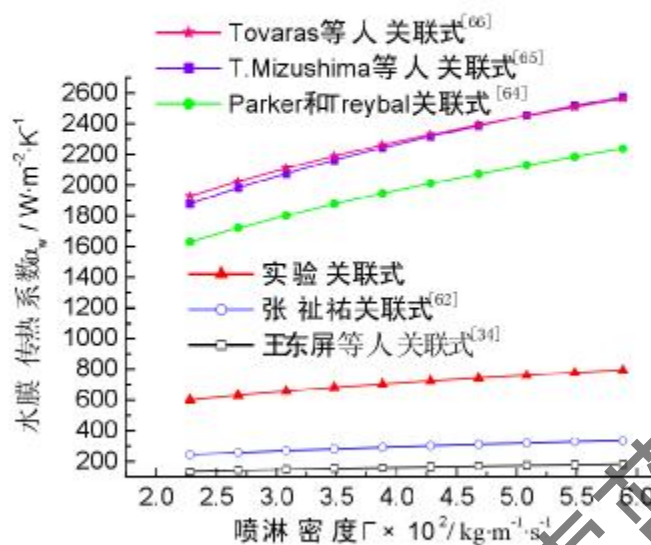


图 5-24 由各关联式计算的 α_w 对比

$$\alpha_w = 1773.5 \left(\frac{\Gamma}{d_o} \right)^{0.3} \quad (5-19)$$

由此，图中这些关联式都能满足式(2-52)的形式，主要区别在于

$$\alpha_w = B_1 \left(\frac{\Gamma}{d_o} \right)^{B_2} \quad (2-52)$$

系数 B_1 和 B_2 不同。实验关联式的系数 B_1 值为 0.294，而 Tovaras 等人的 B_1 值为 0.3，其余关联式的 B_1 值都是 1773。系数 B_2 值各不相同，差别比较大，Tovaras 等人、T. Mizushima、Parker 和 Treybal、实验、张社祐、王东屏 B_2 值依次减小，分别为：1773.5、1869、1449、542.38、217 和 118。

由图可知，实验关联式的计算值介于国内外学者关联式计算值之间，可见实验结果具有较好的正确性。

5.6.2 α_w 计算结果对比

董天禄^[64]和张社祐^[62]的 α_w 计算关联式，分别见式(2-64)和式(2-65)。

$$\alpha_{w2} = 0.297 \frac{\lambda_{w2}}{d_o} \left(\frac{U_{f,m} d_o}{v_{w2}} \right)^{0.66} \quad (2-64)$$

$$\alpha_{w2} = 0.88 \frac{C \lambda_{w2} \text{Re}_{w2}^m \text{Pr}_{w2}^{0.36}}{d_o} \quad (2-65)$$

在实验条件下，空气 Pr_{w2} 取为 0.7，C 取为 0.36，m 取为 0.6，同时把式 2-61

代入式(2-65), 则张祉祐的 α_{wa} 计算关联式可改写为:

$$\alpha_{wa} = 0.464 \frac{\lambda_{wa}}{d_c} \left(\frac{u_{z,max} d_c}{v_{wa}} \right)^{0.6} \quad (5-20)$$

而 Grimison^[21]提出的 α_{wa} 关联计算式, 文献[21]中也提到, 该关联式涉及到了盘管的结构参数, 如管径、横向间距和纵向间距等, 在实验条件下, 其关联式转换为:

$$\alpha_{wa} = 0.442 \frac{\lambda_{wa}}{d_c} \left(\frac{u_{z,max} d_c}{v_{wa}} \right)^{0.56537} \quad (5-21)$$

比较式(5-17)、式(2-64)、式(5-20)和式(5-21)可知, 其关联计算式的形式都是相同的, 如下式:

$$\alpha_{wa} = A_1 \frac{\lambda_{wa}}{d_{in}} \left(\frac{u_{z,max} d_{in}}{v_{wa}} \right)^{A_2} \quad (5-22)$$

管外空气对流传热膜系数的实验、董天禄和张祉祐的系数 A_1 依次分别为: 0.0112、0.297、0.464和0.442, 系数 A_2 依次减小, 分别为: 1.0535、0.602、0.6和0.56537。

图5-25给出了不同关联式计算的管外空气对流传热膜系数 α_{wa} 的对比结果。

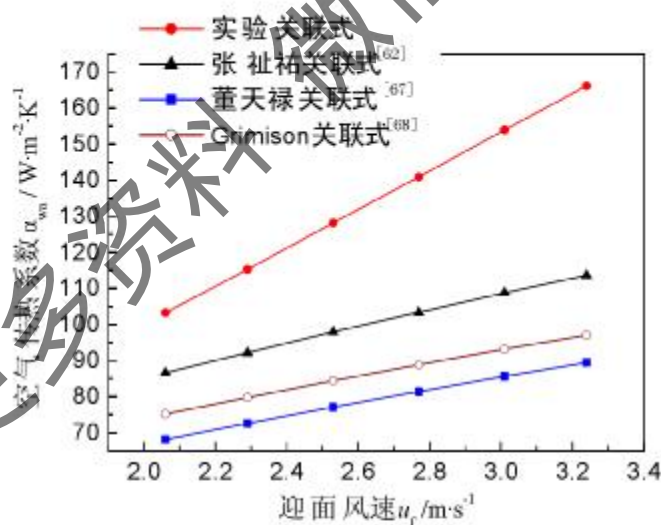


图5-25 由各关联式计算的 α_{wa} 对比

从图5-25可知, 实验关联式的 α_{wa} 计算结果最大。比张祉祐关联式计算结果高19%~46%, 比Grimison关联式计算结果高37%~71%, 比董天禄关联式计算结果高51%~86%。而在文献[67]中, 董天禄提到“根据实际测得表面传热系数 α_{wa} , 比按式(2-64)计算的理论值要高50%~80%”。可见, 实验关联式的计算结果和实际的空气对流传热膜系数 α_{wa} 具有很好的一致性。

5.6.3 α_m 计算结果对比

图 5-26 给出了用 Peterson 等人关联式^[70]和实验关联式计算的空气和水膜之间对流传质系数 α_m 的对比结果。由图可知, 本文关联式的计算值高于 Peter 等人关联式的计算值。在实验范围内, 计算结果相差为 8%~13%。造成这种偏差的原因, 在于空气与水膜之间的对流传质系数还会受到不同喷淋水量作用的影响。喷淋水一方面会造成水膜表面波动, 另一方面也会加强对空气的扰动作用, 进而强化了空气与水膜之间的对流传热和传质。

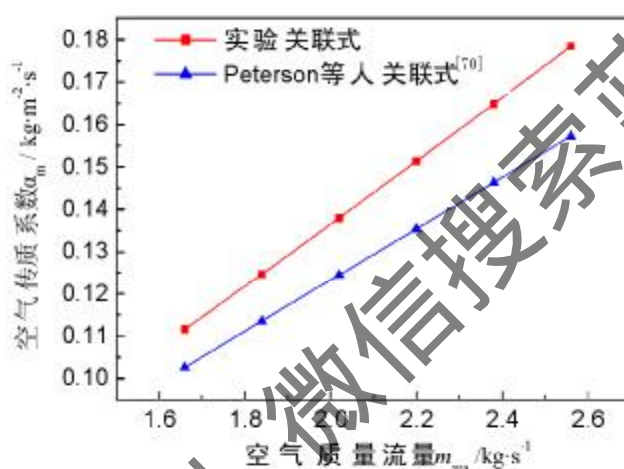


图 5-26 由各关联式计算的 α_m 对比

对于 Ala Hasan 等人^[71]通过实验数据关联得到三种传热管的传质系数计算关联式(参见第二章), 在实验范围内计算得出的空气与水膜之间的对流传质系数 α_m 值介于 $2.34\sim 7.48\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 之间, 这和实际的 α_m 值小于 $1\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 不相符。但从 α_m 计算结果可以看出, 三种传热管的空气与水膜之间的对流传质性能最佳的是翅片管, 其次是光滑圆管, 最差的是椭圆管。

5.7 本章小结

1. 对蒸发式冷凝器性能实验的实验过程进行了说明, 主要包括三个方面的目标实验: 喷淋水量影响实验、风量影响实验、湿球温度影响实验。
2. 介绍了从传热和制冷两个角度对实验数据进行处理的方法, 并用 Visual Basic 语言编写了计算程序。
3. 通过对喷淋密度的影响实验数据分析研究表明, 该结构蒸发式冷凝器的最

小喷淋密度 Γ 为 $0.043 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ ，安全起见，实验选取最小喷淋密度为 $0.047 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

4. 通过对迎面风速影响实验数据分析研究表明，该结构蒸发式冷凝器的最佳迎面风速 w_f 为 $2.9 \sim 3.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

5. 实验结果表明，在正常操作条件下，蒸发式冷凝器制冷系统能效比高达 $4.5 \sim 5$ ，说明蒸发式冷凝器同传统的风冷式和水冷式冷凝器相比较，具有更高的能效比，也就是说能取得更好的节能效果。

6. 通过对喷淋水量和风量影响的传热性能分析表明，管外冷却水膜传热热阻，空气与水膜直接接触传热传质阻力为总传热过程的控制因素。为此，强化蒸发式冷凝器传热，应着重于管外表面形状和性质的改变，风量和水量的调节控制。

7. 湿球温度对蒸发式冷凝器性能的影响分析表明，湿球温度从 14.7°C 增大到 25.7°C ，制冷量和能效比分别减少了 4.79% 和 15% ，特别在湿球温度达到 $19.4 \sim 20.9^\circ\text{C}$ 后，其减少趋势逐步加剧。

8. 回归分析得到了管外水膜传热系数、空气对流传热系数和传质系数的计算关联式，实验测量值与计算值的相对误差均在 10% 以内。

9. 对比分析了采用不同关联式计算的管外水膜传热系数和空气与水膜之间的对流传热传质系数，结果表明，用实验关联式计算的 α_w 、 α_{ms} 和 α_{ec} 具有较好的正确性和准确性。

第六章 蒸发式冷凝器强化传热实验研究

6.1 前言

蒸发式冷凝器的性能实验研究表明，对于蒸发式冷凝器，管外冷却水膜传热热阻和空气与水膜直接接触传热传质阻力为总传热过程的控制因素。在此传热传质控制理论基础上，本文提出在换热盘管底部加入填料，试图通过增加额外的空气和水膜的传热传质面积来强化空气和水膜的传热传质，以降低循环水温，降低冷凝压力和冷凝温度，进而提高蒸发式冷凝器的换热效果和整个制冷机组的制冷性能。在现有实验台基础上，本章就有填料结构和没有填料结构的蒸发式冷凝器进行了制冷和传热性能的比较实验研究。

6.2 实验过程

6.2.1 填料选用

由于蒸发式冷凝器中空气和水流逆向流动，实验中选用广州马利冷却塔公司生产的 MC75 填料，如图 6-1 所示。该填料是用 0.38mm 厚，抗紫外线，抗化学腐蚀的聚氯乙烯经热塑真空吸塑成型的填料片经过交叉叠合而成的，每片结构设计成 45 度倾斜波纹。用于实验的填料尺寸规格为：720mm×420mm×110mm，共三块。

6.2.2 实验基本步骤

1. 安装填料；

将三块填料并排安装于进风格栅和换热盘管之间，具体的安装位置如图 6-2 所示。



图 6-1 填料结构

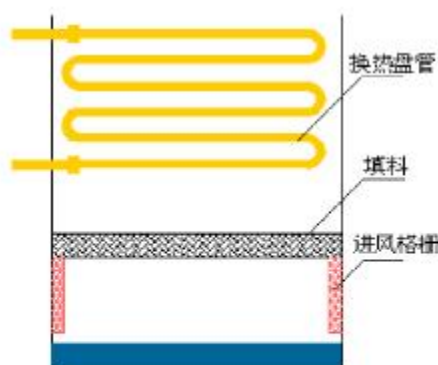


图 6-2 填料安装位置

2. 开启制冷系统，调节水泵频率

开启制冷系统的具体步骤参见第三章。调节水泵的频率，将喷淋水量固定在 $11.7\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 。

3. 调节风机频率进行测试实验；

由于加入填料后压降增大不少，可能超过实验所用轴流风机的要求，而达不到额定的风量，为此本实验采用固定变频器频率的方法，将压降损失考虑在内进行比较。实验中，风机变频器频率的调节范围为 $35 \sim 60\text{Hz}$ ，从小到大调节，每次增加 5Hz 。必须注意的是，等到制冷系统达到稳定运行方可记录实验数据。

4. 拆除填料，重复步骤 3 实验，进行没有填料的实验。

5. 实验结束，关闭制冷系统，其步骤参见第三章。另外，将填料放置于安全的地方，以便下次实验时使用。

6.3 实验结果与分析

选取空气的入口湿球温度 t_w 为 24.1°C 工况下运行的数据，进行制冷系统运行参数、制冷性能和传热性能的比较分析。

6.3.1 运行参数的影响

加入填料的目的是通过强化换热盘管出口的喷淋水和空气的传热传质，以降低循环冷却水的温度 t_w ，进而改变管内制冷工质的冷凝压力 p_k 和冷凝温度 t_k 。首先，图 6-3 给出了循环冷却水温度的比较结果。不难发现，有填料结构比无填料结构的蒸发式冷凝器循环冷却水温度有所降低。有填料结构的蒸发式冷凝器，循环冷却水的工作温度为 $30.1 \sim 32.5^\circ\text{C}$ ，而无填料结构的蒸发式冷凝器循环冷却水温度为 $31.0 \sim 34.0^\circ\text{C}$ ，相比之下循环冷却水温降低了 $0.9 \sim 2.0^\circ\text{C}$ 。

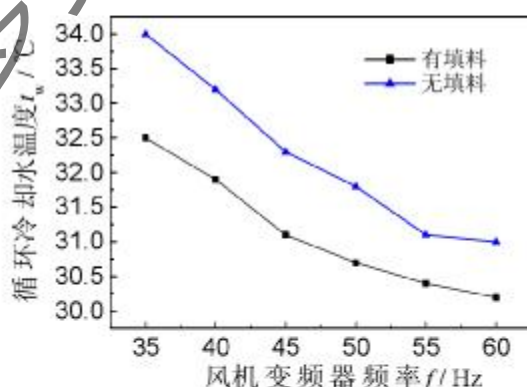


图 6-3 $t_w \sim f$ 的关系

图 6-4 和图 6-5 给出了填料的加入对蒸发式冷凝器制冷系统运行冷凝压力和冷凝温度参数的影响结果。

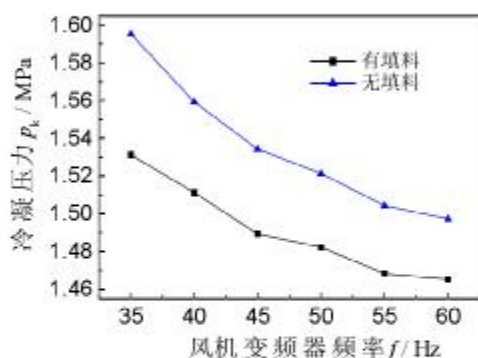


图 6-4 $p_k \sim f$ 的关系

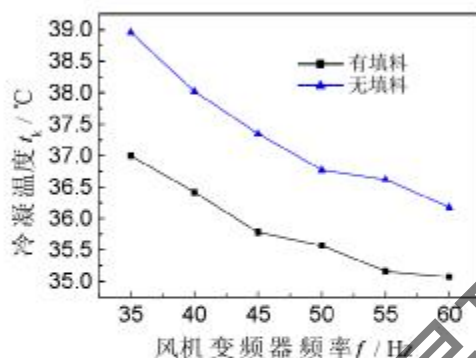


图 6-5 $t_k \sim f$ 的关系

从图 6-4 和图 6-5 可知，有填料比无填料的蒸发式冷凝器冷凝压力和冷凝温度都得到了相应的降低。有填料结构的蒸发式冷凝器冷凝压力和冷凝温度分别为 1.47~1.53MPa 和 35.1~37.0℃，而无填料结构的蒸发式冷凝器冷凝压力和冷凝温度分别为 1.50~1.60MPa 和 36.2~39.0℃，可见相比之下冷凝压力降低了 0.03~0.07MPa，冷凝温度降低了 0.9~2.0℃。

从图 6-3~图 6-5 可知，填料的加入对于蒸发式冷凝器的系统运行，确实降低了循环冷却水温度，同时降低了制冷系统运行的冷凝压力和冷凝温度，这点有利于制冷系统压缩机的高效率运行，可以提高整个蒸发式冷凝器制冷系统的制冷效率。

6.3.2 制冷性能的影响

制冷系统运行的冷凝压力和冷凝温度发生了改变，将会对制冷系统的制冷量和能效比造成一定的影响。图 6-6 和图 6-7 分别给出了制冷量 Q_0 和能效比 EER 的比较结果。

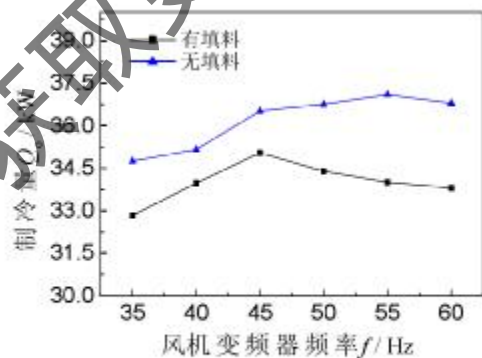


图 6-6 $Q_0 \sim f$ 的关系

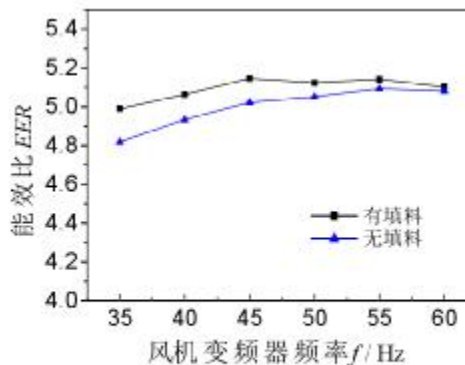


图 6-7 $EER \sim f$ 的关系

从图 6-6 可知, 有填料的蒸发式冷凝器制冷机组制冷量 Q_0 反而减少了, 减少的幅度为 1.2~3.1kW, 减少比率为 3.5%~9.1%, 最大制冷量出现在风机频率为 45Hz 时, 仅为 35.1kW。表面上看, 此结果和冷凝温度下降应该提高制冷量这一理论相矛盾, 仔细分析原因可知, 由于填料的加入使蒸发式冷凝器的内部压降增大了, 而在相同的风机转速下, 为了满足更大的压降要求, 风机运转效率下降, 风量必须减小, 同时还增大了风机电机的功耗。由于风量的减小造成冷量的减小程度超过冷凝温度降低提高的制冷量, 从而总的制冷量出现了下降。

从图 6-6 还可发现, 其制冷量的差别随着风机频率的增加先减小而后增加, 其转折点为风机频率为 45Hz。原因在于在满足风机频率小于 45Hz 的情况下, 增加风机频率, 风机能在满足一定压降范围内, 有填料和没填料的蒸发式冷凝器都能有效地增加风量, 使空气和水膜能在较佳的迎面风速下进行充分的热质交换, 进而提高了制冷量。同时, 有填料的蒸发式冷凝器制冷系统工作的冷凝温度和冷凝压力较没有填料的蒸发式冷凝器制冷系统低。在上述三者原因共同作用下, 减少了和没有填料结构蒸发式冷凝器制冷量的差别。风机频率为 50Hz 之后, 有填料的蒸发式冷凝器迎面风速相对得到了一定的提高, 但是迎面风速超过了最佳迎面风速, 为此制冷量开始下降; 而对于没有填料的蒸发式冷凝器, 其风速直到 55Hz 左右才达到最佳, 为此, 其制冷量很大程度上得到了提高。故相比之下, 两者制冷量的差别开始逐步加大。

从图 6-7 可知, 有填料的蒸发式冷凝器制冷机组能效比 EER 却提高了, 提高幅度为 0.02~0.17, 提高比率为 0.4%~3.5%, 能效比最大值为 5.14。其原因在于, 冷凝温度下降, 压缩机的功耗相应也得到下降, 其下降幅度对能效比造成了决定性的影响作用。从图中还可以看出能效比的增加幅度逐步减小, 在风机频率为 60Hz 时, 两者能效比差距仅为 0.02。其原因在于, 风机频率过了 45Hz 后, 有填料的蒸发式冷凝器能效比发生了下降, 而无填料的蒸发式冷凝器能效比升高, 直到 60Hz 才发生略微的下降, 故相比之下, 两者能效比的差距越来越小, 甚至趋于相等。

从上面分析可知, 有填料结构的蒸发式冷凝器制冷机组具有更好的节能效果, 但在相同的操作条件下其制冷量发生了减少。

6.3.3 传热传质性能的影响

填料的加入, 提高了蒸发式冷凝器制冷系统的能效比, 可以推断其传热传质性能在一定程度上也得到了有效的强化和提高。表 6-1 和表 6-2 分别给出了有填料和无填料的蒸发式冷凝器的传热传质计算结果。

表 6-1 有填料的蒸发式冷凝器传热传质计算结果

f (Hz)	q_c (kW·m ⁻²)	K (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	α_s (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	α_w (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	α_{wa} (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	α_m (kg·m ⁻² ·s ⁻¹)
35	3.42	374	1772	676	153	0.168
40	3.53	386	1777	661	175	0.181
45	3.63	428	1781	658	216	0.230
50	3.56	425	1781	629	217	0.236
55	3.52	420	1785	618	218	0.237
60	3.49	417	1785	592	218	0.239

表 6-2 无填料的蒸发式冷凝器传热传质计算结果

f (Hz)	q_c (kW·m ⁻²)	K (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	α_s (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	α_w (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	α_{wa} (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	α_m (kg·m ⁻² ·s ⁻¹)
35	3.66	323	1747	676	104	0.114
40	3.68	345	1748	798	113	0.126
45	3.81	366	1755	790	130	0.143
50	3.83	375	1763	780	138	0.151
55	3.85	387	1773	769	155	0.169
60	3.82	389	1774	765	168	0.177

图 6-8~图 6-13 给出了有填料蒸发式冷凝器和无填料蒸发式冷凝器两者传热传质性能的比较分析结果。

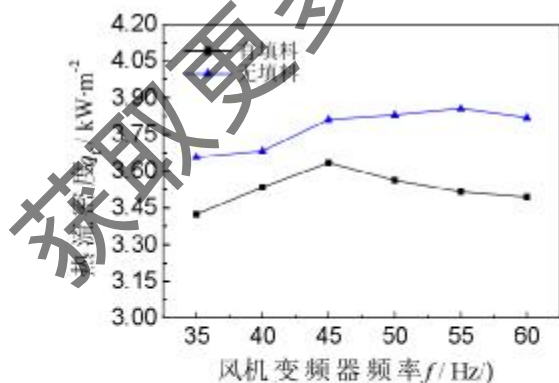


图 6-8 $q_c \sim f$ 的关系

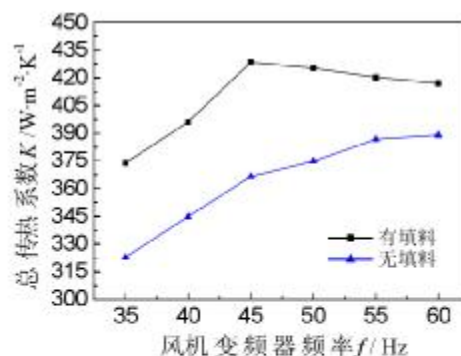
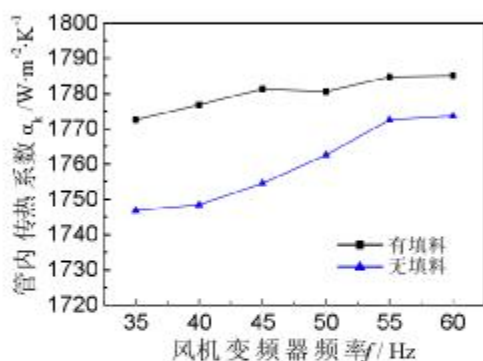
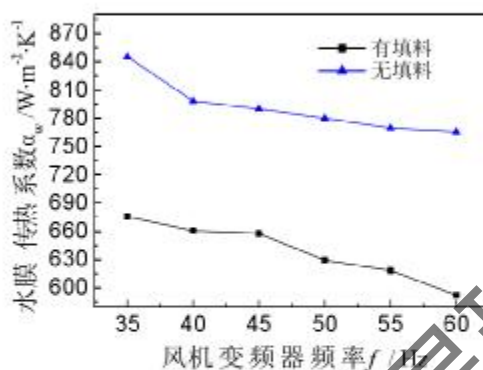
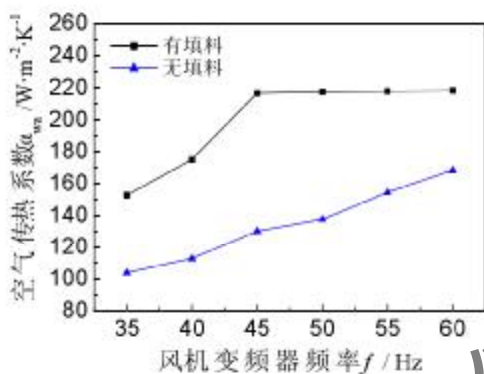
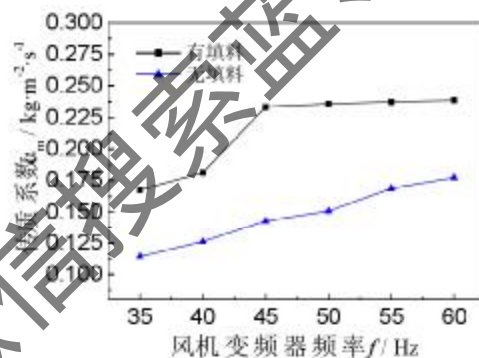


图 6-9 $K \sim f$ 的关系

图 6-10 $\alpha_k \sim f$ 的关系图 6-11 $\alpha_w \sim f$ 的关系图 6-12 $\alpha_{wa} \sim f$ 的关系图 6-13 $\alpha_m \sim f$ 的关系

从图 6-8 可知,有填料的蒸发式冷凝器热流密度 q_t 小于无填料的蒸发式冷凝器,其减小程度为 $0.15 \sim 0.34 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$,减小比率为 $4.2\% \sim 9.6\%$,热流密度最大值仅为 $3.63 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 。热流密度减小是因为制冷机组制冷量和压缩机功耗都减小了。热流密度的减小有利于延缓蒸发式冷凝器换热盘管表面的结垢行为。

从图 6-9 可知,有填料的蒸发式冷凝器总传热系数 K 得到了有效的提高,提高幅度为 $28 \sim 62 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$,提高比率为 $7.2\% \sim 16.9\%$,总传热系数最大值为 $428 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 。可见,填料的加入有效地强化了蒸发式冷凝器的过程传热传质,提高了总传热系数。分析原因,蒸发式冷凝器的传热过程可分为两个阶段:第一阶段是换热盘管内的制冷剂蒸汽与盘管外水膜表面间的传热过程,这过程的传热驱动力是管内制冷剂蒸汽的冷凝温度与水膜表面温度间的温差;第二阶段是水膜表面与空气之间的水膜蒸发传热过程,强化管内制冷剂冷凝的过程,该过程是一个既有传质又有传热的过程,它的驱动力是水膜表面温度与空气间的温度之差,以及水膜表面水蒸气含量与空气中含湿量的质量分数差。可见,水温降低提高了蒸发式冷凝器两个阶段的传热推动力,进而提高了总传热系数。

从图 6-10 可知,有填料的蒸发式冷凝器管内冷凝传热膜系数 α_i 也得到了一定的提高,提高幅度为 $11 \sim 28 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$,提高比率仅为 $0.64\% \sim 1.62\%$ 。管内冷凝传热膜系数提高的原因主要是因为填料的加入,降低了制冷系统运行的冷凝压力和冷凝温度。

从图 6-11 可知,有填料的蒸发式冷凝器水膜传热系数 α_w 出现了下降的趋势,下降幅度为 $132 \sim 173 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$,下降比率为 $16.7\% \sim 22.7\%$ 。下降的原因主要是由于循环冷却水温降低了。

从图 6-12 和图 6-13 可知,有填料的蒸发式冷凝器空气传热系数 α_a 和传质系数 α_m 都得到了提高,传热系数提高幅度为 $49 \sim 86 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$,提高比率为 $29.6\% \sim 66.3\%$,最大值为 $218 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$;传质系数提高幅度为 $0.053 \sim 0.090 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$,提高比率为 $34.5\% \sim 63.4\%$,最大值为 $0.239 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ 。原因在于填料的加入促进了水膜和空气的热质交换,提高了空气的利用效率,进而提高了空气的传热传质系数,它对总传热系数的提高起到了决定性的作用。

从图 6-12 和图 6-13 还可知,对于有填料的蒸发式冷凝器,风机频率经过 45 Hz 后,空气传热传质系数的增长都非常的缓慢,原因在于由于压降太大,再提高风机的频率,其风量提高值不大。

另外,观察图 6-8~图 6-13 中有填料蒸发式冷凝器曲线的转折点,可以发现风机频率为 45 Hz 时,蒸发式冷凝器的传热传质性能达到了一个较好的状态点,和制冷性能较好的终态点相同。

从上面分析可知,相比之下填料结构的蒸发式冷凝器总传热性能得到了提高,可见,填料的加入可以强化蒸发式冷凝器过程的传热传质。

6.4 本章小结

1. 填料的加入,能有效的降低蒸发式冷凝器运行的循环冷却水温度,降低制冷系统的冷凝压力和冷凝温度。

2. 填料的加入,提高了蒸发式冷凝器制冷系统的制冷性能,能效比可高达 5.14 ,同没有填料的蒸发式冷凝器相比提高了 $0.4\% \sim 3.5\%$,但制冷量减少了 $2.5\% \sim 9.1\%$ 。

3. 有填料的蒸发式冷凝器同没有填料的蒸发式冷凝器相比较,总传热系数提高了 $7.2\% \sim 16.9\%$,空气传热系数提高了 $29.6\% \sim 66.3\%$,传质系数提高了 $34.5\% \sim 63.4\%$ 。

4. 对于有填料的蒸发式冷凝器,在风机频率为 45 Hz 时,其制冷和传热性能达到最佳状态,制冷量为 35.04 kW ,能效比为 5.14 ,总传热系数为 $428 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$ 。

综上所述,有填料的蒸发式冷凝器制冷性能和传热性能都得到了提高,但是

其制冷量下降了。如果从性能角度考虑，则有填料的蒸发式冷凝器具有优越性。但是从用户角度考虑，制冷量减小了达不到使用要求，同时还增加了填料的成本费用和维护工作。

值得提出的是，本实验中有填料的蒸发式冷凝器压降较大，原因主要在于换热盘管出来的循环冷却水在填料表面分布极不均匀。因此，有必要对填料在蒸发式冷凝器中的安放位置和填料表面布水的均匀性以及填料的结构和类型作进一步的改进研究，以减小过程压降，达到有填料和没有填料的蒸发式冷凝器制冷量基本保持不变。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

结论与建议

本文在对蒸发式冷凝器过程传热传质理论分析基础上,结合现有实验条件,对蒸发式冷凝器管外水膜流动、传热传质和在制冷系统中的制冷性能进行了实验研究,得出以下几点结论:

1.通过对蒸发式冷凝器管外水膜可视化实验研究分析表明,360°大流量射流喷嘴 B、扭曲管和管表面亲水涂层处理,能获得更好的水膜分布效果,进而减少水膜热阻,增大空气和水膜热质交换的接触面积,达到提高蒸发式冷凝器的整体换热性能的目的。

2.通过对管外水膜流动温度分布的实验研究,结果表明,蒸发式冷凝器有一个最佳喷淋水量,其换热过程主要是由循环冷却水的显热换热和蒸发换热交替起控制作用构成的,在稳定操作条件下运行一段时间后水箱中的水温能保持较好的恒定。

3.实验研究表明,蒸发式冷凝器的最小喷淋密度为 $0.043 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$,安全起见,实验选取喷淋密度为 $0.047 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$,最佳迎面风速 u_f 为 $2.9 \sim 3.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,实验取值为 $3.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

4.实验研究表明,蒸发式冷凝器制冷系统能效比高达 $4.5 \sim 5$,同传统的风冷式和水冷式冷凝器相比具有很好的节能效果。

5.通过对蒸发式冷凝器传热传质系数数据分析,表明空气与水膜直接接触传热传质阻力和管外冷却水膜传热热阻为蒸发式冷凝器传热过程的控制因素。

6.利用最小二乘法的数理统计方法,将实验条件下的数据回归,得到管外水膜传热系数和空气对流传热传质系数的计算公式:

$$\alpha_w = 542.38 \left(\frac{\Gamma}{d_o} \right)^{0.264}$$

$$\alpha_{wa} = 0.0112 \frac{\lambda_{wa}}{d_o} \left(\frac{\rho_{wa} u_{f,wa} d_o}{\mu_{wa}} \right)^{1.5638}$$

$$\alpha_a = 0.0644 m_{wa}^{1.084}$$

7.加入填料以强化蒸发式冷凝器传热性能,比较性实验结果表明,在相同操作条件下,总传热系数提高了 $7.2\% \sim 16.9\%$,空气传热系数提高了 $29.6\% \sim 66.3\%$,传质系数提高了 $34.5\% \sim 63.4\%$,制冷系统能效比提高了 $0.4\% \sim 3.5\%$,但制冷量减少了 $3.5\% \sim 9.1\%$ 。

建议：

1. 对水膜分布更好的扭曲管和经过表面亲水处理的光滑圆管，做进一步的蒸发式冷凝器整体性能测试实验，得出具体的强化传热效果及对系统制冷性能的影响。

2. 有关蒸发式冷凝器在实际中应用的具体结构的改进，以及采用热力膨胀阀、电子膨胀阀制冷系统的节能效果和性能变化有待进一步研究

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

参考文献

- [1] 岳孝方、陈汝东等. 制冷技术与应用. 同济大学出版社, 1992: 1-5
- [2] 陈沛霖、岳孝方等. 空调与制冷技术手册. 第二版. 同济大学出版社, 1999: 727-735
- [3] 卜喃华等. 制冷与空调技术问答. 冶金工业出版社, 机械工业出版社, 2000: 50-56
- [4] 刘涛. 我国水资源面临的形势与可持续利用对策研究. 生态经济, 2004, (5): 49-51
- [5] 王浩、汪党献、倪红珍等. 中国工业发展对水资源的需求. 水科学报, 2004, (4): 109-113
- [6] Knebek, David E. Evaporative Condensing Minimizes System Power Requirements. HVAC Heating, Piping, Air Condition. 1997
- [7] 张立峰. 工业区用地的规划控制与策略. 规划师, 2004, 20 (6): 32-34
- [8] 董晓军. 工业用地的动态平衡研究. 国土资源科技管理, 2003, (4): 13-16
- [9] 贾若祥、刘毅. 中国电力资源结构及空间布局优化研究. 资源科学, 2003, 25 (4): 14-19
- [10] S.G.Chuklin. A Generalized Method for Design of Evaporative Condensers. Transactions of the Odessa Technological Institute of the Food and Refrigeration Industry. 1952, (5):17-28
- [11] R.O.Parker, A.E.Treycall. Chemical Engineering and Processing Symposium Series. 57. 1962, (32):138-147
- [12] T. Mizushima, D. Miyashita. Experimental Study of an Evaporative Cooler. Int. Chem. Eng. 1967, (7):727-739
- [13] 范范英. 热交换器设计. 第三版. 化学工业出版社, 1973: 300-355
- [14] S.G.Chuklin, Yu Lar Yanovskiy. Heat Transfer in a Plate Type Evaporative Condenser. Heat Transfer Soviet Research. 1975, 7(5):79-84
- [15] Uriyel Fisher, Wolfgang Leidenfrost, Jiashang Li. Hybrid Evaporative Condenser Cooling Tower. Heat Transfer Engineering. 1983, 4(2):28-41
- [16] T.Perez-Blanco, W.A.Bird. Study of Heat and Mass Transfer in a Vertical-Tube Evaporative Cooler. Transactions of the ASME. 1984, 106:210-215

- [17] Ralph L. Webb, Alejandro Viliacres. Performance Simulation of Evaporative Heat Exchangers (Cooling, Fluid Coolers and Condensers). Heat Transfer Engineering. 1985, 6(2):31-38
- [18] P.J. Erens. Comparison of Some Design Choices for Evaporative Cooler Cores. Heat Transfer Engineering. 1988, 9(2):29-35
- [19] Wojciech Zalwski. Mathematical Model of Heat and Mass Transfer Processes in Evaporative Condensers. Int. J. Refrig. 1993, 16(1):23-30
- [20] Faisal I. Al Juwayhel, Amir A. Al Haddad, Habib I. Shaban T.A. El Dessouky. Experimental Investigation of the Performance of Two Stage Evaporative Coolers. Heat Transfer Engineering. 1997, 18(2):21-32
- [21] Wojciech Zalwski, Piotr Antoni Gryglaszewski. Mathematical Model of Heat and Mass Transfer Processes in Evaporative Fluid Coolers. Chemical Engineering and Processing. 1997, 36(4):271-280
- [22] Boris Halasz. A General Mathematical Model of Evaporative Cooling Devices. Revue Generale de Thermique. 1998, 37(4):245-255
- [23] Yunho Hwang, et al. Evaporatively-cooled Condenser with Rotating Disks. Enhanced Heat Transfer. 2000, 7(4):273-287
- [24] K.A. Manske, et al. Evaporative Condenser Control in Industrial Refrigeration Systems. Refrigeration. 2001, 24(7):676-691
- [25] Hisham M. E. touney, et al. Performance of Evaporative Condensers. Heat Transfer Engineering. 2001, 22(4):41-55
- [26] Ala Hasan, Kai Siren. Performance Investigation of plain and finned tube evaporatively cooled heat exchangers. Applied Thermal Engineering. 2003, 23(3):325-340
- [27] Ala Hasan, Kai Siren. Performance Investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers. Applied Thermal Engineering. 2004, 24(5-6):777-790
- [28] 刘焕成、蔡祖康、夏晓. 氨蒸发式冷凝器热工性能实验研究. 制冷技术. 1990, (3): 4-9
- [29] 徐宰祥, 姜德培、徐灿根. 蒸发式冷凝器在制冷系统中的节能. 制冷学报. 1993, (3): 29-32
- [30] 于纳. 在用蒸发式冷凝器存在问题的探讨. 制冷. 1996, 55(2): 82-84
- [31] 唐汉靖. 设计蒸发式冷凝器的一些体会. 冷藏技术. 1996, 75(2): 17-19
- [32] 刘宪英等. 蒸发式冷凝器应用于房间空调器的试验研究. 暖通空调. 1997, 27

- (5): 31-34
- [33] 崔海亭、王振辉、汪云. ATC 蒸发式冷凝器在制冷工程中的应用. 河北化工. 1998, (3): 28-29
- [34] 王东屏. 蒸发式冷凝器的设计. 大连铁道学院学报, 1999, 20(1): 45-49
- [35] 袁建新. 蒸发式冷凝器的应用分析. 制冷, 2000, 19(2): 85-86
- [36] 余江海、陆震、范林. 蒸发式冷凝器应用现状及存在问题探讨. 制冷技术, 2001, (2): 33-36
- [37] 庄友明. 蒸发式冷凝器和水冷式冷凝器的能耗比较及经济性分析. 制冷, 2001, 74(20): 48-51
- [38] 谈向东、向海容. 蒸发式冷凝器. 制冷空调与电力机械, 2002, 88(23): 50-51
- [39] 朱冬生、蒋群. 蒸发式冷凝器的研究与应用. 化学工程, 2002, 30: 129-134
- [40] 尹铭、陈嘉宾、马学虎等. 水平管内低压蒸汽的冷凝. 化工学报, 2003, 54(7): 913-917
- [41] 晏刚、马贞俊、周晋等. 蒸发式冷凝器的设计与应用. 制冷与空调, 2003, 3(3): 43-45
- [42] 李志明、杨红波. 蒸发式冷凝器在制冷工程中的应用. 制冷空调与电力机械, 2003, 24(94): 30-33
- [43] 刘黄炳、郑正涛. SF1 系列蒸发式冷凝器. 制冷技术, 2003, (2): 60-61
- [44] 王会中. 谈蒸发式冷凝器的使用. 山西化工, 2003, 23(1): 24-26
- [45] 陆正凯、毕志刚. ZL 型高效蒸发式冷凝器在冻结工程中的应用. 煤炭科技, 2003, (2): 38-39
- [46] 王铁军、吴昊、刘向东. 蒸发式冷凝器经济技术分析. 低温与超导, 2003, 3(2): 65-69
- [47] 邱嘉昌、刘龙昌. 蒸发式冷凝器的应用与管系设计研究. 制冷技术, 2003, (2): 28-33
- [48] 关明. 蒸发式冷凝器结构特点及工程应用. 制冷与空调, 2004, 4(2): 63-66
- [49] Jiang Xiang, Zou Dongsheng, Shen Jialong. Heat Transfer Enhancement in Evaporative Condenser. Proceedings of The 3rd International Symposium on Heat Transfer and Energy Conversation, Guangzhou, 2004: 1025-1031
- [50] 徐世琼等. 新编制冷技术问答. 中国农业出版社, 1999: 121-131
- [51] 尉迟斌等. 实用制冷与空调工程手册. 机械工业出版社, 2002: 159-171
- [52] BAC Co. PRODUCT REPORT PRD49/00. Advanced Coil Technology Reduces Scale Tendency. Results in Sustained Thermal Performance and Maximized Coil Life

- [53] 刘元璋, 王启杰等. 一种蒸发式冷凝器. 2002, 专利号: 01216436.4,
- [54] 朱冬生, 蒋翔. 交变曲面波纹盘管蒸发式冷凝器. 2003, 专利号: 02227886.9
- [55] Ren Chengqin, Li Xianping, Tang Guangfa. Principles of Exergy Analysis in HVAC and Evaluation of Evaporative Cooling Schemes. *Building and Environment*. 2002, 37(11): 1045-1055
- [56] 朱明善. 能量系统的火用分析. 清华大学出版社. 1988
- [57] Gryglaszewski P., Zalewski W. Liquid Film on the Horizontal Pipes with A Counter flow of Gas. *Inz Chem i Proccs.* 1989, 4: 575-589
- [58] R. Arnbruster, J. Mitrovic, Evaporative Cooling of A Falling Water Film on Horizontal Tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 1998, 18(3): 183-193
- [59] W. Zalewski, P. A. Gryglaszewski, Liquid Gas Interface Area for Falling Film Flow on Horizontal Tubes, *Inz Chem i Proccs.* 1995, 1: 29-43
- [60] J. Mitrovic, Influence of tube spacing and flow rate on heat transfer from a horizontal tube to a falling liquid film. *Proceedings of the Eighth International Heat Transfer Conference*. San Francisco. 1986, 4: 1949-1956
- [61] 蒋翔. 蒸发式冷凝器传热强化研究. 华南理工大学. 硕士论文. 2003
- [62] 张祉祐. 制冷原理与设备. 机械工业出版社. 1987:177-232
- [63] W. E. McAdams, T. B. Drew, G. S. Bays, *ASME Transactions*. 1940, 62: 627-631
- [64] R. O. Parker, R. L. Treybal, The heat-mass transfer characteristics of evaporative coolers. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*. 1962, 57(32): 138-149
- [65] T. Mizushima, R. Ito, H. Miyashita, Experimental Study of an Evaporative Cooler. *Int. Chem. Eng.* 1967, 7(4): 727-732
- [66] Davaras N. V., Bykov A. V., Gogolin V. A. Heat Exchanger at film water flow under operating conditions of evaporative condenser (in Russian). *Polod The.* 1984, 1: 25-29
- [67] 董天禄. 离心式/螺杆式制冷机组及应用. 机械工业出版社. 2003
- [68] E. D. Grimison, Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tube banks, *Trans. ASME* 1937, 59: 582-594
- [69] M. Becker, *Heat Transfer- A Modern Approach*, Plenum Press, New York, 1986

- [170] D. Peterson, D. Glasser, D. Williams, et al. Predicting the Performance of an Evaporative Condenser. Transactions of the ASME. 1988, 110: 748-753
- [171] 吴业正. 制冷原理及设备. 西安交通大学出版社. 2000
- [172] 缪道平、吴业正. 制冷压缩机. 机械工业出版社. 2001
- [173] 蒋能熙. 空调用热泵技术及应用. 机械工业出版社. 1997
- [174] 张正国. 非共沸混合工质 R11/R13 在水平管束上的冷凝传热及强化研究. 华南理工大学. 博士论文. 1996
- [175] 周孝清、陈沛霖. 竖直平板上的水膜流动特征. 同济大学学报. 1995, 23(6): 621-626
- [176] 周孝清、陈沛霖. 竖直壁面上的水膜流动. 华南建设学报(自然科学版). 1998, 6(1): 21-28
- [177] 师普生, 张巧珍, 刘振义等. 下降液膜在逆向流动空气作用下的换热. 应用力学学报. 2003, 20(4): 55-60
- [178] 叶学民. 壁面薄膜流的热质传递和稳定性研究. 华北电力大学. 博士论文. 2002
- [179] X. Lu, A. M. Jacobi. Departure-site spacing for liquid droplets and jets falling between horizontal circular tubes. 1998, 16(4): 322-331
- [180] 朱冬生、沈家龙、蒋翔等. 换热器的盘管表面纳米涂层. 发明专利. 2004, 申请号: 200410027294.3.
- [181] 朱冬生、沈家龙、蒋翔等. 蒸发式换热器盘管表面纳米亲水涂层. 实用新型专利. 2004, 申请号: 200420046031.2
- [182] 王少为、于立强. 蒸发式冷凝器应用于户式空调的实验研究. 节能. 2003, (3): 9-12
- [183] 姚玉英. 化工原理. 天津科学技术出版社. 1999
- [184] 曹德厚、史琳. 制冷剂使用手册. 冶金工业出版社. 北京: 2003
- [185] 徐大中、糜振晔. 热工测量与实验数据整理. 上海交通大学出版社. 1991

物理量名称及符号表

c_p	定压比热	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$	P_p	水泵输入功率	kW
d	传热管直径	m	P_f	风机输入功率	kW
ELR	能效比		Pr	普朗特数	
ex	火用	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} (\text{CE})$	Q_c	冷凝器热负荷	kW
F	传热面积	m^2	Q_e	蒸发器制冷量	kW
f	频率	Hz	q_c	热流密度	$\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$
f_w	传热面积比率		R	相变系数	
g	重力加速度	$\text{M} \cdot \text{s}^{-2}$	Re	雷诺数	
h	比焓	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	r_0	0℃水汽化潜热	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
K	总传热系数	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	s_1	水平管间距	m
K_c	传热系数	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	s_2	垂直管间距	m
Le	刘易斯数		T	温度	K
L_i	管长	m	t	温度	$^\circ\text{C}$
M	质量流量	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	Δt_c	传热平均温差	$^\circ\text{C}$
m	总的质量流量	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	u_f	迎面风速	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
N	管排数		u_r	相对风速	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Nu	努谢尔特数		u_{fmax}	最小截面风速	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
n_i	每排管数		u_w	喷淋水速度	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
P	大气压	Pa	V	体积流量	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
P_c	压缩机输入功率	kW	ν	运动粘度	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

W	水蒸汽质量流量	$\text{Kg} \cdot \text{s}^{-1}$	x	湿含量	$\text{kg}(\text{v}) \cdot \text{kg}^{-1}(\text{da})$
-----	---------	---------------------------------	-----	-----	---

希腊字母

α_i	管内传热系数	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	δ	厚度	m
α_j	当量传热系数	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	λ	导热系数	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
α_m	传质系数	$\text{Kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$	μ	动力粘度	$\text{Kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
α_w	水膜传热系数	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	ρ	密度	$\text{Kg} \cdot \text{m}^{-3}$
α_{am}	空气传热系数	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	φ	相对湿度	%
Γ	喷淋密度	$\text{Kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$			

上下标

'	饱和状态	m	平均
1	进口状态	o	管外
2	出口状态	t	传热管
b	湿球	v	水蒸气
d	制冷剂蒸汽	w	喷淋水
da	干空气	wa	湿空气, 干球

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

在学期间发表与学位论文内容相关的学术论文

序号	作者(全体作者,按顺序排列)	题 目	发表或投稿刊物名称、级别	发表的卷期、年月、页码	相当于学位论文的哪一部分(章、节)	被索引收录情况
1	沈家龙、朱冬生、蒋翔	几种蒸发式冷凝器的研究	化工学院第四届研究生学术研讨会	2003 178~182	1.4	
2	沈家龙、李晓欣、蒋翔、朱冬生	新型换热器与强化传热技术	化工进展 核心期刊	2003, (22) 71~75	1.3	
3	沈家龙, 蒋翔, 朱冬生	节能传热技术应用	广州能源	2003, 23 (1) 11~14	1.1 1.2	
4	蒋翔, 沈家龙, 朱冬生	T形系列翅片管在大温差重沸器上的应用研究	现代化工 核心期刊	2004, 24 (2), 50~52	1.2 1.3	E1
5	Shen Jiayong, Zhu Dongsheng, Jian Xiangming, Qian Songwen	Study on Heat Transfer Enhancement in Shell Side	The 3 rd International Symposium on Heat Transfer and Energy Conversion (guangzhou)	2004 1032~1037	1.2 1.3	ISTP

6	Jiang Xiang, Zhu Dongsheng, Shen Jialong	Heat Transfer Enhancement in Evaporative Condenser	The 3 rd International Symposium on Heat Transfer and Energy Conversion (Guangzhou)	2004 1025~1031	2.3	1STP
7	朱冬生、沈家龙、蒋翔、徐丽	换热器的盘管表面纳米涂层	发明专利	申请号： 200410027294.2	4.2	获2004年3M创意奖学金二等奖
8	朱冬生、沈家龙、蒋翔、徐丽	蒸发式换热器盘管表面纳米亲水涂层	实用新型专利	申请号： 200420046031.2	4.2	
9	朱冬生、沈家龙、蒋翔、徐丽、欧阳惕	蒸发式冷凝器管外水膜传热性能实验研究	《应用化学》 《制冷学报》 核心期刊	已录用	5.4 5.5 5.6	
10	朱冬生、沈家龙、蒋翔、徐丽、欧阳惕	蒸发式冷凝器管外水膜流动实验研究	《化学工程》 核心期刊	已录用	4.2 4.3	
11	朱冬生、沈家龙、蒋翔、徐丽、欧阳惕	湿空气对蒸发式冷凝器制冷系统的影响	制冷技术	已录用	2.2 5.4	
12	朱冬生、沈家龙、蒋翔、唐广栋、欧阳惕	蒸发式冷凝器性能研究及强化	《制冷学报》 核心期刊	已录用	5.4 6.3	

在学期间发表与学位论文内容相关的学术论文

13	朱冬生、 沈家龙、 蒋翔、唐广 栋、欧阳惕	水分布对蒸 发式冷凝器 传热传质 的影响	2005 年 中国工程 热物理学会	已录用	4.3 5.4 6.3	
14	朱冬生、 沈家龙、 蒋翔、钱頌 文、欧阳惕	蒸发式冷凝 器强化传热 实验研究	中国制冷学会 2005 年学术 年会	已录用	2.2 4.2 6.3	

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

致 谢

非常幸运地，在我人生的每一个阶段，都能得到许许多多人的关心、支持、帮助和鼓励，使我愉快顺利的完成不同阶段的学习和生活。研究生的学习生活很快就要结束，回想三年来老师们的悉心指导和不倦教诲、同学们的深厚友谊、同门兄弟姐妹的热心帮助，以及所有曾经一起拥有和度过的美好时日，历历在目，心中充满无限的感激和怀念。

本论文工作是在导师朱冬生教授的精心指导下完成的，从论文选题、研究方案的设计到论文的撰写、修改和完成，无不凝聚着朱老师的心血，朱老师严谨的治学态度、活跃的学术思想、灵活的工作方法和忘我的工作精神给本人留下了终生难忘的印象。三年来，朱老师对本人的学习、工作和生活给予了无微不至的关怀，尤其是朱老师的悉心指导和谆谆教诲，让我领悟了更多做人的道理，使我终身受益。在此，谨向尊敬的导师朱冬生教授致以崇高的敬意和衷心的感谢！

在三年的学习生活中，本人一直得到钱颂文教授无私的帮助和精心的指导，特别是在论文的修改完稿中提出了许多宝贵的意见，钱颂文教授渊博的学识和勤勉求实的作风，对我的成长起了重大作用。在此，谨向钱老师表示诚挚的谢意。

本课题得到了国家自然科学基金、广东省自然科学基金、广东省佛山市顺德区重点科技计划项目和新世纪优秀人才支持计划项目，以及合作伙伴广东申菱空调设备有限公司、广州诺上空调设备有限公司、广州赛斯拓机电科技有限公司和广东东莞大昌冷冻机工程设备有限公司的大力支持。欧阳惕总经理和毛木平总经理在实验装置的设计和试验部件的加工等方面给了非常宝贵的意见以及帮助，黄翔翊总经理积极完成实验台测试系统，伍耀均总经理协助完成项目研究的调研和资料收集工作。在此，对基金委和合作伙伴的真诚合作和大力配合致以诚挚的谢意。

本课题的研究过程中，蒋翔博士和汪南博士对本课题研究 and 开展提供了许多宝贵的指导性意见，徐丽硕士积极配合本人的实验测试工作，唐广栋硕士对本人的论文进行了认真细致的校正，高凌凯工程师及时地按要求完成实验台的改进工作，以上为本人实验研究的顺利完成创下了良好的条件。在此，向他们的辛苦工作致以真挚的感谢！

本人一直得到课题组全体成员的大力支持和帮助，感谢范忠雷博士、温度博士、黄德斌博士、吴会军博士、彭德其博士、廉永旺博士、龙建佑博士、闫军威博士、李学波博士、李晓欣硕士、曾力丁硕士、程军硕士、刘超硕士、黎小华硕士、剧雷硕士、王春华硕士、叶平硕士等师兄、师姐、师弟、师妹。

在攻读硕士学位期间，化工与能源学院的各位领导和老师给予本人的工作和

致 谢

生活热情的关怀和帮助，特别感谢徐浩才书记、钱宇院长、邓先和教授、张立志教授、邹华生教授、张亚君老师、潘朝群老师、李志武老师、胡小凤老师、黄权老师、闫红老师、赵小芳和邓先敏老师。

在此，还要特别感谢家人以及亲友对我的默默支持、亲切的关怀和热情鼓励！

最后，再次感谢那些所有给予过我帮助与关心的人们，衷心祝愿他们永远工作顺利、生活幸福、身体健康！

作者：沈家雄

二零零二年五月

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

附 录

Dim t1 As Single, t2 As Single, V As Single, Pc As Single, Pp As Single,
Pf As Single

Dim ρ As Single, cp As Single, Q0 As Single, Qc As Single

Dim tk As Single, pk As Single

Dim tb1 As Single, tb2 As Single

Dim K As Single, cf As Single, K0 As Single

Dim Cm As Single, rs As Single, tw As Single, tc As Single, th As Single

Dim αk As Single, αw As Single, αwa As Single, αp As Single, αj As
Single

Dim Ψ1 As Single, Ψ2 As Single, twa1 As Single, twa2 As Single, twam As
Single

Dim p1 As Single, p2 As Single, pw As Single

Dim A1 As Single, A2 As Single, Aw As Single

Dim x1 As Single, x2 As Single, xv As Single

Dim cpwa As Single, EER As Single

Dim hl As Single, l2 As Single, lw As Single

t1 = InputBox("请输入冷冻水入口温度 t1 , °C")

t2 = InputBox("请输入冷冻水出口温度 t2 , °C")

V = InputBox("请输入冷冻水流量, m³/h")

pk = InputBox("请输入测得的冷凝压力, MPa")

twa1 = InputBox("请输入入口空气干球温度 twa1, °C")

Ψ1 = InputBox("请输入入口空气相对湿度, 例如 0.001 而不是%")

th1 = InputBox("请输入入口空气湿球温度 th1, °C")

twa2 = InputBox("请输入出口空气干球温度 twa2, °C")

Ψ2 = InputBox("请输入出口空气相对湿度, 例如 0.001 而不是%")

tb2 = InputBox("请输入出口空气湿球温度 th2, °C")

lw = InputBox("请输入冷却循环喷淋水温度 lw, °C")

tc = InputBox("请输入冷凝器出口温度 tc, °C")

Pc = InputBox("请输入压缩机消耗功率, kW")

Pp = InputBox("请输入水泵消耗功率, kW")

```

Pf = InputBox("请输入风机消耗功率, kW")

tk = -4.76705 - 29.20907 * (pk - 0.10125)
Print "冷凝温度和冷凝压力为: "; tk; "°C"; pk; "MPa"
A1 = twa1 / (31.6639 - 0.131305 * twa1 - 2.63247 * 10 ^ (5) * twa1 ^ 2)
p1 = 610.7 * 10 ^ A1
x1 = 0.622 * Ψ1 * p1 / (101325 - Ψ1 * p1)
h1 = 1.01 * twa1 + x1 * (1.85 * twa1 + 2501)
A2 = twa2 / (31.6639 - 0.131305 * twa2 - 2.63247 * 10 ^ (5) * twa2 ^ 2)
p2 = 610.7 * 10 ^ A2
x2 = 0.622 * Ψ2 * p2 / (101325 - Ψ2 * p2)
h2 = 1.01 * twa2 + x2 * (1.85 * twa2 + 2501)
Aw = τw / (31.6639 - 0.131305 * τw - 2.63247 * 10 ^ (5) * τw ^ 2)
pw = 610.7 * 10 ^ Aw
xw = 0.622 * pw / (101325 - pw)
hw = 1.01 * τw + xw * (1.85 * τw + 2501)
twam = (twa1 + twa2) / 2
t0 = (t1 + t2) / 2
tk = -4.76705 - 29.20907 * pk
ρ = (t0 - 20) * (2.5) / 10 + 998.2
cp = (t0 - 20) * (0.009) / 10 + 4.183
Print "t0 "; t0; "°C", "密度="; ρ; "kg/m³", "定压比热 cp "; cp;
"kJ/kg·°C"
Q0 = ρ * V * cp * (t1 - t2) / 3600
Print "制冷量="; Q0; "kJ"
EER = Q0 / (Pc + Pp + Pf)
Print "能效比"; EER
Qc = Q0 + Pc
Print "冷凝负荷="; Qc; "kW"
K = Qc / (11.26 * (tk - twam))
K0 = Qc / (11.26 * (τk - τw))
ql = Qc / 11.26
Print "总传热系数="; K; "kW/m²·K", "热流密度 "; ql; "kW/m²"
tm = (tk - te) / 2
Print "制冷剂液膜平均温度"; tm; "°C"

```

```

rs = (tk - 30) * ( 0.279) / 10 - 20.792
If tm > 30 Then
Cm = (tc - 30) * (-4.16) / 10 - 75.81
ElseIf tm = 30 Then
Cm = 79.65
Else
Cm = (tc - 20) * (-3.84) / 10 - 79.65
End If
αk = 0.683 * rs * Cm * (tk - tw) ^ ( 1 / 4) * 0.0155 ^ ( 1 / 4)
Print "管内传热系数": αk; "W/m2·K"
αw = 1 / (1 / (1000 * K0) - 1E / (αk * 15.5))
Print "管外水膜传热系数": αw; "W/m2·K"
αj = 1 / (1 / (1000 * K) - 1E / (αk * 15.5) - 1 / αw)
εpwa = (1.005 * 2 - x1 * 4.174 - x2 * 4.174) / 2
αwa = αj * εpwa * (tw - twa) * Log((hw - h1) / (hw - h2)) / (1.33 * (h2 - h1))
Print "管外空气和水膜间传热系数": αwa; "W/m2·K"
αm = αwa / 1000 * εpwa
Print "传质系数": αm; "kg/m2·s"

```