

郑州轻工业学院

本科毕业设计（论文）

题 目 KY-8. 5D 整体移动式空调器设计

学生姓名 纪亚强

专业班级 热能 10-2 班

学 号 541002020216

院 （系） 机电工程学院

指导教师（职称） 金听祥（副教授）

完成时间 2014 年 5 月 12 日

郑州轻工业学院

毕业设计（论文）任务书

题目 KY-8. 5D 整体移动空调器设计

专业 热 能 学号 541002020216 姓名 纪亚强

一、原始资料及技术条件

1. 使用环境条件：使用环境：温度-8~40℃；相对湿度 ≤80%RH(无凝露)；
2. 温度控制精度：±1℃；
3. 电源电压：AC220V ±15%；控制器功率：≤15W；
4. 制冷方式：蒸气压缩制冷循环
5. 制冷量：0.85 kw；制冷剂：R410A 或 R22
6. 执行标准 GB/T7725-1004 及 GB4706.32-1996

二、主要内容

1. 根据提供的有关资料，系统方案确定，进行制冷系统热力循环计算、节流机构、压缩机、风机选型计算；变频器选型、各零部件设计计算等。
2. 将制冷系统设计计算与理论分析过程按学院统一规范化要求，撰写成设计说明书。
3. 绘制图纸：冷凝器，蒸发器，各零部件图等，制冷系统图，空调器总装配图。

三、基本要求

1. 认真进行实习(调研)、完成实习(调研)报告。
2. 阅读文献写出文献综述。
3. 按统一格式完成开题报告。
4. 阅读英文文献，并译成中文(不少于 5000 汉字)。
5. 英中文对照摘要，中文不少于 400 字。
6. 按统一格式编制设计说明书，不少于 30000 字。
7. 有全部设计的纸介质文档和电子文档。

四、主要参考资料

- 1 时阳等. 制冷技术[M]. 中国轻工业出版社, 1007
- 2 吴业正主编, 制冷原理及设备(2nd). 西安: 西安交通大学出版社, 1997
- 3 张祉祐主编. 制冷原理与设备 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 4 吴业正主编, 小型制冷装置设计指导[M]. 北京: 机械工业出版社, 1004
- 5 尾花英朗著; 徐中权译. 热交换器设计手册[M]. 北京: 石油工业出版社, 1981
- 6 沈志光编. 制冷工质热物理性质表和图[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981
- 7 蒋能照等编. 新制冷工质热力性质图和表[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1992
- 8 郑洽馥, 鲁钟琪主编.流体力学.北京: 机械工业出版社, 1980
- 9 钟声玉, 王克光主编.流体力学与热工理论基础. 北京: 机械工业出版社, 1980
- 10 朱瑞琪主编. 制冷装置自动化[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1993
- 11 陈芝久主编. 制冷装置自动化[M]. 北京: 机械工业出版社, 1001
- 12 郭庆堂, 吴进发主编. 实用工程制冷设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社; 1994
- 13 陈沛霖, 岳孝芳主编. 空调与制冷手册[M]. 上海: 同济大学出版社; 1990
- W.F.Stoecker & J.W.Jones (陈邦国译).制冷与空调[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- 14 杨立平. 电冰箱空调器技术[M]. 福建科学技术出版社 2003

完 成 期 限: 2014 年 5 月 30 日

指导教师签章: 金听祥

专业负责人签章: _____

2013 年 12 月 20 日

目 录

中文摘要.....I

英文摘要..... II

1. 绪论 1

 1.1 整体式移动空调系统的工作原理及其特点 1

 1.1.1 整体式移动空调系统的工作原理..... 1

 1.1.2 整体式移动空调系统的特点 2

 1.2 整体式移动空调系统的应用及其发展前景 2

 1.3 整体式移动空调系统的设计要点 3

2 方案选择与论证 4

 2.1 压缩机 4

 2.1.1 压缩机概述 4

 2.1.2 压缩机的比较..... 5

 2.2 冷凝器 8

 2.2.1 冷凝器概述 8

 2.2.2 冷凝器的比较..... 8

 2.3 蒸发器 10

 2.3.1 蒸发器概述 10

 2.3.2 蒸发器的比较..... 10

 2.4 制冷剂 11

 2.4.1 制冷剂概述 11

 2.4.2 制冷剂的选择..... 12

3 设计计算 错误!未定义书签。

3.1 系统的热力计算.....	错误!未定义书签。
3.1.1 空调系统的热力计算	13
3.2 压缩机的选取	16
3.3 冷凝器设计计算.....	16
3.4 蒸发器的设计计算	23
4 节流机构的选择	30
4.1 节流机构概述	30
4.2 节流机构的分类.....	31
4.3 热力膨胀阀的计算与选择.....	37
5 其他辅助设备的计算与选型	38
5.1 干燥过滤器计算与选型.....	38
5.2 气液分离器的计算与选型.....	39
5.3 电磁阀的选取	41
5.4 视液镜的选取	42
结束语	44
致谢.....	45
参考文献.....	46

KY-8. 5D 整体移动空调器设计

摘 要

空调即是空气调节的简称，是人为的把室内空气温度、相对湿度、压力以及洁净度等参数保持在一定范围内的技术。而空气调节器能够调节室内温度、湿度、气流速度和洁净度等参数指标，继而让人们获得新鲜而舒适的空气环境。整体移动式空调比普通家用空调更加灵活方便，不仅节省了安装时间，而且外形小巧，噪声低，使用方便，受到越来越多的青睐。整体移动式空调器以模块式的结构形式灵活组合，应用范围较宽的特点尤其适合大多数家用空调器的设计应用，它因其能满足舒适性和方便性受到广泛关注。本文主要介绍了整体移动式空调系统的特性参数和工作原理，较为详细的介绍了整体移动式空调的设计计算以及相关零部件的选取。本设计的关键在于蒸发器和冷凝器的设计计算，以及零部件的选择和制冷剂管道的布置。

关键词 整体移动式/空调/蒸发器/制冷剂

THE DESIGN OF KY-8.5D OVERALL MOBILE AIR CONDITIONER

ABSTRACT

Conditioning of the air conditioner that is short, the artificial indoor air temperature, relative humidity, pressure, and other parameters to maintain cleanliness in a range of technologies. The air conditioner can adjust the indoor temperature, humidity, air velocity and other parameters cleanliness index, and then allow people to get fresh air and comfortable environment. Overall mobile air conditioning is more flexible than ordinary household air conditioners easy installation not only saves time, but also compact, low noise, easy to use, more and more of all ages. Overall mobile air conditioner with a modular structure in the form of a flexible combination of the characteristics of a wide range of applications, especially suitable for most home air conditioner design applications, because it can meet the comfort and convenience of widespread concern. This paper describes the working principle of the overall parameters and mobile air conditioning systems, a more detailed description of the selected overall mobile air conditioning design calculations and related parts. This design is the key to the evaporator and the condenser design calculations, and the selection and arrangement of the parts of the refrigerant pipe.

KEY WORDS Overall mobile ,Air conditioning , Evaporator , Refrigerant

1 绪论

整体移动式空调作为一种采用了当今最新设计技术的家电产品，兼有家用空调和可移动的优势，被广泛用于家庭住宅，办公写字楼及商业系统等场所，备受消费者的青睐。其主要特点有：外形较为小巧，可以更大限度的释放可利用空间；不用安装，即插即用，可以移动至不同的空间使用，节约了安装成本与时间；可以自动换风，保证室内空气的清新，预防空调病；并且空调机组噪声低（ ≤ 45 分贝），系统循环风量大，并能避免采用塑料风叶的老化、变形等问题。整体移动式空调器以其模块式的结构形式灵活组合，容量范围较宽的特点特别适合中小型建筑空调器设计应用，它因其能满足舒适性与方便性的优势也受到广泛关注。本文主要介绍了整体移动式空调系统的技术特点和工作原理，较为详细的介绍了整体移动式空调的设计计算以及其相关零部件的选取。

1.1 整体移动式空调器的工作原理及其特点

1.1.1 整体移动式空调器的工作原理

移动空调是将空调的室外机和室内机做成一个整体，即仅有室内机，空调器和外墙或外窗之间通过软管连接，空调器底部有四个万向轮，方便空调器在房间内移动，通过更换软管的连接位置来实现空调器在不同房间的移动。空调器内设置一个水箱和水循环用的小水泵，冷凝器主要通过水的喷淋蒸发来冷却，并从室内抽取少量空气，被冷凝器加热后将蒸发的水蒸汽带出室外。水箱中有水位报警器，当水箱内水量不足时，自动报警，当水位低于极限水位时，可实现自动停机。这种空调器不仅可以实现房间局部空调，具有节能效果，而且可以通过房间负压实现了房间的自动换气，制热系统采用了 PTC 加热技术，传热快、效率高，电耗低；控制系统有手动和遥控两种方式可选，一旦开机，隐藏的出风口会自动打开，吹送出环绕立体风。

整体式移动空调的工作原理及其工作循环和其他制冷装置的工作循环一样，都是逆卡诺循环，如图 1-1 所示。空调器制冷时，压缩机压缩后将高温高压的气态制冷剂送入冷凝器，轴流风扇将室内空气吸入并冷凝冷凝器中的制冷剂，同时将热空气排至室外。冷凝器的高压液态制冷剂通过连接管及毛细管，降压后通入蒸发器中换热，吸收室内循环空气中的热量而气化，低压制冷剂蒸汽通过中间的连接低压管，过热后被

室外压缩机吸入并压缩成高压蒸汽，再重复上述过程。

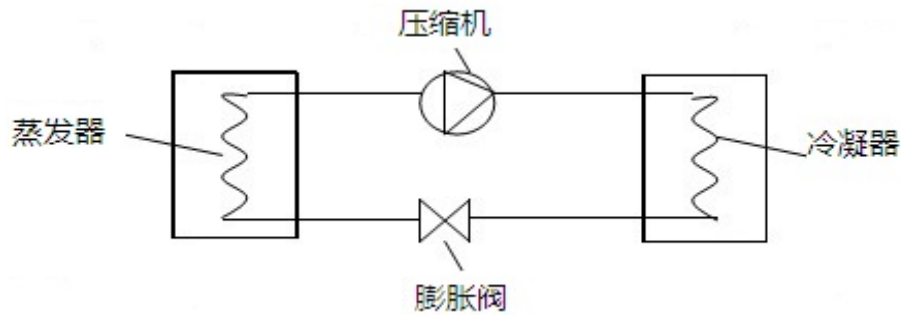


图 1-1 制冷系统循环图

循环流过蒸发器表面的空气，冷却后被离心风机吹入室内，使室温下降。如此循环使得室内的空气能在长时间内保持在人们所需求的温度，营造舒适的室内环境[3]。

1.1.2 整体移动式空调器的特点

1)方便：没有室外机，不需要专业安装，整体式设计，压缩机蒸发器和冷凝器全部全部集成在一起，不再是半成品，只要插上电就可以使用。不需要专业移机，不会破坏室内整体装饰之美。装有万象脚轮，可以随心移动。不必为安装连接管再去打墙洞，买回家插上电就可以制冷，完全不用等专业人员上门安装，随心随时移动机器，完全可以自己完成。

2)节省：小功率，更省电省钱：

a、一机多房：随时移动，一台移动空调可以管多个房间，节省了采购成本。

b、小功率、局部控制：在面积较大的环境或者是中央空调局部使用的环境，移动空调针对需要的局部空间调节温度，可以快速达到降温的目标，且非常省电。别是写字楼加班、工厂展厅、小商店等。

c、免移机：移动空调是整体式空调，购买时就是成品(分体式空调购买时是半成品)，不需要安装工作，随时移动，插上电就可以用，搬家时非常方便，如租房一族、野外施工办公室等。

3)无需空调连接管，不必再打墙洞，不必考虑管长位置，也没必要担心会漏冷媒。

1.2 整体式移动空调器的应用及其发展前景

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，伴随着生产力、国民经济的迅速发展和人民生活水平的快速提高，整体移动式空调器有着广阔的发展空间和发展潜力。

生活水平的提高使得人们对家居环境及办公场所的舒适性和健康性的要求越来越高，但是现在一般的家庭居住面积或者办公室的面积都不是特别大，室内负荷小，采用中央空调会造成巨大的能源浪费。同时如果采用一套大型的中央空调系统，中央空调不容易计算费用的问题又随之而来，所以就目前中国的现状来说，像中央空调这种集中式的空调系统在我国还是无法广泛的应用。一般的家庭都会选择制冷量比较小，占地面积小的空调器。这样不仅能满足人们对舒适环境的需求，还能减少能源的浪费，又不会带来不必要的收费困难。现在小型家用空调也应该向着节能、直流变频、无氟和健康等方向发展。

健康舒适性是多种技术的精华组合。健康是空调业发展的又一主题。以前的空调采用了多种健康技术，如负离子、离子集尘、多元光触媒等，这些技术的运用使空调产品的健康性能得到了极大提升。像海尔空调那样，把负离子、离子集尘、多元光触媒、双向换新丰、健康除湿等领先技术在内的高科技手段组合起来使用，更发挥了巨大的威力，未来空调进步的一个方向也就是对各种技术的灵活使用。

总之，移动空调作为一种新兴产品最早出现在欧美市场，由于技术含量高、生产研发成本昂贵，受欧美专利技术壁垒影响，一直以来为国外垄断；而国内空调行业的发展以日系空调技术的模仿为发展路线，家用空调市场的低行业进入门槛和早期的暴利诱惑，使得中国大陆市场的家用空调消费市场一直随着国产空调行业的成长而发展。而且，欧美市场空调安装费的高昂（一台空调的安装费约等于机器购买价，且由消费者买单），也推动了移动空调行业的发展。近两年随着移动空调产业在中国的投产和推广，生产成本大幅下降，正式开始进入千家万户。

1.3 整体移动式空调的设计要点

随着近年来整体移动式空调器数量的增加，生产出来的产品的性能也越来越完善，发展中的整体移动式空调器正在向着节能、环保、舒适和造型美观等方向兼容性发展，所以本次设计是基于整体移动式空调器在中国的广阔发展前景这一商业契机，并以了解和认识整体移动式空调器的结构原理为目的而展开设计的，本次设计中要点有以下几点：

（1）选用比较节能和高效的设备，以减少不必要的能量损失，提高空调器的实际工作效率。

(2) 是从环境保护的角度出发, 采用较为环保的 R410A。

(3) 改进空调出风口设计形状, 使吹出的风不单是简单的直吹人体而是使吹出的风是立体风、旋转风, 给人一种自然风的感觉。

(4) 压缩机的合理选择; 压缩机是直冷式空调器的关键装置, 其性能的优劣直接影响蒸发器的性能, 在选择压缩机时应注意:

在高温工况下运行, 夏季较高的室外温度使蒸发器蒸发温度过高, 导致压缩机的吸气压力、吸气温度过高。

2 方案选择与论证

2.1 压缩机

2.1.1 压缩机概述

压缩机在蒸汽压缩式制冷空调系统中, 压缩机是决定制冷系统能力大小的关键部件, 对系统的运行性能、噪声、振动、维护和使用寿命等有着直接的影响。它是整个制冷系统的动力来源, 它在消耗一定的电功后, 将蒸发器中的低压制冷剂气体吸入, 并把它压缩到冷凝压力再进入冷凝器中去, 从而保证制冷剂蒸汽能在常温下冷凝液化, 从而使得制冷循环得以顺利进行, 因而人们形象地称之为制冷设备的“心脏”。

制冷压缩机按密封结构形式可分为开启式压缩机、半封闭式压缩机和全封闭式压缩机。15KW 以下的小容量制冷压缩机大多采用全封闭式压缩机。全封闭式压缩机中电动机和压缩机连成一个整体, 装在一个不能拆开的密封机壳中, 使用可靠性高, 寿命长, 运转平稳, 噪音低, 体积小, 使用于小制冷量系统中。由于此次设计的空调系统的制冷量为 0.85kw, 因此本设计选用全封闭式制冷压缩机。

由于压缩机是制冷产品技术含量最高、生产代价最大的关键部件。因而, 国际上对制冷压缩机的研究从未停止、永无止境, 从传热流动、噪声振动、摩擦润滑、材料材质、加工工艺到性能与可靠性, 从机理分析、理论研究到机械结构、测试技术等, 几乎无所不包。每年都有大量的研究成果和文献出现, 也能够观察到因之带来的进步和收益。同时近年来, 国内制冷压缩机的研究与技术进步也取得了可喜的进展, 特别是冰箱压缩机行业。在 UNDP/GEF 中国节能冰箱项目的推动下, 冰箱压缩机的性能系数从几年前的 1.0 左右发展到今天有数家国内冰箱压缩机企业最高达到 1.95, 从而在一定程度上促进了制冷设备的发展^[4]。

2.1.2 压缩机的比较

2.1.2.1 滚动转子式压缩机^[5]

滚动转子式压缩机是家用空调压缩机结构型式之一。滚动转子式压缩机比往复式压缩机结构简单得多，而且体积小、重量轻、零部件少，尤其易损件少，比同样制冷量的往复式压缩机体积可减少 60%，重量减少 35%，零件减少 50 %。这种压缩机只进行旋转运动，不需将旋转运动转变为活塞往复运动，所以运转平稳、振动小、噪声低、质量稳定、可靠性高。在结构上，可把余隙容积做得很小，基本上没有膨胀气体的干扰。此外无吸气阀，使流动阻力小，导致容积效率高、性能好、能效比高。但这种压缩机对零件加工精度要求高，比活塞式的寿命短；而且这种压缩机只有一个转子且为偏心布置，转动起来振动和噪声仍较大，特别是对于较大功率机组，其气缸排量一般在 $6\sim 44\text{cm}^3/\text{r}$ 。它分成几个系列，从小功率到中功率，品种较多。而且为了便于管理和降低成本，使零、部件通用化程度较高，每个系列产品外形基本相似，均为定功率段的产品。

提高压缩机 COP 值的措施主要是提高加工和装配精度，对压缩机结构进行最优化设计，改进排气阀结构，增大电机叠片厚度，采用特低铁损高磁通量的硅钢片和提高槽前率等多方面来实现；降低压缩机噪声主要通过更好的动、静平衡来减小振动，缓冲压力脉动，以及设计更好的消声器等途径来实现；而提高压缩机的可靠性主要采用改进材料、加强工艺控制，强化实验手段，特别加工和设计保护元件和连接元件等来确保电机可靠性。利用彻底清除垃圾、应用高强度材料、进行各种试验以及根据不同情况配以不同储液器来确保压缩机的可靠性。

2.1.2.2 涡旋式压缩机

涡旋式压缩机是一类较新型的压缩机，它也是家用空调压缩机结构型式之一。长期以来，由于轴向力不能稳定平衡，防自转机构不灵活，轴向、径向密封不完善，以及涡形盘加工困难，故未达到实用化程度。直至 70 年代后，经美、日等国的研究，才使涡旋式压缩机走上实用化道路。考普兰、开利、日立、三菱公司均生产这种压缩机。其主要特点有：①无吸、排气阀，吸气压力损失小，压缩室压差小，无余隙容积，容积效率高，可靠性高，功耗小，COP 大；②涡旋回旋运动能形成几对压缩腔，因此力矩变化小，振动小，噪音低；③结构简单，零部件少，尤其易损件少，体积小，重量轻；④对液击不敏感；⑤转速高，有利于实现变频控制的方式来调节制冷量；⑥采

用一种背压可自动调节的可控推力机构，这样可保持轴向密封，减少机械损失，防止异常高压，确保压缩机安全；⑦便于采用气体注入循环，从而可提高节能效果，减少压缩机开、停频率，控制室温变化，实现舒适空调；⑧制造、加工精度高，成本较高。总体来说，其综合性能稍好于滚动转子式，特别适合于低噪声要求。目前主要用在 3~5HP3 大功率高档空调器上，是当前产品中最先进的。

目前涡旋式压缩机的发展趋势主要在：①进一步改进涡旋盘加工制造工艺，降低成本；②提高加工和装配精度，合理考虑实际运行中密封间隙，降低泄漏损失，进一步提高效率；③研究变转速下涡旋式压缩机性能，提高工作转速；④研究开发自转型涡旋式压缩机等。

2.1.2.3 往复式活塞式压缩机

往复式制冷压缩机迄今还是应用最广泛的一种机型，广泛应用于中、小型制冷装置中，按其结构分为滑管式和连杆式压缩机两类。

（1）滑管式压缩机

滑管式压缩机产生于 20 世纪 60 年代，它是往复式活塞式压缩机的一种类型。其特点是结构简单，工艺性好，成本较低，对零部件的加工精度要求不高，制造和装配都比较容易，所以发展较快。目前这类压缩机在国内外的电冰箱等小型制冷设备生产中应用比较普遍。缺点是活塞与缸壁间的侧力较大、磨擦功耗大、能效比偏低，因此目前滑管式压缩机正在进入衰退期，将逐渐被连杆式压缩机或旋转式压缩机所取代。

（2）连杆式压缩机

连杆式压缩机也属往复式活塞式，是制冷设备中采用时间较早的一种。其特点是运转比较平稳、噪声低、磨损小、使用寿命长、能效比较高、工作可靠、综合性能优良。但由于零部件形状复杂，加工精度要求较高，工艺难度较大，因此其发展一度受到限制，在电冰箱及其它小型制冷设备中被滑管式和旋转式压缩机所取代。近几年来随着机械工业的不断发展，对其结构进行了多方面的技术改进。目前连杆式压缩机已成为电冰箱压缩机的主导产品，总需求是有较大的提高。

2.1.2.4 离心式压缩机

离心式压缩机是一种速度型压缩机。气体在高速旋转的叶轮中获得高速度后，再在环形通道中将速度动能变为压力位能，从而提高气体的压力。根据压缩机中安装的工作轮数量的多少，分为单级式和多级式。如果只有一个工作轮，就称为单级离心式压缩机，如果由几个工作轮串联而组成，就称为多级离心式压缩机。在空调中，由于

压力增高较少，所以一般都是采用单级，其它方面所用的离心式制冷压缩机大都是多级的。单级离心式制冷压缩机的构造主要由工作轮、扩压器和蜗壳等所组成，压缩机工作时制冷剂蒸汽由吸汽口轴向进入吸汽室，并在吸汽室的导流作用引导由蒸发器（或中间冷却器）来的制冷剂蒸汽均匀地进入高速旋转的工作轮（工作轮也称叶轮，它是离心式制冷压缩机的重要部件，因为只有通过工作轮才能将能量传给汽体）。汽体在叶片作用下，一边跟着工作轮做高速旋转，一边由于受离心力的作用，在叶片槽道中作扩压流动，从而使汽体的压力和速度都得到提高。由工作轮出来的汽体再进入截面积逐渐扩大的扩压器（因为汽体从工作轮流出时具有较高的流速，扩压器便把动能部分地转化为压力能，从而提高汽体的压力）。汽体流过扩压器时速度减小，而压力则进一步提高，经扩压器后汽体汇集到蜗壳中，再经排气口引导至中间冷却器或冷凝器中。

离心式制冷压缩机的特点与特性：离心式制冷压缩机与活塞式制冷压缩机相比较，具有下列优点：单机制冷量大，在制冷量相同时它的体积小，占地面积少，重量较活塞式轻 5~8 倍；由于它没有汽阀活塞环等易损部件，又没有曲柄连杆机构，因而工作可靠、运转平稳、噪音小、操作简单、维护费用低；工作轮和机壳之间没有摩擦，无需润滑。故制冷剂蒸汽与润滑油不接触，从而提高了蒸发器和冷凝器的传热性能；能经济方便的调节制冷量且调节的范围较大；对制冷剂的适应性差，一台结构一定的离心式制冷压缩机只能适应一种制冷剂；离心式压缩机在大冷量范围内（大于 1500kw）仍保持优势，这主要是受益于在这个冷量范围内，它具有无可比拟的系统总效率。离心式压缩机的运动零件少而简单，且其制造精度要比螺杆式压缩机低的多，这些都带来制造费用相对低且可靠的特点。此外，大型离心式压缩机如应用在工作压力变化范围狭小的场合中，可以避开由喘振所带来的问题，在不久的将来，总体和部分负荷（Integrated part load value）将愈来愈被重视，从而要求离心式压缩机要在较宽广的应用工况中工作效率高。但是，相对来讲，离心式压缩机的发展近来有所缓慢，因为受到螺杆式压缩机和吸收式制冷机的挑战，离心式压缩机自 1993 年就开始根据 CFCS 替代的需要进行着重新的设计，以使其热力和气动力性能得到更好的改善。因而已有很多离心式压缩机的工质替代转向从 HCFC—22 置换为 HFC—134 方面，其制冷量范围为 90~1250kw。

2.1.2.5 螺杆式压缩机

螺杆式压缩机是靠汽缸中一对含有螺旋齿槽的转子相互啮合，造成有齿形空间组

成的基元容积的变化,进行制冷剂气体压缩。螺杆式空气压缩机的工业生产始于 1950 年,由于结构简单、易损件少、外形紧凑、排气温度低、质量轻、不怕气体中带液和带尘压缩等优点,在国内外得到了飞速的发展。在操作上,螺杆压缩机是压缩机中最简单的类型之一。在成本上,螺杆式压缩机和往复的、重型水冷却式压缩机相比,每单位马力的原始投资要低 30 %^[6]。

随着螺杆式空气压缩机的更新换代,它更是具备了高性能配置、高效率、高可靠性、高度智能化、友好的人机界面、安装费用低、适应国内电源、运行费用低、节能环保等特点。因此,在今后相当长的时期内,小容量空气压缩机将以螺杆式为主。

综上所述可知:就压缩机的性能来讲,涡旋式最好,滚动转子式次之,往复式最差;就成本价格而言,相同制冷能力的压缩机,涡旋式最高,往复式最低,滚动转子式介于其中;不同的压缩机其安全运行工况范围是不同的,通常活塞压缩机能够更好地适应高的压差和低的环境温度。本次设计使用滚动转子压缩机。

2.2 冷凝器

2.2.1 冷凝器概述

冷凝器是空调装置的主要换热设备之一。其功能是将压缩机排出的高温过热蒸汽冷却成液态制冷剂,所放出的热量被冷却介质吸收后排至周围环境中。过热蒸汽在冷凝器中放热而变成液体时,过程一般如下。

制冷剂在冷凝器中先由过热蒸汽冷却为干饱和蒸汽,放出显热,再由于干饱和蒸汽冷凝为饱和液体,放出大量潜热。如果饱和液体继续得到冷却,就成为过冷液体。按冷却方式的不同,冷凝器可分为空气冷却式冷凝器、水冷却式冷凝器、蒸发式冷凝器三大类^[7]。

2.2.2 冷凝器的比较

2.2.2.1 空气冷却式冷凝器

空气冷却式冷凝器用于电冰箱、冷藏柜、窗式空调器、汽车及铁路车厢用空调装置、冷藏等运输式制冷装置,冷却介质为空气,适用于干旱缺水或水质低劣的地区。空气冷却式冷凝器根据空气的流动情况还可分为自然对流冷却和强制对流冷却两种。前者主要用做300L以下家用冰箱的冷凝器,后者主要用于中小型氟利昂机组。

自然对流空气冷却式冷凝器依靠空气受热后产生的自然对流,将制冷剂放出的热量带走。这种冷凝器的传热效果低于强制流动空气冷却式冷凝器。由于不用风机,节

省了风机电耗，还避免了风机运转时的噪音，但是这种冷凝器的传热系数很低一般为 $9\sim 16\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})^{[8]}$ 。

强制对流空气冷却式冷凝器一般都制作成套片管式，由一组或者几组蛇形管组成。空气在轴流风机的作用下横向流过翅片管。强制通风用的风机常用轴流式风机。这种冷凝器的传热系数同样也较小，一般约为 $23\sim 35\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})^{[9]}$ 。它必须使用风机，要消耗一定的电能。

2.2.2.2 水冷式冷凝器

水冷式冷凝器是用水作为冷却介质来对压缩机的排汽进行冷却使其冷凝，冷却水可用江、湖、河、海及井水等。由于水的温度较低，所以采用水冷式冷凝器可以得到较低的冷凝温度和压力，从而有利于提高制冷装置的制冷能力及其运行的经济性。目前常用的水冷式冷凝器有立式壳管式、卧式壳管式、套管式三种。

(1) 立式壳管式冷凝器在中型或大型的制冷系统中应用较广。立式壳管式冷凝器的优点是：占地面积小，可露天安装，对水质要求较低，清洗方便，传热效果比较好，冷却能力大。其缺点为：冷却水用量大，耗水量多，流速较高，且比较笨重。

(2) 卧式壳管式冷凝器在氨和氟利昂中等或大容量的制冷装置中都用的很普遍。卧式壳管式冷凝器的优点是：传热系数高，结构紧凑，空间高度低，有利于机组化；冷却水循环使用，耗水量相对立式壳管式冷凝器少；操作方便，运行可靠。缺点是：耗水量大，冷却水流动阻力大，水泵耗电多；对水质要求较高，清洗水垢不方便，且需要停止运行。

(3) 套管式冷凝器由两根或几根大小不同的管子组成。大管子内套小管子，小管子可以是一根，也可以是数根。套管式冷凝器一般应用于制冷量在 40kW 以下的小型氟利昂制冷装置中。运行时制冷剂蒸气从上部进入，凝结液从下部流出。冷却水从上部进入内管，吸热后从上部流出。制冷剂与冷却水之间为逆流换热。在套管式冷凝器中，制冷剂同时受到冷水及管外空气的冷却，因而它的传热效果好，但是金属的消耗量较大。套管式冷凝器的优点：结构简单，传热效果好。缺点是制冷剂和冷却水的流动阻力大，对水质要求较高。

2.2.2.3 蒸发式冷凝器

蒸发式冷凝器的换热主要是靠冷却水在空气中蒸发吸收气化潜热而进行的。蒸发式冷凝器的耗水量较少，空气流量也不大^[10]。蒸发式冷凝器具有以下一些优点。

(1) 节水，一般在水冷式冷凝器中，每1kg冷却水能带走16.75~25.12kJ热量，而1kg水在常压下蒸发能带走约2428kJ热量，蒸发式冷凝器正是利用水的蒸发潜热来带走制冷剂热量，因而蒸发式冷凝器理论耗水量仅为一般水冷式冷凝器的1%；考虑到飞溅损失等因素，实际耗水量约为水冷式的5%-10%^[1]。

(2) 节电，蒸发式冷凝器的制冷系统冷凝温度比用风冷式或水冷式冷凝器低。因而采用蒸发式冷凝器将使压缩机的输入功率减少，冷凝器的总耗功率（水泵、风机）也显著降低。

(3) 结构紧凑，蒸发式冷凝器本身起了冷却塔的作用，因此不需配备冷却塔，由于不需要设置冷却塔，故整个装置结构紧凑、体积小、占地面积小。

(4) 不污染环境，不少化工厂以往采用壳管式或喷淋式冷凝器，夏季时由于冷凝压力过高，常常采用“放空降压”，但每次放出的并不全是不凝性气体，其中含有大量的氨气，不仅氨损失相当严重，还造成环境污染，但采用蒸发式冷凝器后不存在这种现象。

综上所述，由于装置所特有的低温、结构简单、紧凑、传热系数较小等特点，并且套片管式强制对流空气冷却式冷凝器具有结构简单，制作方便，传热特性好等优点。故可选用铝翅片管簇式冷凝器。

2.3 蒸发器

2.3.1 蒸发器概述

蒸发器是制冷系统中一个主要的换热部件，其功能是将节流后的制冷剂在蒸发器内低压蒸发吸热，达到制冷目的。制冷剂在蒸发器内的大部分区域处于是蒸汽状态，湿蒸汽进入蒸发器时期蒸发的含量只占10%左右，其余都是液体。随着蒸汽在蒸发器内的流动与吸热，液体逐渐蒸发为蒸汽，蒸汽越来越多，当流至接近蒸发器出口处时，一般已成为干蒸汽，到蒸发器末段，继续吸热，成为过热蒸汽。蒸发器按其冷却的介质不同分为冷却液体载冷剂的蒸发器和冷却空气的蒸发器。根据供液方式的不同，有满液式、干式、循环式、和喷淋式等。

2.3.2 蒸发器的比较

2.3.2.1 干式氟利昂蒸发器

干式蒸发器是一种制冷剂液体在传热管内能够完全汽化的蒸发器。蒸发器传热管

外侧的被冷却介质是载冷剂或空气，制冷剂则在管内吸热蒸发，蒸发器流量约为传热管内容积的百分之二十到三十。增加制冷剂的质量流量，可增加制冷剂液体在管内的湿润面积。同时其进出口处的压差随流动阻力增大而增加，以致使制冷系数降低。干式蒸发器按其被冷却介质的不同分为冷却液体介质型和冷却空气介质型两类。而冷却空气的干式蒸发器又可分为冷却自由运动空气的蒸发器和冷却强制流动空气的蒸发器。自由运动型一般被制成光管蛇形管管组，通常称作冷却排管，一般用于冷藏库和低温的实验装置中。强制对流型则是在自由型的管外设置肋片以提高传热系数。其多用于空气调节装置和大型冷藏库以及大型低温实验环境场合。干式蒸发器的优点是应用相对要成熟很多，而且采用干式蒸发器不需要单独的换热器回油设计，但是其缺点是系统效率会有所降低^[12]。

2.3.2.2 满液式蒸发器

满液式蒸发器按其结构分为壳管式、直管式、螺旋管式等几种结构形式。它们的共同特点是在蒸发器中充满液态制冷剂，运行中吸热蒸发产生的制冷剂蒸汽不断地从液体中分离出来。其优点是制冷剂与传热面充分接触，具有较大的传热系数。但不足之处是制冷剂充注量大，液柱静压会给蒸发温度造成不良影响。且当盐水浓度降低或盐水泵因故停机时，盐水在管内有被冻结的可能。若制冷剂为氟利昂，则氟利昂内溶解的润滑油很难返回压缩机。此外清洗时需停止工作。

2.3.2.3 循环式蒸发器

这种蒸发器中，制冷剂在其管内反复循环吸热蒸发直至完全汽化，故称做循环式蒸发器。循环式蒸发器多应用于大型的液泵供液和重力供液冷库系统或低温环境试验装置。循环式蒸发器的优点在于蒸发器管道内表面能始终完全润湿，表面传热系数很高，其不足之处在与体积较大，制冷剂充注量较多。

综上所述,由于在此次设计中的制冷剂为 R410A，故而可选择干式氟利昂蒸发器。

2.4 制冷剂

2.4.1 制冷剂概述^[21]

制冷剂是制冷装置中的工作介质，又称制冷工质。制冷装置进行制热制冷就是利用制冷剂的循环流动去进行热量交换，所以制冷剂是制冷装置必不可少的部分。早期使用的制冷剂有乙醚、二氧化硫、氯化钾、二氧化碳等。由于其本身的缺点,现除二氧化碳还用于生产干冰等制冷系统外，其余均被淘汰。现被采用的制冷剂约有二三十

种,主要有氨、氟利昂、水等^[13]。

表2-1 制冷剂发展历程

	第1代	第2代	第3代	第4代
年代	1830-1930	1931-1990	1991-2010	2010-
原则	能用即可	安全与耐久性	臭氧层保护	防止全球变暖, 低ODP, 低GWP, 高效
制冷剂	醚类, CO ₂ , 空气, 甲酸甲 酯	CFCs, HCFCs NH ₃ , H ₂ O	(HCFCs), HFCs , NH ₃ , H ₂ O ,HCs , CO ₂	(HCFCs), NH ₃ , H ₂ O , HCs , CO ₂ , 空气

从19 世纪30 年代, Perkins 发明了蒸气压缩式制冷循环后, 人类迎来了制冷技术的发展期, 而制冷剂的发明、更新和替换始终贯穿整个过程。目前根据新时期的发展要求, 制冷剂又将面临新的挑战。

表2-1所表示的是J . M. Calm所描述的制冷剂的发展的4个阶段^[14]。为发展制冷工业, 人类发明了各种各样的制冷剂。但是, 目前已经发现或者潜藏着对环境的危害作用。这时第1代制冷剂中的“天然制冷剂”重新燃起了人们的希望。

氨具有优良的热力性能, ODP = 0和GWP <1, 但有毒, 在化学工业和食品工业中以及中央空调(欧洲) 都重新得到了应用; 二氧化碳的ODP = 0和GWP = 1, 用跨临界循环热泵提供热水, 作为复叠循环低压级和低温载冷剂时具有优良性能。碳氢化合物的ODP = 0和GWP < 1, 用于冰箱制冷剂和发泡剂, 也可用于冷水机组, RAC 和PAC 等, 但易燃易爆, 这非常不利。水的ODP = 0和GWP < 1, 用于冷凝温度较低的水冷冷水机组以及冰蓄冷机组。

在不同的目标下, 采用有优良性能的“天然制冷剂”可能是大势所趋。

2.4.2 制冷剂的选择

制冷装置的内部压力较之外界要高, 容易造成制冷剂的泄漏。所以不但要求制冷装置可以达到预期的温度调节功能, 更要求制冷剂无害于我们的生活环境。总体而言, 目前对制冷剂的要求有以下几个方面:

- (1) 对人类的生态环境没有破坏作用。即不破坏大气臭氧层, 不产生温室效应。
- (2) 临界温度较高, 在常温或普通低温下能够液化。且希望临界温度比环境温度高的多, 以减少制冷剂节流时的损失, 提高循环的经济性。

(3) 在工作温度范围内, 具有适宜的饱和蒸气压力, 即蒸发压力不宜低于大气压力, 以免外部空气渗入制冷机系统; 冷凝压力不宜过高, 否则会引起压缩机耗功增加, 要求设备具有较高的承压能力, 使设备过分笨重, 增加金属材料的消耗量。

(4) 单位容积制冷量大。对制取一定的制冷量而言, 它可以减少压缩机的输气量, 即可减少压缩机的结构尺寸。

(5) 粘度和密度小, 以减少制冷剂在系统中的流动阻力损失。

(6) 热导率高。它可提高换热器的传热系数, 减少换热设备的传热面积和金属材料消耗量。

(7) 不燃烧、不爆炸、无毒、对金属材料不腐蚀、对润滑油不发生化学作用, 高温下不分解。

(8) 排气温度低, 有利于机器的安全运行和寿命的提高。

(9) 应具有良好的电绝缘性能。

(10) 单位容积压缩功小。

目前而言, 尚未找到完全满足以上所有条件的制冷剂。选择制冷剂时, 首先考虑符合环保要求, 然后按照不同的用途、装置的大小、压缩机的结构形式、使用条件等全面加以考虑。故此次选用 R410A。

3 设计计算

3.1 系统的热力计算

该整体移动式空调中采用的制冷剂为 R410A, 制冷量为 0.85kw, 暂取过冷度为 7℃, 压缩机吸气温度 30℃。冷凝器类型为铝翅片管簇冷凝器; 空调蒸发器类型为铝翅片簇管式冷凝器; 二者均为空冷式换热器。压缩机为滚动转子式压缩机。

3.1.1 空调系统的热力计算

名义工况下制冷量为 850W, 制冷剂为 R410A。

(1) 制冷循环热力计算

1) 循环参数及压焓图

所设计空调器实际工况下制冷循环参数及室内、外空气参数如下:

当地大气压 $P_b = 101.32\text{kPa}$,

蒸发温度 $t_0 = 7.2\text{ }^\circ\text{C}$,

冷凝温度 $t_k = 48\text{ }^\circ\text{C}$,

过冷温度 $t_4 = 43\text{ }^{\circ}\text{C}$ ， 吸气温度 $t_1 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，

室内干球温度 27°C ,湿球温度 19.5°C ，

室外干球温度 35°C ，湿球温度 24°C 。

循环的 p-h 图如图 3-1 所示

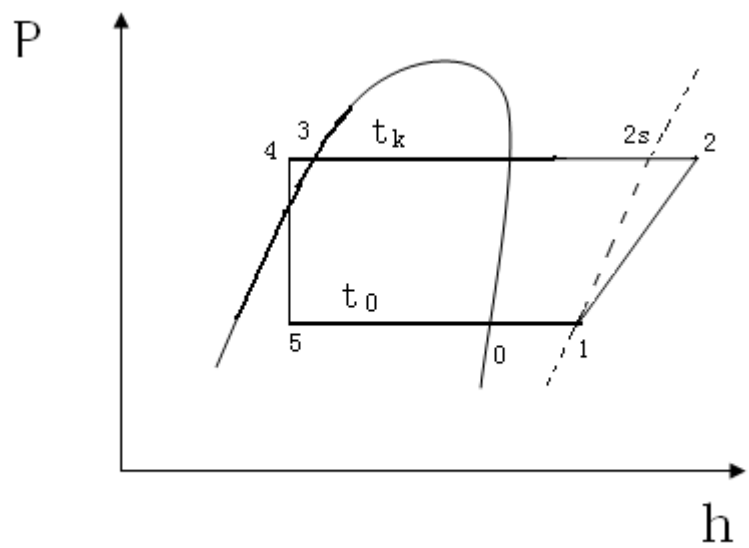


图 3-1 循环的 p-h 图

2) 各点参数值

查 R22 热力性质表和图，如表 3-1 所示：

表 3-1 各关节点的参数

参数 状态点	$t/(^{\circ}\text{C})$	$P/(\text{MP}_a)$	$v/(\text{m}^3/\text{kg})$	$h/(\text{kJ}/\text{kg})$	$s/[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
0	7.2	1.07		427	
1	27.2	1.07	0.029	440	1.87
2s	84			479	
2	104	28.7		492	
4	43.5			274	

3) 热力计算^[16]

单位质量制冷量

$$q_0 = h_1 - h_4 = 116\text{kJ} / \text{kg} \tag{3-1}$$

单位理论功

$$w_0 = h_{2s} - h_1 = 479 - 440 = 39 \text{ kJ / kg} \quad (3-2)$$

单位冷凝负荷

$$q_k = h_2 - h_4 = 492 - 274 = 218 \text{ kJ/kg} \quad (3-3)$$

制冷剂循环质量流量

$$q_m = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{0.85}{166} = 0.00512 \text{ kg / s} = 18.43 \text{ kg / h} \quad (3-4)$$

实际输气量

$$q_{vs} = q_m v_1 = 0.00512 \times 0.029 = 0.00014848 \text{ m}^3 / \text{s} = 0.535 \text{ m}^3 / \text{h} \quad (3-5)$$

输气系数

$$\lambda = \lambda_v \lambda_p \lambda_T \lambda_L$$

取 $\lambda = 0.95$ ，则

压缩机的理论输气量

$$q_{vh} = \frac{q_{vs}}{\lambda} = \frac{0.535}{0.95} \text{ m}^3 / \text{h} = 0.563 \text{ m}^3 / \text{h} \quad (3-6)$$

压缩机理论功率

$$P_0 = q_m w_0 = 0.00512 \times 39 = 0.02 \text{ kW} \quad (3-7)$$

压缩机指示功率（取压缩机指示效率为 $\eta_i = 0.8$ ）

$$P_i = \frac{P_0}{\eta_i} = \frac{0.02}{0.8} \text{ kW} = 0.025 \text{ kW} \quad (3-8)$$

压缩机轴效率（取机械效率 $\eta_m = 0.9$ ）

$$P_m = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{0.025}{0.9} \text{ kW} = 0.278 \text{ kW} \quad (3-9)$$

压缩机电机即输入功率（电动机效率 $\eta_{mo} = 0.86$ ）

$$P_{el} = \frac{P_m}{\eta_{mo}} = \frac{0.278}{0.86} = 0.323 \text{ kW} \quad (3-10)$$

3.2 压缩机的选取^[18]

根据计算结果,查表知道可选用 HC75DC12H DC12V 型压缩机,额定制冷量为 850W,该压缩机在名义工况下制冷剂流量为

$$q_{m1} = \frac{Q_0}{q_{01}} = \frac{0.85}{427.34 - 283.54} = 0.00591 \text{ kg/s} = 21.276 \text{ kg/h} \quad (3-11)$$

3.3 冷凝器设计计算

选择翅片管式强制对流风冷冷凝器

下图 3-3 所示为强制通风空气冷却式冷凝器的整体结构示意图:

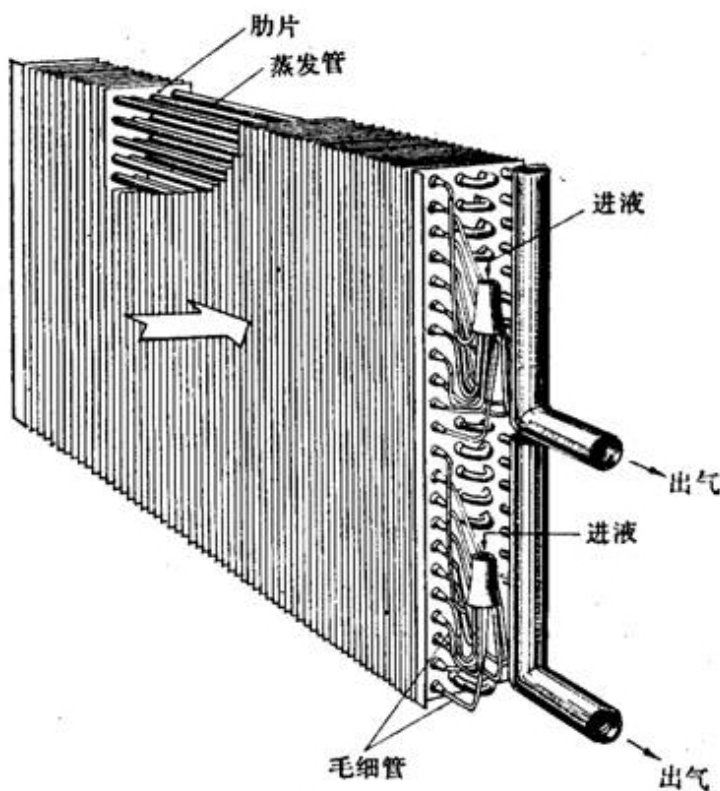


图 3-3 强制通风空气冷却式冷凝器

设计参数及条件: 冷凝热负荷 $Q_k = 1.1163 \text{ kW}$ 、冷凝温度 $t_k = 48^\circ\text{C}$ 、进风温度 $t_{a1} = 35^\circ\text{C}$ 、空气温升 $\Delta t_a = 8^\circ\text{C}$ 、传热管选用 $\phi 10.00 \text{ mm} \times 0.50 \text{ mm}$ 、材料为 T_2 的铜管、材料为 LF_2 的铝翅片、迎风面上的管间距 $s_1 = 0.025 \text{ m}$ 、排间距 $s_2 = 0.02165 \text{ m}$ 、管内径 $d_i = 0.009 \text{ m}$ 、翅片间距 $s_f = 0.0018 \text{ m}$ 、翅片厚度 $\delta_f = 0.15 \times 10^{-3} \text{ m}$ 、片宽 $L = 0.044 \text{ m}$ 。进行设计计算。

(1) 基本结构^{[25][26]}

空气流动方式：受迫对流

基本结构型式：正三角形排列

片型：平式翅片

管排数： $n_r = 2$

下图 3-4 所示为翅片管管簇排列结构参数示意图。

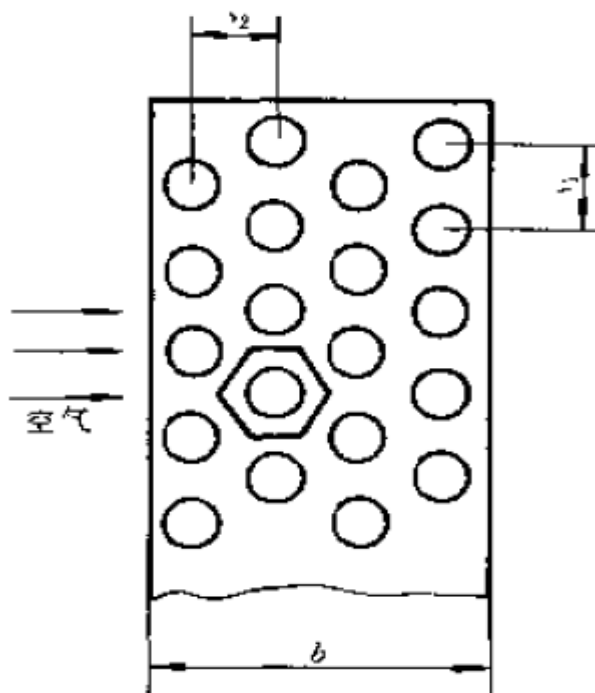


图 3-4 等边三角形叉排

按等边三角形叉排布置的整套片翅片管簇，对每根管而言，其翅片形式相当于正六角形翅片。

(2) 翅片管几何参数计算

单位管长翅片面积

$$\begin{aligned}
 f_f &= \frac{2}{s_f} \left(s_1 s_2 - \frac{\pi}{4} d_b^2 \right) \\
 &= \frac{2}{0.0018} [0.025 \times 0.02165 - \frac{\pi}{4} (0.01 + 2 \times 0.00015)^2] \quad (3-12) \\
 &= 0.514 \text{ m}^2/\text{m}
 \end{aligned}$$

$$d_b = d_0 + 2\delta_f = 0.01 + 2 \times 0.00015 = 0.0103 \text{ m}^2/\text{m} \quad (3-13)$$

得肋间管外单位表面积 f_b 为

$$f_b = \pi d_b \left(1 - \frac{\delta_f}{s_f} \right) = \pi \times 0.0103 \times \left(1 - \frac{0.00015}{0.0018} \right) = 0.0288 \text{ m}^2/\text{m} \quad (3-14)$$

管外总单位表面积 f_t 为

$$f_t = f_f + f_b = 0.514 + 0.0288 = 0.543 \text{ m}^2/\text{m} \quad (3-15)$$

管内单位表面积 f_i 为

$$f_i = \pi d_i = \pi \times 0.009 = 0.0283 \text{ m}^2/\text{m} \quad (3-16)$$

肋化系数 β 为

$$\beta = \frac{f_t}{f_i} = \frac{0.543}{0.0283} = 19.1873 \quad (3-17)$$

(3) 空气侧传热系数计算

1) 空气进出冷凝器的温差及风量

出风温度

$$t_{a2} = t_{a1} + \Delta t_a = 35 + 8 = 43^\circ\text{C} \quad (3-18)$$

空气平均温度

$$t_{am} = \frac{t_{a2} + t_{a1}}{2} = \frac{43 + 35}{2} = 39^\circ\text{C} \quad (3-19)$$

冷凝热负荷

$$Q_k = C_0 Q_0 \quad (3-20)$$

查冷凝负荷系数图, 得 $C_0 = 1.21$

$$Q_k = 1028.5 \text{ W}$$

风量

$$q_{va} = \frac{Q_k}{\rho_m c_{pa} \Delta t_a} = \frac{1.0285}{1.1095 \times 1.013 \times 8} = 0.1144 \text{ m}^3/\text{s} \quad (3-21)$$

平均温度下空气物性参数为: 密度 $\rho_m = 1.1095 \text{ kg}/\text{m}^3$; 比定压热容 $c_{pa} = 1.013 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; 运动粘度 $\nu_m = 17.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$; 热导率 $\lambda_m = 0.0272 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

2) 肋片效率及空气侧传热系数。根据肋片参数, 冷凝器的空气最窄流通面积与迎风面积之比 σ 为

$$\sigma = \frac{(s_f - \delta_f)(s_1 - d_b)}{s_1 s_f} = \frac{(1.8 - 0.15)(25 - 10.3)}{25 \times 1.8} = 0.539 \quad (3-22)$$

取迎面风速 $w_f = 1.5 \text{ m/s}$ ，则最小流通面的风速

$$w_{\max} = \frac{w_f}{\sigma} = \frac{1.5}{0.539} = 2.78 \text{ m/s} \quad (3-23)$$

当量直径

$$d_{eq} = \frac{2(s_1 - d_b)(s_f - \delta_f)}{s_1 - d_b + s_f - \delta_f} = \frac{2(25 - 10.3)(1.8 - 0.15)}{25 - 10.3 + 1.8 - 0.15} = 2.967 \text{ mm} \quad (3-24)$$

空气的雷诺数

$$\text{Re}_f = \frac{w_{\max} d_{eq}}{v_m} = \frac{2.78 \times 2.967 \times 10^{-3}}{17.5 \times 10^{-6}} = 471 \quad (3-25)$$

单元空气流道长径比

$$\frac{L}{d_{eq}} = \frac{0.044}{0.002967} = 14.83 \quad (3-26)$$

根据流体流过整张平套片管管簇时的换热公式，有

$$\begin{aligned} A &= 0.518 - 0.02315 \frac{L}{d_{eq}} + 0.000425 \left(\frac{L}{d_{eq}} \right)^2 - 3 \times 10^{-6} \left(\frac{L}{d_{eq}} \right)^3 \\ &= 0.518 - 0.02315 \times 14.83 + 0.000425 \times 14.83^2 - 3 \times 10^{-6} \times 14.83^3 \\ &= 0.2584 \end{aligned} \quad (3-27)$$

$$C = A \left(1.36 - \frac{0.24 \text{Re}_f}{1000} \right) = 0.2584 \left(1.36 - \frac{0.24 \times 471}{1000} \right) = 0.322 \quad (3-28)$$

$$n = 0.45 + 0.0066 \frac{L}{d_{eq}} = 0.45 + 0.0066 \times 14.83 = 0.54788 \quad (3-29)$$

$$m = -0.28 + 0.08 \frac{\text{Re}_f}{1000} = -0.28 + 0.08 \frac{471}{1000} = -0.242 \quad (3-30)$$

平直翅片的管外表面传热系数为

$$\begin{aligned}
a_0' &= 1.1 \frac{\lambda_m}{d_{eq}} C \operatorname{Re}_f^n \left(\frac{L}{d_{eq}} \right)^m \\
&= 1.1 \frac{0.0272}{0.002967} \times 0.322 \times (471)^{0.54788} \times (14.83)^{-0.242} \\
&= 49.27 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})
\end{aligned} \tag{3-31}$$

对于叉排管有

$$\rho' = 1.27 \times \rho \times \sqrt{1 - 0.3} \tag{3-32}$$

其中

$$\rho = \frac{s_1}{d_b} = \frac{0.025}{0.00988} = 2.530364 \tag{3-33}$$

所以 $\rho' = 2.688659$

肋片当量高度

$$\begin{aligned}
h' &= \frac{d_0}{2} \left(\frac{s_1'}{d_0} - 1 \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(c \frac{s_1'}{d_0} \right) \right) \\
&= \frac{0.01}{2} \left(\frac{0.025}{0.01} - 1 \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(1.063 \times \frac{0.025}{0.01} \right) \right) \\
&= 0.01 \text{ m}
\end{aligned} \tag{3-34}$$

肋片特性参数

$$m = \sqrt{\frac{2a_0'}{\lambda_f \delta_f}} = \sqrt{\frac{2 \times 49.27}{203 \times 0.15 \times 10^{-3}}} = 56.89 \text{ m}^{-1} \tag{3-35}$$

其中

$$\lambda_f = 203 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

肋片效率

$$\eta_f = \frac{th(mh')}{mh'} = \frac{th(56.89 \times 0.01)}{56.89 \times 0.01} = 0.904 \tag{3-36}$$

冷凝器外表面效率

$$\eta_s = \frac{f_f \eta_f + f_b}{f_t} = \frac{0.514 \times 0.904 + 0.0288}{0.543} = 0.909 \tag{3-37}$$

当量表面传热系数

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/168024133040007005>