

摘要

空调室外机的建模与仿真

能源问题与环境问题一直制约着我国的经济发展和民生,提高空调的制冷(制热)效率,提升制冷(制热)能力,对于节能环保来说有重要的意义。本文从空调外机的关键部件出发,调研了各自在提高空调外机制冷(制热)能力方面的国内外研究近况,通过归纳总结发现,制冷剂材料的物理特性、翅片结构等均是影响空调外机制冷(制热)效能的直接因素。

通过对冷凝器的工作循环过程进行分析,制冷剂在冷凝管中的流速决定了制冷剂的流动状态、制冷剂的初始温度和空调外机所处的环境温度决定了换热过程的边界条件、散热风扇的转速影响空调外机箱体内的空气流动状态,这些变量都会影响冷凝器的散热过程。

通过查阅文献与结合工程经验,常将换热系数作为主要衡量空调外机换热性能的指标,将冷凝剂的出口压降,空调外机出风口的风速等物理量用来反映整个换热系统对压缩机、风扇性能的需求。

结合以上分析,本文采用控制变量法,对每个影响变量设计多组横向对比实验,探究其对翅片表面换热系数、空调外机出风口风速、冷凝剂的出口温度和出口压降的影响。

本文采用数值模拟的方法对某款空调外机进行建模分析,首先提取了散热风扇、冷凝器和机箱外壳的主要形状特征,导入到 ANSYS 软件中,用 Fluent 模块对冷凝剂与管壁间热对流、散热管壁与翅片之间的热传导、翅片与外界空气的对流换热过程进行热流固耦合仿真。由于存在风扇的旋转,箱体内空气的流场分布因受到热流耦合和机械作用的综合影响而变得更加复杂,流场的分布通过影响温度场的分布进而影响整个换热过程。

由于整体流场模型复杂,为了规避 DNS 计算量过大的缺陷,湍流模型的计算选择 RANS 法;为了提高计算精度,在风扇表面、翅片附近、空气流动区、翅片与管路的连接区域的网格进行了加密处理,同时进行了网格无关性检验;为了便于数值求解和动静界面数据的交换,在近壁处流动模型选为标准壁面函数,差分格式选用一阶迎风差分格式。

最终仿真结果表明，制冷剂流速增大时，冷凝管内液体状态逐渐从过渡态转变为完全湍流状态，这有利于增强换热，可以显著提高冷凝器的换热系数；由于风扇转动时，空调外机内的空气为湍流状态，在一定范围内调节风扇转速对湍流的状态改变不大，因此对换热系数的影响不大；冷凝剂的初始入口温度对冷凝器的换热系数影响较小。

关键词：

空调外机，Fluent，冷凝器，风扇

Abstract

Modeling and Simulation of Outdoor Air Conditioner

Energy issues and environmental issues have always restricted the speed of economic development of our country and people's livelihood, improve air conditioning refrigeration (heating) efficiency, improve refrigeration (heating) ability, for energy saving and environmental protection has important significance. Starting from the key components of the outdoor air conditioner, this paper investigates the recent research status at home and abroad in improving the cooling (heating) ability of the outdoor air conditioner. Through summary, it is found that the physical characteristics of refrigerant materials and fin structure are direct factors affecting the cooling (heating) efficiency of the outdoor air conditioner.

Through the analysis of the working cycle process of the condenser, the flow rate of the refrigerant in the condensing tube determines the flow state of the refrigerant, the initial temperature of the refrigerant and the ambient temperature of the outdoor air conditioner determines the boundary conditions of the heat transfer process, and the speed of the cooling fan affects the air flow state in the shell of outdoor air conditioner. All these variables will affect the heat dissipation process of the condenser.

Through literature review and engineering experience, heat transfer coefficient is often used as the main index to measure the heat transfer performance of the outdoor air conditioner, and physical quantities such as inlet and outlet pressure drop of condensing agent and wind speed of the outdoor air conditioner are used to reflect the requirements of the whole heat exchange system on compressor and fan performance.

Combined with the above analysis, this paper uses the control variable method to design multiple groups of lateral comparison experiments for each influencing variable to explore its influence on the heat transfer coefficient of the fin surface, the air speed of the air outlet of the air conditioner, the temperature at the outlet of the condensing agent and the pressure drop at the inlet and outlet.

In this paper, numerical simulation method is used to model and analyze a certain type of air conditioning unit. Firstly, the main shape features of cooling fan, condenser and case shell are extracted and imported into ANSYS software. The Fluent module was used to simulate the fluid-thermal-structure interaction between condenser and tube wall, the heat conduction between cooling tube wall and fin, and the convective

heat transfer between fin and outside air. Due to the rotation of the fan, the air flow field distribution in the shell becomes more complex due to the comprehensive influence of fluid-thermal interaction and mechanical action. The distribution of flow field affects the whole heat transfer process by affecting the distribution of temperature field.

Due to the complexity of the overall flow field model, RANS method is chosen to calculate the turbulence model in order to avoid the defect of excessive calculation of DNS. In order to improve the calculation accuracy, the grids on the fan surface, near the fins, in the air flow area, and the connection area between the fins and pipelines are encrypted, and the grid independence test is carried out. In order to facilitate numerical solution and data exchange from dynamic and static interface, the flow model near the wall is selected as the standard wall function, and the difference scheme is selected as the first-order upwind difference scheme.

The final simulation results show that when the flow rate of refrigerant increases, the liquid state in the condensing tube gradually changes from transition state to complete turbulence state, which is conducive to enhancing heat transfer and significantly improving the heat transfer coefficient of condenser. When the fan rotates, the air inside and outside the air conditioner is in a turbulent state. Adjusting the fan speed within a certain range has little effect on the turbulent state, so it has little effect on the heat transfer coefficient. The initial inlet temperature of condenser has little influence on the heat transfer coefficient of condenser.

Key words:

Air conditioning machine, Fluent, Condenser, Fan

关于学位论文使用授权的声明

本人完全了解吉林大学有关保留、使用学位论文的规定，同意吉林大学保留或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；本人授权吉林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、缩印或其他复制手段保存论文和汇编本学位论文。

(保密论文在解密后应遵守此规定)

论文级别： 硕士 博士

学科专业：应用物理学

论文题目：空调室外机的建模与仿真

作者签名：冯新

指导教师签名：刘丽

2023年5月31日

目 录

摘要.....	I
Abstract.....	III
第 1 章 引言.....	1
1.1 课题背景与意义	1
1.2 空调压缩机的研究现状	1
1.2.1 空调压缩机的研究	1
1.2.2 电机控制的研究	3
1.3 膨胀阀的研究现状	5
1.4 冷凝器传热特性的研究现状	6
1.4.1 制冷剂对传热特性的研究	6
1.4.2 制冷剂凝结换热特性的研究	7
1.4.3 冷凝器结构的研究	8
1.5 本文主要研究内容与章节安排	9
第 2 章 理论基础	11
2.1 空调外机的结构组成	11
2.2 空调外机各部件及其特性	11
2.3 空调外机的工作原理	12
2.3.1 空调的理论原理	12
2.3.2 空调外机的传热原理	13
2.3.3 流体力学控制方程	15
2.4 冷凝器数值模拟仿真的理论基础	16
2.4.1 数值模拟方法	16
2.4.2 数值模拟常用湍流模型	18
2.5 本章小结	20

第 3 章 冷凝器传热仿真	21
3.1 空调外机物理模型	21
3.2 空调外机的建模方法	21
3.2.1 仿真软件选取	22
3.2.2 数值模拟方法和湍流计算模型的选择	22
3.3 空调外机的数值模拟	23
3.3.1 数值模型创建	23
3.3.2 网格划分	24
3.3.3 计算模拟的设置	26
3.4 本章小结	27
第 4 章 冷凝器传热的仿真结果及分析	28
4.1 制冷剂流速影响探究	28
4.1.1 制冷剂流速的仿真结果	28
4.1.2 制冷剂流速对出口温度及表面换热系数的影响	29
4.1.3 制冷剂流速对管内压降的影响	29
4.1.4 制冷剂流速对出风口风速的影响	29
4.2 制冷剂初始温度的影响探究	29
4.2.1 制冷剂初始温度的仿真结果	30
4.2.2 制冷剂初始温度对出口温度的影响	30
4.2.3 制冷剂初始温度对表面换热系数的影响	30
4.2.4 制冷剂初始温度对管内压降的影响	31
4.2.5 制冷剂初始温度对出口风速的影响	31
4.3 环境温度的影响探究	31
4.3.1 环境温度的仿真结果	31
4.3.2 环境温度影响分析	32

4.4 风扇转速的影响探究	32
4.4.1 风扇转速的仿真结果	33
4.4.2 风扇转速对出口温度和表面换热系数的影响	33
4.4.3 风扇转速对出口风速的影响	33
4.5 本章小结	34
第 5 章 结论与展望	35
5.1 结论.....	35
5.2 展望.....	35
参考文献.....	37
致 谢.....	42

第 1 章 引言

1.1 课题背景与意义

随着全球气候变暖和人口增长,空调的使用量越来越大。据统计,全球每年新增的空调数量高达 2.5 亿台左右。而空调的使用不仅给人们带来了舒适的环境,也消耗了大量的能源,对环境造成了不可忽视的影响。

能源问题与环境问题一直是人类发展进步过程中面临的核心问题,我国是发展中国家,同时又是人口基数庞大的超级大国,经济发展的速度和民生问题更是受到这两大问题的制约。自 2022 年 3 月乌克兰危机爆发以来,北溪二号天然气管道发生事故,俄罗斯当局停止对欧洲输送天然气,这一重大危机严重冲击了当年欧洲的经济;同年的冬季,由于缺少天然气的供应,以德国、法国为代表的大部分西欧地区居民,不得不恢复到依靠燃烧木柴取暖过冬的处境。这一事件让我们对解决能源与环境问题更加的迫切。根据每年发布的中国建筑节能年度发展报告,我国近二十年来建筑能耗的体量迅猛增长,城镇化率从 2001 年的 37.7%,翻了一番,增长至 63.9%。初步预计我国人口从乡村向城镇转移的大趋势不会改变,人口密集的经济建筑群数量仍将继续增长,这对于我国能源与环境问题来说仍是一个巨大的挑战。据统计 2020 年我国的建筑运行总商品耗能折合约为 10.6 亿吨标准煤,占全国能源消费总量的 21%,这一指标近年来仍在呈线性趋势增长。从我国的建筑运行能耗的用途来看,我国城镇住宅用户人均能耗强度持续增长,反应在人民的生活中对空调、照明和其他家电需求的增加上。根据往年统计数据进行分析,由于我国南方夏季湿热,且冬季又普遍采取独立的供暖方式,这使得空调有着很高的使用率,尤其是商业密集的建筑群中,空调的能耗要占总能耗的一半左右^[1]。再加上三年来新冠疫情的冲击,这对耗能强度高的公共建筑提出了通风换气的新需求,进一步增加空调等换气设备在建筑中的使用率。因此提高空调的制冷(制热)效率,提升制冷(制热)能力,对于节能环保有着重要的意义。

1.2 空调压缩机的研究现状

1.2.1 空调压缩机的研究

压缩机是一种能将气体压缩为更高压力的设备,通常用于工业、家用、冷链等领域。按照其工作原理和结构特点,可以将压缩机分为以下几类:

机械式压缩机是一种通过机械方式将气体压缩的压缩机，主要分为往复式压缩机和旋转式压缩机两种。往复式压缩机通过活塞往复运动将气体压缩，适用于小型或中型空调系统。旋转式压缩机则通过旋转运动将气体压缩，具有体积小、噪音低、稳定性好等优点，适用于大型空调系统。

电子式压缩机是一种使用电子控制技术将气体压缩的压缩机，主要分为直流电子式压缩机和交流电子式压缩机两种。直流电子式压缩机具有高效、低噪音、稳定性好等优点，适用于小型或中型空调系统。交流电子式压缩机则具有更高的压缩比和更广泛的工作范围，适用于大型空调系统。

变频压缩机是一种通过改变电机转速实现压缩比变化的压缩机，主要分为定频压缩机和变频压缩机两种。定频压缩机的转速是恒定的，不适用于变化的负荷。而变频压缩机则能够根据负荷变化自动调节转速，实现节能减排和运行稳定的效果。

总的来说，压缩机的分类主要基于其工作方式和应用领域，不同类型的压缩机有不同的优缺点和适用范围，选择合适的压缩机可以提高系统的效率和性能。当前广泛应用在家庭空调外机内的压缩机为旋涡式压缩机。

国内的学者对空气压缩机工作过程进行了详细的建模。邢万坤分析了压缩过程，通过大量的试验，发现冷却液流量、压缩速度与压缩机功率的变化规律，通过调整这两个量使得压缩机工作在工作效率高的工作点上，提高压缩机的经济性^[2]。

王金东等采集大量实例，应用 BP 神经网络的方法，对压缩机的工作模式进行识别^[3]；上海大学的唐友福等使用 LZC 算法和 BP 神经网络可以甄别空气压缩机的不同工作状态^[4]；丁国良等将神经网络技术与传统的理论模型相结合，建立智能化的压缩机计算模型，利用人工神经网络特有的自学习能力提高压缩机的效率^[5]。

刘红星将实际信号与模拟的信号组合起来，结合人工神经网络首次提出组合模型的概念，并将其应用到实际工程中，验证了该模型的可行性，并且该建模方法操作直接方便，能有效解决实际工程问题^[6]。

综上，虽然国内对压缩机的相关研究工作起步较晚，且主要集中在压缩机建模、仿真模拟、数值计算、故障诊断等方向，但是我国人工智能等技术的发展较

为迅速，其中神经网络更是近年来高效解决复杂问题的建模奇招，因此在某些研究方向上实现了超越。

1.2.2 电机控制的研究

空调中无论是风扇还是压缩机都需要由电机来带动使其工作，空调中电机的种类也经历了如下的三个发展阶段：

(1)传统电机阶段

传统电机主要指的是交流电机和直流电机，这些电机应用广泛，但是它们的效率并不高，同时噪音也较大，长时间工作后容易损坏。

(2)变频电机阶段

变频电机通过改变电机的电源电压和频率来调节电机的转速和输出功率，因此具有高效率 and 低噪音等优点。随着变频调速技术的不断发展，变频电机已经成为目前空调中的主流电机。

(3)无刷直流电机和永磁同步电机阶段

这两种电机都是新型高效率的电机，它采用永磁体作为励磁源，可以通过电子控制器控制电机的转速和输出功率，具有高效率、高功率密度、低噪音、长寿命等优点。由于其性能优越，这两种电机已经成为目前一些高端空调中的主流电机。

与之同步迭代的是电机的控制算法，最初电机为开环控制，这种控制方式是最简单的一种，直接将电机接通电源，让其启动运转，但是这种控制方式没有任何保护措施，容易损坏电机；后来演变成变频控制，通过调节电机的电源电压和频率，改变电机的转速和输出功率；随着系统对过程控制精度的提高，在系统中开始普及伺服电机，最简单的伺服电机为步进电机，通常采用 PWM 控制，这种控制是通过调节脉宽来控制电机的转速和输出功率，这种控制方式具有高效率、低噪音等优点，适用于一些精密控制的应用场合；与无刷直流电机和永磁同步电机一起被引入的，是以 FOC 为代表的矢量控制法，通过将定子上旋转磁场矢量变换为两个旋转的矢量，再经过 park 变换，将旋转量分解到转子 d 轴和 q 轴上，实现对电机产生力矩电流和发热电流的数学分离，在 PI 控制下，依次完成电流环、速度环和位置环的三闭环控制。

目前对永磁同步电机的研究主要集中在电机的精确控制与振动噪声方向。浙

江大学秦铭珠基于滑模控制原理,设计用于代替位置传感器的电机转子位置滑模观测器,搭建了一套 PMSM 的无位置器的控制算法,考虑到电机运行中参数的变化,基于最小二乘法对单个参数进行辨识,并与量子粒子群算法做对比,验证有参数辨识功能的无位置传感器控制可以修正电机参数变化对控制系统的影响^[7]。

浙江大学黄依婷将模糊逻辑控制和滑模控制应用到永磁同步电机的三闭环控制系统中,代替 PI 控制器,解决传统系统中存在的电流谐波成分高,动态响应差的问题,增强了系统的快速性、抗干扰性和鲁棒性^[8]。

华中科技大学蔡沛发现在一般的电机运行调试过程中,电机的关键参数是通过直接测量得到的,而控制系统中的控制参数的整定依赖于测量数据,这种模式加大了调试过程中的难度。为了解决这个问题,蔡沛基于矢量控制器的原理,提出一种可以加速调试过程的电机参数估计和控制参数整定相结合的办法^[9]。

大连理工大学冯坤在研究永磁同步电动机弱磁提速问题上,针对电流调节慢和系统抗干扰能力弱的问题,对原有控制系统进行优化,将比例积分控制器优化为自抗扰控制器,实现了弱磁运行的过程平滑无超调^[10]。

中北大学乔禹淇用模型预测控制的方法,分别设计基于离散传递函数的速度预测控制模型和基于连续空间状态方程的电流预测模型。为提高永磁同步电机的抗干扰能力,应用卡尔曼滤波的方法观测负载扰动,并将对交轴电流进行前馈补偿,抑制的负载扰动^[11]。

哈尔滨工业大学牟原野在原有电机的控制模型基础上,建立气隙磁场的解析模型,分析谐波电流的特征及成因,对不同成因的谐波进行分而治之,对低次谐波进行谐波电压补偿,对于高频边带谐波进行扩频调制,在匀速、加速等工况下,有效削弱噪声^[12]。

张明强在永磁同步电机噪声抑制策略研究中,研究得出了电磁振动噪声是由于电机定子齿部发生振动变形产生,证明采用优化电机本体结构的噪声抑制策略,可以成功降低永磁同步电机的电磁噪声^[13]。

国外学者 S. Taniguchi 等提出一种高频注入的降噪无位置传感器控制方法,在不影响对转子位置估计的精度下,降低高频电压引起的噪声^[14]; Z. Xing 等考虑定子槽的结构对电磁噪声的影响,采用神经网络和免疫克隆算法,优化定子槽的参数,降低了电机在六阶谐波附近的振动加速度^[15]; Y. Tauchi 等提出一种无位置

传感器的控制方法,在电机低速范围内注入高频信号产生降低可听噪声的效果^[16]。

1.3 膨胀阀的研究现状

空调膨胀阀是一种控制制冷剂流量的装置,主要在空调系统中使用。其基本作用是通过控制制冷剂的流量,使其在蒸发器中蒸发,从而吸收热量,实现空调制冷的效果。

空调膨胀阀的原理是基于热力学原理,利用制冷剂的压力差来控制流量。当制冷剂通过高压侧进入膨胀阀时,由于膨胀阀的狭窄通道,制冷剂的压力会降低,同时其温度也会降低。这样,制冷剂在低压侧进入蒸发器时,温度低、压力低,就可以充分发挥制冷效果。

李文清对比分析了电子膨胀阀(EEV)和热力膨胀阀的过热度稳定性,对比分析了不可压缩流体和可压缩流体在EEV中的质量、体积流量,又采用计算开度法实现EEV与压缩机的联合控制,研究表明能够提高系统工作稳定性并明显提高系统性能^[17]。

赵英军将模糊PID技术与压缩机过热度原理相结合,设计了应用于EEV的模糊控制模型,表明通过模糊PID调节EEV的控制策略,有一定的鲁棒性和适应性,对环境温度的控制精准,同时限制了压缩机过热度在合适的范围^[18]。

黄俊峰采用参数自整定模糊PID控制策略应用于EEV对蒸发器过热度控制,以提高其控制性能,研究表明采用优化后的控制器能有效地解决调节过热度过程中出现的超调、振荡等问题^[19]。

Yuqing Zhao通过实验研究了EEV开口对热泵机组性能的影响,结果表明,在不同进水温度(13~23°C)下,EEV开口具有最优值,为水源热泵机组节能运行提供了参考^[20]。

Zhang Z以不同EEV开口为研究对象,实验研究了制冷剂充注量对跨临界CO₂热泵热水器性能的影响。研究了与特定制冷剂充注量和特定EEV开口相对应的最佳性能系数(COP)^[21]。

Seong K通过控制EEV开度,研究了湿压缩在不同加热条件下对热泵系统的影响,此外通过改变湿压缩期间膨胀阀的开度,建议将排放管路的过热度作为适当的控制参数来调节吸入管路的质量^[22]。

Guo LH采用BP-PID控制器来控制系统的EEV开启机械性能,实验结果表

明, 该控制器简单有效, 能很好地满足用户的实际需求^[23]。

Wang J 以单管换热实验平台上的 EEV 为研究对象, 通过自整定和优化最佳响应曲线, 实现了基于比例积分(PI)控制算法的 EXV 自动智能控制, 并提供了一种保证实验数据准确性的方法, 可应用于类似实验系统的调试^[24]。

Knabben F T 选择两个适合家用制冷的阀门, 并在实践中观察到的典型条件下用异丁烷进行测试, 提出了流量系数的 π 型相关, 提出了阀门质量流量的预测模型^[25]。

空调膨胀阀作为空调系统中的重要组成部分, 其应用前景也越来越广阔。未来, 随着科技的不断发展, 空调膨胀阀将更加精细化、智能化, 能够更好地满足人们对空调效果的需求。

1.4 冷凝器传热特性的研究现状

1.4.1 制冷剂对传热特性的研究

空调制冷剂是一种用于空调系统中制冷的介质, 其主要作用是在蒸发器中吸收热量, 然后在冷凝器中释放热量, 从而实现空调制冷的效果。根据不同的化学成分和物理性质, 空调制冷剂可以分为以下几类: 氟利昂类制冷剂, 如 R22、R134A 等, 具有稳定性好、制冷效果好等优点, 但对臭氧层有损害; 烃类制冷剂, 常见的有 R290、R600A 等, 具有环保、低毒性、低温效果好等优点, 但易燃易爆; 氨类制冷剂, 代表为 R717, 具有高效、环保等优点, 但对人体有毒性。

随着全球环保意识的不断提高, 对空调制冷剂的环保性要求也越来越高。目前, 氟利昂类制冷剂正逐渐被烃类制冷剂所替代, 未来烃类制冷剂的应用前景将会更加广阔。同时, 新型制冷剂的研发和应用也是未来的发展趋势, 为空调制冷技术的创新和发展提供了更多的可能性。

在国内方面, 韩北鲲对比分析 R290 与 R22 的各个性质, 包括传热性、安全性和环保性等。由于在空调中 R290 的使用量相对较少, 即使可能产生光雾污染, 也不如 R22 影响大, 并且 R290 的热物性要优于 R22, 使得 R22 有被推广用于家用空调制冷剂的可行性^[26]。

肖庭庭等通过试验发现, 若将家用空调系统中的 R290 制冷剂平替为 R22, 能效比和制冷量都能得到显著的提高, 且能有效减少 R22 的使用量^[27]。同样, 黄浩强等在联合国南亚 R290 示范项目中, 也对 R290 与 R22 的各项指标进行了实

测的定量分析, 结果与肖庭庭文中的结论相同^[28]。

在国外方面, Joudi K A 等在分体式空调系统中, 对比 R22 及其常用平替制冷剂 R290、R407C 和 R10A 的制冷效果, 最终结果表明, R410A 系统的 COP 最低, R407C 的压缩比最大, R290 的充灌量最小, 综合来看, R290 是替代 R22 比较好的选择^[29]。Zhou G 等人和 Choudhari C S 等人也进行了类似的对比实验, 都得到了相同的结论^[30-31]。

总之, 空调制冷剂是实现空调制冷效果的重要介质, 其性能和选用对于空调系统的效果和安全性具有重要影响。未来, 随着技术的不断发展和环保意识的提高, 空调制冷剂的应用前景将会更加广阔, 同时也需要更多的创新和研发来满足市场和环保的需求。

1.4.2 制冷剂凝结换热特性的研究

随着制冷剂的不断研发, 国内外学者开始研究 R134A、R410A、R32 和 R1234ZE 等新型制冷剂的凝结换热特性。

宁静红等通过理论分析研究了 R290 液滴凝结的形成机理、影响因素和传热特性, 总结了凝结液滴临界半径和最小半径随饱和温度的变化趋势^[32]。

Del Col D 等通过实验证明了 R290 在微管内流动凝结换热时, 流形的转变主要受剪切力的影响^[33]。

杨英英通过实验对比分析 R1234ZE 和 R32 在水平的光滑微圆管内的凝结换热和流型特性, 结果发现凝结换热系数受热流密度和入口干度影响较小, 同时通过实验观察到了, 在 R32 的凝结换热过程中, 总共出现了 4 种典型流型^[34]。

Agarwal R 和 Hrnjak P 对 R134A、R1234ZE (E)和 R32 在水平微管内的凝结换热过程展开了实验研究, 研究表明 R32 具有更高的凝结热系数和更小的摩擦压降^[35]。

Liu N 等对 R290、R1234ZE (E)和 R22 三种不同的制冷剂在微圆管和微方管中的凝结换热进行研究, 实验结果表明, 方管的凝结换热系数大^[36]。

2017 年, Longo G A 等对比研究了水平光滑管内, R404A、R290 和 R1270 的凝结换热和压降特性, 实验结果表明, R290 和 R1270 具有更高的凝结换热系数和更低的摩擦压降^[37]。次年, Longo G A 等又进行了 R32 和 R410A 的流动凝结换热特性的对比研究, 结果与上述学者的结论相同^[38]。

Zhang J 等采用多相流 VOF 模型和 SST $k-\omega$ 湍流模型对水平圆管内凝结换热和压降特性进行稳态数值模拟, 结果表明在入口干度和质量流速较低, 管径较大时, 重力对凝结换热系数的影响较为显著^[39]。

邵杰对流动凝结换热特性进行瞬态数值模拟, 结果发现在管壁温度恒定的条件下, 管内 R134A 的凝结流型主要为环状流^[40]。

郭玉洁对水平管内 R290 的流动凝换热过程进行二维、稳态数值模拟, 结果发现减小管径, 增大散热比表面积有利于提高凝结换热系数^[41]。

王国庆基于 Realizable $k-\varepsilon$ 模型和多相流 VOF 多相流模型, 对比分析了 R290 在水平微圆管和异形管的凝结换热规律, 结果表明: 在凝结初期, 异型管的凝结系数大于圆管, 而在凝结后期, 圆管的凝结换热效果更好^[42]。

总之, 随着计算机技术与有限元分析方法的引入, 对多相流凝结换热过程的数值模拟手段也越来越丰富, 结合实验数据的对比分析, 可以快速验证猜想, 加快技术迭代速度。

1.4.3 冷凝器结构的研究

随着人们对生活质量和环保意识的提高, 空调系统在能耗、环保等方面的要求也越来越高。因此, 冷凝器传热的效率也成为空调系统设计和制造中的重要问题。普通的家用空调外机中, 冷凝器通常采用翅片管式的换热器结构, 这种换热器结构简单, 由翅片和散热管两部分组成。在空调的工作过程中, 包括了制冷剂在散热管中的凝结换热、制冷剂在管道内壁的对流换热, 散热管道中径向热传导, 散热管外壁与空气的对流换热这四个环节。目前, 对于冷凝器换热特性的研究方式有实验研究和数值模拟这两种。

Wang C C 等以开缝翅片管式换热器为研究对象, 通过实验探究翅片间距和管排数对空气侧传热性能和压降特性的影响。结果表明, 当管排数大于 3 时, 传热性能随翅片间距的增大而增大, 但是管排数对压降特性影响不大^[43]。后来, Wang C C 和 Chi K Y 通过实验补充研究了管径这一变量对传热性能和热阻力系数的影响, 最后发现, 管径对传热性能的影响不大, 压降与管径呈现正相关趋势^[44-45]。

Yan W M 和 Sheen P J 对 36 种翅片管式换热器展开横向对比研究, 主要包括平式翅片、波纹形翅片、百叶窗形翅片。实验结果表明: 在相同条件下, 百叶窗

形翅片传热性能最好^[46]。

Peng Y 等使用 CFD(计算流体动力学)数值模拟的方法,探究了入口风速、翅片间距、管间距和翅片材料对空气侧压降和对流传热系数的影响。仿真结果表明,对流传热系数与入口风速呈正相关,与翅片间距和管间距呈负相关,而压降是逐渐升高的;翅片材料主要影响导热性能,不影响空气侧压降^[47]。

施渺等采用正交实验的思路,通过仿真模拟,组合地探究了翅片式换热器的 15 种参数,应用极差分析的手段,得到最优的参数组合^[48]。

朱必佳等通过数值模拟方法,分析平翅片管式换热器的空气侧的努塞尔数和热阻系数主要受翅片间距的影响^[49]。

Qin H J 等将水作为冷却剂,建立性能试验平台,并将实验得到参数用于仿真模型中,可以极大程度上缩短了产品开发周期^[50]。

与众研究者相同,由于翅片管式冷凝器的直接实验研究无法直观获取流场与温度场的分布,因此本文将采用 CFD 数值模拟的方法,计算周期短,数据获取完整,来探究冷凝器的换热性能和热阻特性。

1.5 本文主要研究内容与章节安排

通过上述研究现状可以看出,空调外机是一个复杂的工程系统,内部包括空气压缩机、电机、膨胀阀、冷凝器、散热风扇等多个复杂的机构,每个机构都会影响到整个空调的工作效能,但是尚没有针对家用空调外机的冷凝器进行三维数值模拟的研究,本文以家用空调外机中最核心的冷凝器为研究对象进行相关研究。具体章节安排如下:

第一章阐述了本课题的研究背景及研究意义,简单地对空调外机的各个组成部分进行介绍,并调研了各组成成分的国内外研究现状,分析出当前对空调外机的研究重点主要集中在对单独部分的性能上,明确了本论文的研究内容为冷凝器与散热风扇进行耦合仿真。本章给出了论文结构与章节安排。

第二章详细对空调外机内关键部分展开介绍,包括压缩机、膨胀阀、制冷剂等。给出了空调外机工作循环的原理和理论模型,并对从制冷剂到外界环境的传热过程进行分段建模,重点阐述了在后续有限元仿真中,应用到的各个理论基础模型,并给出了不同模型的优劣对比。

第三章使用 CATIA 软件对某款空调外机进行三维建模,提取冷凝器、风扇

和机箱壳体的关键特征，导入到 ANSYS 中，用 Fluent 模块建立热流固的多物理场耦合的模型，依据第二章理论基础，选择相应的条件，完成对仿真的前处理。

第四章根据第二章整体换热过程理论部分的指导，选择直接影响换热过程的制冷剂流速、制冷剂入口温度、环境温度和散热风扇转速作为系统变量，应用控制变量法设计横向对比实验，对仿真模型进行稳态数值求解，选用能够直接反映空调外机综合热力学性能的换热系数作为主要评价指标，制冷剂进出口压降、出风口速度反映了压缩机、风扇等器件的性能要求，因此将其作为辅助评价指标。衡量各个变量对系统综合性能的影响，并解释相关结论的理论原因。

第五章对本课题取得的全部研究内容进行总结，并对现有的不足提出了改进的方法，展望未来针对空调外机热力学仿真的可能方向。

第2章 理论基础

2.1 空调外机的结构组成

空调外机由压缩机、冷凝器、风扇、膨胀阀和控制电路组成。低温低压的气体的制冷剂进入压缩机，经过压缩机的压缩成为高温高压的气体，从压缩机流出的制冷剂经过冷凝器散热成为常温高压的液体，此时常温高压的液体制冷剂又经过膨胀阀变成低温低压的液体，低温低压的液体制冷剂经过蒸发器的蒸发又变成了低温低压的气体制冷剂。制冷剂在冷凝器中散发热量，在蒸发器中吸收热量，这样的过程往复循环，实现了整个空调的制冷或制热功能。室外的风扇通过电机驱动，室外风扇的转动使散热器周围的空气流速增大，使空气与散热片之间由自然对流换热转换为强制对流换热，大大提高了散热效率。

2.2 空调外机各部件及其特性

空气压缩机可分为容积型和速度型两大类，容积型压缩机又分为往复式压缩机和旋转式压缩机，其中旋转式压缩机又可分为螺杆式压缩机、内齿轮式压缩机、旋子式压缩机、三角转子式压缩机和涡旋式压缩机等；速度型压缩机又可分为离心式压缩机和轴流式压缩机。容积型压缩机通过压缩气体体积，从而使单位体积内气体分子的密度增加，进而达到提高空气压力的目的。速度型压缩机利用高速旋转的叶片使压缩机内流通的空气加速，使气体的动能转化为气体的压力能，从而提高空气的压力。由于容积型压缩机具有结构简单、稳定性好、噪声较低、体积较小等优点，因而空调外机的空气压缩机通常采用容积型压缩机。

空调膨胀阀的结构主要包括阀体和阀芯等部分。其中，阀体是膨胀阀的主体部分，其内部包括一个狭窄的通道，用于控制制冷剂的流量。阀芯则是控制制冷剂流量的关键部分，它的运动状态影响着制冷剂的流量大小。根据不同的控制方式和结构形式，空调膨胀阀一般可以分为以下几类：

电子式膨胀阀：采用电子控制方式，具有精度高、控制灵活等优点。

机械式膨胀阀：采用机械控制方式，结构简单，成本低。

热力式膨胀阀：采用热力学原理控制，能够自动调节流量，但是精度相对较低。

现如今，EEV 已经在空调中得到了广泛的应用。

空调外机的冷凝器常采用矩形冷凝器。冷凝器是换热器的一种，故而矩形冷凝器也称矩形换热器。该种换热器是由多层金属板和密封垫片制造的板堆，由于铜具有导热系数较高、耐腐蚀、成本较低等优点，其常用材料为铜。冷凝器的翅片多采用铝合金制作。本空调外机采用常规的矩形冷凝器。

空调常用的制冷剂主要为 R22、R410A、R134A、R32、R407C。R22 又称氟利昂，由于其对环境具有较大的破坏性，目前已经被国际禁止生产和使用。R410A 是一种制冷效果良好、对环境的破坏性较小的制冷剂，其临界温度为 70.46°C ，临界压力为 4.81MPa ，临界密度为 $433.95\text{kg}/\text{m}^3$ ，被广泛应用于空调外机冷凝器中。R134A 又称 1,1,1,2-四氟乙烷，是一种常用的较为环保的制冷剂，具有较好的制冷效果和稳定性，其临界温度为 101.06°C ，临界压力为 4.06MPa ，临界密度为 $511.90\text{kg}/\text{m}^3$ 。R32 又称二氟甲烷，是一种新型空调制冷剂，其临界温度为 78.11°C ，临界压力为 5.78MPa ，临界密度为 $424.00\text{kg}/\text{m}^3$ 。该种制冷剂制冷效果良好，且热效率较高，对环境的破坏性小，被认为是未来的主流空调制冷剂。R407C 这种制冷剂的临界温度为 85.77°C ，临界压力为 4.60MPa ，临界密度为 $475.33\text{kg}/\text{m}^3$ 。

2.3 空调外机的工作原理

2.3.1 空调的理论原理

在工程热力学的范畴内，家用空调既属于制冷装置，也属于热泵装置。当空调制冷时，制冷剂吸收室内热量后进入室外机的散热器，通过翅片和风扇迅速散热将热量传递到室外环境。这种为维持室内低温而将热量传向温度较高的室外的装置即为工程热力学意义上的制冷装置。当空调制热时，制冷剂从室外低温环境吸收热量，通过压缩机压缩以提高制冷剂温度，制冷剂流入室内机将热量传递给室内空气，从而提高室内温度，这种为维持高温区温度持续高于外界环境温度，而不断向高温区放热的装置即为工程热力学意义上的热泵装置。因此，家用空调既可以被归类为制冷装置，也可以被归类为热泵装置。

在工程热力学中，制冷装置和热泵装置都是按照逆向循环进行工作的，逆向循环的 $p-v$ 图和 $T-s$ 图如图 2.1 所示。

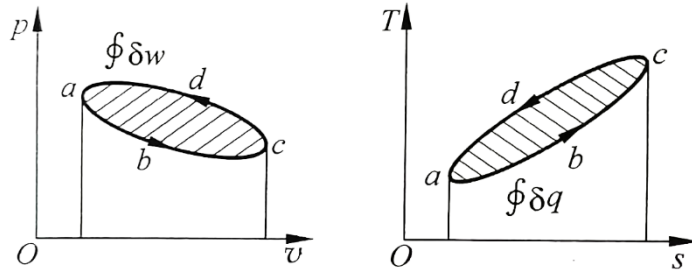


图 2.1 逆向循环的 p-v 和 T-s 图

为评价制冷循环工作的有效程度，通常采用制冷系数 ϵ_R 作为评价指标。制冷系数 ϵ_R 表示制冷装置消耗单位功量所获得的制冷量，其表达式为：

$$\epsilon_R = \frac{-q_1}{w_0} = \frac{q_2}{|w_0|} = \frac{q_2}{|q_1| - q_2} > 0 \dots\dots\dots(2-1)$$

为评价热泵工作循环的有效程度，通常采用供热性能系数 ϵ_{HP} 作为评价指标，供热性能系数 ϵ_{HP} 表示热泵装置消耗单位功量所获得的供热量，其表达式为：

$$\epsilon_{HP} = \frac{q_1}{w_0} = \frac{q_1}{|q_1| - q_2} = 1 + \epsilon_R > 0 \dots\dots\dots(2-2)$$

式中 q_1 表示c - d - a过程中向高温区放出的热量， q_2 表示a - b - c过程中从低温区吸收的热量， w_0 表示循环净功， $w_0 = q_1 + q_2 < 0$ 。

2.3.2 空调外机的传热原理

家用空调在室内安装室内机，在室外安装室外机，制冷剂在室内机和室外机中流通换热，达到制冷或供热的工作要求。在制冷剂循环流动的过程中，冷凝管的管壁内部从内表面向外表面导热，其导热热阻为：

$$R = \frac{\ln(d_2/d_1)}{2\pi\lambda_1 l} \dots\dots\dots(2-3)$$

式中：

- d_1 ——冷凝管的内直径(m)；
- d_2 ——冷凝管的外直径(m)；
- λ_1 ——该冷凝管的制作材料的导热系数[W/(m·K)]；
- l ——冷凝管的长度(m)

热流量为：

$$\Phi = 2\pi r l q = \frac{2\pi\lambda_1 l(t_1 - t_2)}{\ln(r_2/r_1)} \dots\dots\dots(2-4)$$

式中：

r_1 ——冷凝管的内半径(m)

r_2 ——冷凝管的外半径(m);

t_1 ——冷凝管内表面所维持的均匀恒定的温度(K);

t_2 ——冷凝管外表面所维持的均匀恒定的温度(K)。

当制冷剂由冷凝管向室外进行散热时，为了简化过程，忽略冷凝器的翅片。

这一散热过程包括三个传热环节：

第一个环节，制冷剂与冷凝管内表面发生对流换热，其热流量为：

$$\Phi = A_1 h_1 (t_{f1} - t_{w1}) \dots \dots \dots (2-5)$$

式中：

A_1 ——冷凝管内壁表面积(m^2);

h_1 ——制冷剂与冷凝管内壁进行自然对流换热的表面传热系数[$W/(m^2 \cdot K)$],
其大致取值范围为 200—1000[$W/(m^2 \cdot K)$];

t_{f1} ——制冷剂的温度(K);

t_{w1} ——冷凝管内壁所维持的均匀恒定的温度(K)。

第二个环节，热量从冷凝管内壁向冷凝管外壁传递，这一过程为热传导过程，其热流量为：

$$\Phi = \frac{A_2 \lambda_2}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}) \dots \dots \dots (2-6)$$

式中：

A_2 ——冷凝管外壁表面积(m^2);

λ_2 ——该冷凝管的制作材料的导热系数[$W/(m^2 \cdot K)$];

δ ——冷凝管的壁面厚度(m);

t_{w1} ——冷凝管内壁所维持的均匀恒定的温度(K);

t_{w2} ——冷凝管外壁所维持的均匀恒定的温度(K)。

第三个环节，冷凝管外壁和空气进行对流换热，因风扇的转动使空气流速增大，冷凝管外壁和空气之间的热交换模式为强制对流传热，其热流量为：

$$\Phi = A_3 h_2 (t_{w2} - t_{f2}) \dots \dots \dots (2-7)$$

式中：

A_3 ——冷凝管外壁表面积(m^2);

h_2 ——空气与冷凝管外壁进行强制对流换热的表面传热系数[$W/(m^2 \cdot K)$], 其

大致取值范围为 20—100[W/(m²·K)];

t_{f2}——空气的温度(K)。

2.3.3 流体力学控制方程

空调外机工作时,空气密度受压力的影响较小,因此空气在空调外机中的流动可以当做均质不可压缩流动处理,忽略体积力和热量的变化,空气流动的控制方程表述如下:

(1)连续性方程

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \dots\dots\dots(2-8)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \dots\dots\dots(2-9)$$

式中:

ρ——空气密度(kg/m³);

t——时间(s);

u——流体流速在 x 方向上的分量(m/s);

v——流体流速在 y 方向上的分量(m/s);

w——流体流速在 z 方向上的分量(m/s)。

若流体流动状态为稳态,则流体密度的大小不随时间发生变化,式(2-9)可简化为式(2-10)。

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \dots\dots\dots(2-10)$$

(2)动量守恒方程

以流体域的任意有限微元体为研究对象,其在时间参量上的变化率与作用在该微元体上的各个外力的总和相等,这就是动量守恒定律。根据该定律可以推导出动量守恒方程,如式(2-11)所示。

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \dots\dots\dots(2-11) \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{cases}$$

式中:

p——微元体上的压力(Pa);

u、v、w——空气流速在 x、y、z 方向上的分速度(m/s);

$\partial\tau_{xx}$ 、 $\partial\tau_{yx}$ 、 $\partial\tau_{zx}$ ——由于分子粘性而产生的作用域微元体表面上的粘性应力的分量(N);

F_x 、 F_y 、 F_z ——作用于微元体上的体积力在 x,y,z 方向上的分量(N);

div——散度, 表达式为 $\text{div}(\mathbf{a}) = \frac{\partial a_x}{\partial x} + \frac{\partial a_y}{\partial y} + \frac{\partial a_z}{\partial z}$ 。

(3)能量守恒方程

以流体域的任意有限微元体为研究对象, 其内能的增量与相同时间内流入微元体的净热流量和表面粘性应力、体积力等外力所做的功的总和相等, 这就是能量守恒定律。根据该定律可以推导出能量守恒方程, 如式(2-12)所示:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho ut)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vt)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wt)}{\partial z} = \frac{\partial\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x}\right)}{\partial x} + \frac{\partial\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y}\right)}{\partial y} + \frac{\partial\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z}\right)}{\partial z} + S_T \dots (2-12)$$

式中:

C_p ——流体比热容(J/kg·°C);

T ——流体温度(°C);

K ——流体传热系数;

S_T ——粘性耗散项。

s2.4 冷凝器数值模拟仿真的理论基础

2.4.1 数值模拟方法

流场数值模拟研究方法可分为直接数值模拟方法(DNS)和非直接数值模拟方法, 非直接数值模拟方法又分为雷诺平均法(RANS)、大涡模拟(LES)和统计平均模拟(SAS)。

(1) 直接数值模拟(Direct Numerical Simulation, DNS)

DNS 是一种数值求解流体力学问题的方法, 它基于 Navier-Stokes 方程组和质量守恒方程, 通过离散化这些方程并求解, 得到流体场中各种物理量的数值解。与其他数值方法相比, DNS 不需要任何经验参数或假设, 因此能够提供高精度的结果。

DNS 在计算过程中需要解决大量的微小尺度的流动结构, 因此需要极高的计算资源和计算时间, 这也是 DNS 的主要限制因素。通常情况下, DNS 只适用于小尺度的流动问题, 如二维流动、低雷诺数流动等, 而对于大尺度的流动问题, 如工程应用中的湍流模拟, DNS 则无法满足实际需求。因此, DNS 通常被视为

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/415332220002011114>