

学校代码： 10264
研究生学号： M170200394

上海海洋大学

硕士学位论文

题 目： 基于 EES 的冷库制冷系统
仿真及优化
英文题目： Simulation and optimization of cold
storage refrigeration system based on EES
专 业： 制冷及低温工程
研究方向： 制冷系统的仿真及优化
姓 名： 王启天
指导教师： 谈向东副教授、孙晓琳老师

二〇二〇年五月二十七日

上海海洋大学 博/硕士学位论文
答辩委员会成员名单

姓名	工作单位	职称	备注
陶乐仁	上海理工大学	教授	主席
余克志	上海海洋大学	副教授	委员
周然	上海海洋大学	副教授	委员
			委员
孙晓琳	上海海洋大学	讲师	秘书
答辩地点	腾讯网络会议平台	答辩日期	2020. 5. 22

基于 EES 的冷库制冷系统仿真及优化

摘 要

2017 年中冷联盟发布的《中国冷库产业发展现状及趋势报告》表明我国冷库每年耗电量约为 150 亿 $\text{kW} \cdot \text{h}$ ，冷库能耗普遍偏高。同时冷库总量在逐年上升，耗电量也逐年上升，使冷库制冷系统更节能变得尤为重要，对冷库制冷系统进行优化就是实现节能的方法之一。使制冷系统运行在最佳的工况下以及配置更高效的制冷设备都可以达到优化制冷系统的目的。但是要找到最佳的工况并不容易，因为影响制冷系统性能的因素太多，这就造成了从理论上分析比较困难，而通过实验确定成本太高。开发高效制冷设备的常规方法也需要经过大量的实验。通过仿真技术恰恰可以模拟得到多因素变化的影响结果，并且也可以对制冷设备和制冷系统的性能进行预测。

本研究的目的是期望通过仿真技术建立冷库制冷系统的模型，并利用该模型对冷库制冷系统进行优化。首先，建立了活塞压缩机、卧式水冷冷凝器以及热力膨胀阀等制冷设备的数学模型。为了使模型更接近实际，通过实验得到以上制冷设备的运行数据，并对它们的部分数学模型进行了拟合。

其次基于 EES（工程方程求解器 Engineering Equation Solver）软件编程开发了制冷设备和制冷系统的仿真算法。并以此对制冷设备和制冷系统的性能进行了研究，得到了吸气压力和排气压力对压缩机的等熵效率和制冷剂质量流量的影响规律，以及水的参数和制冷剂的参数对卧式水冷冷凝器换热性能影响的规律。

最后基于仿真的方法从卧式水冷冷凝器结构和系统运行工况两个方面对制冷系统进行了优化研究。研究结论为：方案 1 的冷凝器结构最佳；在蒸发压力不变，冷却水进口温度不变的情况下，如果需要增大制冷量，可增大水流速并适当降低吸气温度。

虽然建立的模型只适用于有限的范围内，但是仿真的算法和研究的方法可以为冷库制冷系统的性能研究、优化以及校核试验提供一定的帮助。

关键词：冷库，制冷系统，数学模型，仿真，性能优化

Simulation and optimization of cold storage refrigeration system based on EES

ABSTRACT

The "Status and Trend Report on the Development of China's Cold Storage Industry" released by the China Cold Chain Logistics Alliance in 2017 shows that the annual power consumption of cold storage in China is about 15 billion kW · h. The energy consumption of cold storage is generally high and the total amount of cold storage and power consumption are increasing year by year, which means it is more important to make the cold storage refrigeration system more energy efficient. Optimizing the cold storage refrigeration system is one of the methods to achieve energy saving. Making the refrigeration system run under the best working conditions and configuring more efficient refrigeration equipment can both achieve the goal of optimizing the refrigeration system. However, it is not easy to find the best working conditions, because there are too many factors affecting the performance of the refrigeration system, which makes it difficult to analyze theoretically, and the cost is too high to find the best working conditions through experiments. The conventional methods of developing efficient refrigeration equipment also require extensive experimentation. Through simulation technology, it is possible to simulate the effects of changes in multiple factors and predict the performance of refrigeration equipment and systems.

The purpose of this study is to optimize the cold storage refrigeration system through simulation technology. First of all, Mathematical models of refrigeration equipment such as the piston compressor, the horizontal water-cooled condenser and the thermal expansion valve were established. And the operating data of the above refrigeration equipment were obtained through experiments to fit some of their mathematical models, which made the models closer to reality.

Then, EES (Engineering Equation Solver) software programming was used to develop simulation algorithms for refrigeration equipment and the refrigeration system. The performance of refrigeration equipment were studied through simulation and the followings were got: the law of the influence of suction pressure and discharge pressure on isentropic efficiency and refrigerant mass flow rate; the law of the influence of the parameters of water and refrigerant on the heat exchange performance of horizontal water-cooled condensers

Finally, the refrigeration system was optimized from two aspects based on the method of simulation: the structure of the horizontal water-cooled condenser and the operating conditions of the system. Two results are got through studying: the condenser structure of option 1 is the best; Under the condition of constant evaporation pressure and constant cooling water inlet temperature, if the cooling capacity needs to be increased, it is recommended to decrease the suction temperature properly and increase the water flow rate.

Although the established model is only applicable to a limited range, the simulation algorithm and study method can provide some help for the performance study, optimization and control test of the cold storage refrigeration system.

KEY WORDS: Cold storage, Refrigeration system, Mathematical model, Simulation, Performance optimization

目录

摘 要	I
ABSTRACT	II
第一章 引 言	1
1.1 压缩机模型研究现状	1
1.1.1 往复式压缩机模型	1
1.1.2 其它压缩机模型	2
1.2 换热器模型研究现状	4
1.2.1 传热系数	4
1.2.2 冷凝器与蒸发器模型	5
1.3 研究目的与意义	7
第二章 研究内容及方法	8
2.1 研究内容及方法	8
2.2 实验装置	9
第三章 数学模型	10
3.1 活塞压缩机模型	10
3.2 卧式水冷冷凝器模型	11
3.2.1 管内表面传热系数	11
3.2.2 管外表面传热系数	11
3.2.3 传热过程	12
3.3 膨胀阀模型	13
3.4 制冷系数	14
3.5 毛细管模型	14
3.5.1 过冷液体区	16
3.5.2 亚稳态液体区	16
3.5.3 两相区	18
3.5.4 壅塞流判定	19
3.5.5 平均参数与动力粘度	19
第四章 数学模型的拟合	21
4.1 压缩机数学模型的拟合	21
4.2 卧式水冷冷凝器数学模型的拟合	22
4.2.1 管外表面传热系数的验证	22
4.2.2 管外表面传热系数的修正	23
4.3 热力膨胀阀模型的拟合	24
第五章 仿真计算	26
5.1 水冷冷凝器仿真	26
5.1.1 水冷冷凝器仿真计算流程	26
5.1.2 水冷冷凝器仿真算法的验证	27
5.2 制冷系统仿真	28
5.3 毛细管仿真	30

5.3.1 毛细管管长计算流程	30
5.3.2 毛细管长度计算算法的验证	31
5.3.3 亚稳态液体区模型的改进	33
5.3.4 改进模型的验证	34
第六章 制冷设备的性能研究	37
6.1 活塞压缩机的性能研究	37
6.1.1 活塞压缩机的等熵效率	37
6.1.2 活塞压缩机的质量流量	38
6.2 卧式水冷冷凝器性能研究	39
6.2.1 水的参数对换热性能的影响	39
6.2.2 制冷剂的参数对换热性能的影响	41
6.2.3 制冷剂和水的参数对换热性能的综合影响	42
第七章 制冷系统的优化	44
7.1 卧式水冷冷凝器的优化设计	44
7.2 制冷系统的优化	45
研究总结	48
参考文献	50
附录	53
致谢	58

第一章 引言

传统设计制冷系统的方法是首先根据工况和设施条件得到制冷系统所要求的制冷量，之后计算各设备的结构参数，这个方法方便直观且容易操作。但是在设计过程中，设计的模型不够准确或者不适用于某些设计工况，这使得系统设计出来后需要进行校核，这大大增加了成本。制冷系统仿真技术的出现恰恰解决了这个问题，仿真首先需要将实际的设备和系统转化为数学模型，之后再建立仿真算法并进行软件编程，建立好之后可以在计算机上模拟制冷系统的运行情况并可以随时对设备结构参数进行修改，这样的校核方式不仅成本低而且效率高。但是得到准确的数学模型和建立可靠的仿真模型并不容易，这是该技术的关键所在，对此的研究也已经有近 50 年。

上世纪 70、80 年代逐渐有国内外的学者开始进行制冷空调装置性能仿真工作，这个时期主要还是研究阶段，最开始主要用显式算法求解联立微分方程组并采用简单的全集中参数模型进行仿真，之后为了提高计算的稳定性和增加时间步长，采用了全隐差分格式，该方法是建立分布参数模型的基础。到了上世纪 90 年代，集中参数和分布参数模型的发展将研究阶段推向了实用阶段，对压缩机、冷凝器和蒸发器都提出了相应的稳态、动态分布参数模型和稳态、动态集中参数模型，毛细管的模型则有绝热和非绝热毛细管模型、均匀流和分层流分布参数模型、经验关联式模型、近似解析模型等。本世纪初，智能仿真技术的概念逐步形成，该技术将人工智能的自我学习、自我适应和自我组织的特性和传统的仿真方法相互结合，使得各部件仿真结果与实际更加接近^[1-4]。基于以上理论，各部件的模型可以基于热力学、流体力学等原理通过计算机逻辑编程语言串联，实现制冷系统仿真。上世纪 90 年代到本世纪初对制冷系统仿真的研究主要针对小型的蒸汽压缩制冷系统，例如：家用空调、冷却器、家用冰箱、汽车空调、船用集装箱制冷系统等^[3,4]。

1.1 压缩机模型研究现状

1.1.1 往复式压缩机模型

近年来国内外学者对制冷用往复式压缩机模型的研究占比较多。对于往复式压缩机模型，Rodrigo Link 等^[5]基于能量守恒、质量守恒、力学分析建立了经过实验验证的往复式压缩机启停瞬时模型，得到阀排量，活塞运动，压缩室中的压力和阻力矩的仿真结果以分析启停过程对压缩机性能的影响，该模型可以根据平衡

的压力和辅助线圈启动时间估算压缩机启动所需的最小电压。R. Damle 等^[6]提出了一个面向对象非结构化的模块化数值仿真模型，该模型的优势在于可以在不更改程序的情况下处理复杂的回路，针对每个部分耦合不同的仿真模型，并适应不同的配置。R. Damle 等使用 R600a 和 R134a 对该模型进行了实验验证，进一步其还利用模型对 CO₂ 单级和双级压缩循环进行了 COP 的对比研究。Hu 等人^[7]基于一通用网络模型开发了一款图形仿真软件，对 R410A 单级压缩机进行了模拟，还对 CO₂ 双级压缩机进行了模拟。J.M. Belman-Flores 等^[8]使用 R1234yf 和 R134a 对往复式压缩机的物理模型和人工神经网络模型进行了对比研究，结果表明人工神经网络模型优于物理模型。Stiaccini 等^[9]通过建立混合数值模型同时进行了压缩机热力学循环的时域分析和管道系统的频域声学分析。C. Diniz 等^[10]对一个使用 R600a 制冷剂的开关控制冰箱中的小制冷量的往复式压缩机进行了瞬时仿真，其首先建立了一个压缩机的物理模型，该模型可以预测阀门的动态情况，消声器中的压力脉动以及不同组件的温度，之后建立了压缩机系统模型，该模型可以得到压缩机的温度、质量流量、指示功率、功耗和总能耗。研究表明系统模型被给定正确的边界条件时，计算所得的指示功、电功、质量流量的误差以及吸气室、排气室、排气管道、压缩机壁、润滑油的温度误差都较小。

1.1.2 其它压缩机模型

除了对往复式压缩机模型的研究外，还有不少学者对螺杆压缩机、离心压缩机、涡旋压缩机等的模型进行了研究。Liu 等^[11]基于线性拟合的方法完成了对螺杆压缩机效率模型的建立。Giuffrida^[12]提出了一个双螺杆压缩机半经验模型，与其它简化的模型不同，该模型使用了不同的环境热损失公式，而机械功率损失是根据取决于负载和粘性摩擦效应的扭矩损失建模的。Wang 等^[13]通过实验验证提出了一个可靠的单螺杆压缩机模型，制冷量、轴功的预测值与实验值相近，预测的 P-v 图也与实验得出的图相似。基于此模型其还在变负荷条件下进行了实验，得到了比容、容积效率、轴功等数据。Meroni 等^[14]以空气、R134a 和 CO₂ 作为模型验证的工质，建立了离心压缩机的均匀线性模型。James 等^[15]等建立了注油式 R410A 涡旋压缩机的半经验模型并进行了分析，验证时其选用了 Bell 等人^[16]和 Ramaraj 等人^[17]研究中的压缩机实验数据。Tello-Oquendo 等人^[18]建立了涡旋压缩机的半经验模型并将其扩展到了含有蒸汽喷射装置的涡旋压缩机上，其以 R-290 验证了无喷射装置时模型的准确性，以 R-407C 验证了有喷射装置时模型的准确性。

由于往复式压缩机的结构较其它压缩机的结构简单，所以大多往复式压缩机模型建立时都涉及压缩机的结构且偏向于动态分布参数模型，从整体的仿真效果

来看，误差均可控制在较好的范围内，而基于人工神经网络方法的仿真结果最佳。其它压缩机模型建立时，较少考虑压缩机的结构，偏向于拟合公式和建立集中参数模型，误差也均可控制在较好的范围内。目前制冷压缩机仿真效果的误差范围基本已经可以控制在 10%以内。往复式压缩机模型和其它压缩机模型的研究概况如表 1-1 和表 1-2 所示。

表 1-1 往复式压缩机模型研究概况
Tab.1-1 Overview of reciprocating compressor model

研究学者	年份	模型	制冷剂	参数	误差绝对值
Rodrigo Link 等 ^[5]	2011	启停瞬时模型	—	—	—
R. Damle 等 ^[6]	2011	模块化模型	R600a R134a	质量流量 功耗 出口温度	<10%
Hu 等 ^[7]	2014	通用网络模型	R410A	质量流量 功耗	<3% <5%
			CO ₂	质量流量 功耗	<8% <5%
J.M. Belman-Flores 等 ^[8]	2015	①物理模型 ②人工神经网络模型	R1234yf R134a	质量流量	①<10% ②<1%
Stiaccini 等 ^[9]	2016	混合数值模型	—	—	—
C. Diniz 等 ^[10]	2019	瞬时模型	R600a	指示功 电功 质量流量	<2%

表 1-2 其它压缩机模型研究概况
Tab.1-2 Overview of other compressor model

压缩机类型	研究学者	年份	模型	制冷剂	参数	误差绝对值
螺杆压缩机	Liu 等 ^[11]	2012	效率模型	—	容积排量	满载<3%
					质量流量	部分<4%
	Giuffrida ^[12]	2016	半经验模型	R134a	质量流量	2%~4%
					轴功率	<3%
离心压缩机	Meroni 等 ^[14]	2018	均匀线性模型	—	—	<5%
					—	—
注油式涡旋压缩机	James 等 ^[15]	2016	半经验模型	R410A	空气	max 7%
					R134a	<7%
					CO ₂	
					质量流量	
					等熵效率	
涡旋压缩机	Tello-Oquendo 等 ^[18]	2019	半经验模型	R-290	压缩机效率	max 5%

1.2 换热器模型研究现状

1.2.1 传热系数

传热系数是建立冷凝器和蒸发器仿真模型中关键的参数，传热系数的准确性对仿真结果有很大的影响。针对不同种类的蒸发器和冷凝器以及不同的制冷剂，众多学者对传热系数进行了研究。Dalkilic 等^[19]选择 R134a，进行实验建立实验数据库后，对一些前人提出的传热系数关联式进行了可靠性分析，分别选出了最适用于水平光滑管、水平波纹管、垂直光滑管、垂直波纹管蒸发器的传热系数关联式，其中 Gungor 和 Winterton^[20]提出的关联式对以上蒸发器传热情况均有最好预测性。与 Dalkilic 的研究类似，Xu 等^[21]也选择 R134a，对水平光管的传热情况进行了实验数据采集，对 28 个沸腾传热关联式进行了评估，结果表明 Fang^[22]提出的关联式最佳。Eldeeb 等^[23]选择 R410A、R32、R134a 和 R1234yf 四种制冷剂对 6 个

板式换热器传热系数关联式进行了评估,结果表明 Almalfi 等^[24]提出的沸腾传热系数关联式最具有潜力。Ehsan 等^[25]对适用于超临界 CO₂ 的水平管道传热关联式以及适用范围和摩擦系数方程进行了综述性研究。Tao 等^[26]总结了板式换热器中冷凝过程的传热和摩擦压降关联式,经过实验数据研究后 Longo 等^[27]提出的传热关联式预测性最好。

1.2.2 冷凝器与蒸发器模型

程鑫等^[28]采用稳态分布参数法建立了翅片管式冷凝器的仿真模型。胡浩茫等^[29]对平行流冷凝器建立了模型,并在 6 中不同工况下对其进行了验证。闫自成等^[30]选择 R134a 作为制冷剂,采用稳态分布参数法也建立了一个平行流冷凝器模型,该模型的仿真结果符合物理规律,与实际情况相似。赵静姝等^[31]提出了一种冷凝器的稳态集中参数改进仿真算法以简化仿真流程,将该算法使用于壳管式水冷冷凝器。朱卫英等^[32]提出了一个适用于开缝翅片空气侧传热关联式和压力损失关联式,同时采用稳态分布参数法建立了翅片管式冷凝器的模型。Nyers 等^[33],基于基本方程采用稳态分布参数法建立了板式冷凝器优化模型,该模型适用的制冷剂为 R123a。Valle 等^[34]研究了冷凝器入口过热度对 R134a 管翅式冷凝器性能的影响,并建立了稳态分布参数模型获得了冷凝器内部传热变化情况。Hua 等^[35]总结了近 6 年风冷冷凝器仿真研究,并将稳态分布参数法与遗传算法结合建立了 R134a 平行流冷凝器的模型,经验证几乎所有换热量误差值在±30%以内,80%压降误差值在±30%以内。

杨俊兰等^[36]首先采用稳态集中参数法建立了 CO₂ 管壳式蒸发器模型,之后结合实验值对模型进行了修正并对蒸发器进行了优化设计。陈圣光等^[37]基于稳态分布参数法建立了 CO₂ 管翅式蒸发器模型,并对试验蒸发器进行了优化设计。韩维哲等^[38]建立了湿工况下翅片管换热器空气侧热质传递的数值模型,该模型 96%的传热误差值在±15%以内,91%的传质误差值在±20%以内。Navarro-Esbrí 等^[39]采用稳态分布参数法建立了适用于 R1234f 和 R134a 的管壳式蒸发器模型,使用不同传热关联式时出口温度计算值的最大相对误差在±3%以内,而蒸发压力的为±30%。Garcia 等^[40]采用动态分布参数法建立了包含三根内铜管的螺旋盘绕式的蒸发器模型,比较了不同制冷剂 R134a 和 R1234yf 对蒸发器瞬态响应的影响,结果表明其有相似的动态特性。Kim 等^[41]建立了结霜工况下板式和管翅式蒸发器的动态分布参数模型,该模型与其它文献模型相比能在保持相当准确度的情况下,计算速度快十倍。

建立换热器模型时,大多还是使用稳态分布参数模型,针对不同类型换热器

和仿真方法，误差的情况差别较大，可能与选择的传热系数关联式有关。换热器模型的研究概况如表 1-3 所示。

表 1-3 冷凝器和蒸发器模型研究概况
Tab.1-3 Overview of condenser and evaporator model

两器类型	研究学者	模型	制冷剂	参数	误差绝对值
管翅式冷凝器	程鑫等 ^[28]	稳态分布参数	—	换热量 制冷剂出口温度 空气出口温度	<5%
平行流冷凝器	胡浩茫等 ^[29]	—	—	出口温度 出口压力 冷凝热	<6% <12.8% <6.9%
平行流冷凝器	闫自成等 ^[30]	稳态分布参数	R134a	—	—
壳管式水冷冷凝器	赵静姝等 ^[31]	稳态集中参数	—	冷凝器换热量 制冷剂出口温度 出水温度	<2.5%
翅片管式冷凝器	朱卫英等 ^[32]	稳态分布参数	—	Nu 压力损失 换热量	<10% <15% <5%
板式冷凝器	Nyers 等 ^[33]	稳态分布参数	R123a	—	—
管翅式冷凝器	Valle 等 ^[34]	稳态分布参数	R134a	—	—
平行流冷凝器	Hua 等 ^[35]	稳态分布参数与遗传	R134a	换热量	\approx <30%
管壳式蒸发器	杨俊兰等 ^[36]	稳态集中参数	CO ₂	—	—
管翅式蒸发器	陈圣光等 ^[37]	稳态分布参数	CO ₂	—	—
翅片管蒸发器	韩维哲等 ^[38]	—	—	传热 传质	\approx <15% \approx <20%
管壳式蒸发器	Navarro-Esbrí 等 ^[39]	稳态分布参数	R1234f R134a	出口温度 蒸发压力	<3% <30%
螺旋蒸发器	Garcia 等 ^[40]	动态分布参数	R134a R1234yf	蒸发温度	<1℃
板式和管翅式蒸发器	Kim 等 ^[41]	动态分布参数	—	—	—

1.3 研究目的与意义

制冷空调仿真技术主要有两个用途，一是对制冷设备或者和制冷系统进行设计和优化，二是对制冷设备或者制冷系统进行性能研究。对一个制冷设备或者系统进行设计的过程中，都需要搭建实验台对产品进行试验以完成校核和优化。这个工作量是十分大的，而且很难使设备和系统能在指定的工况下运行。而仿真技术则可以通过模拟的方式代替试验，不仅更加轻松而且可以获得绝大多数工况下的运行参数。在对制冷设备或者系统进行实验研究的时候，通常只能同时改变少数几个参数来研究性能变化的规律，而且与校核试验相同，很难保证和控制参数的稳定 and 变化。如果想要通过理论研究推导得到多变量对性能的影响也十分困难，通常只能进行定性的分析。但是通过仿真技术进行制冷设备或者系统性能的研究时，参数变化的范围和数量取决于模型建立的可靠和稳定性，如果拥有较好的模型则可以定量地研究多变量对性能的影响。虽然构建模型和程序的过程比较困难，也需要进行实验对其进行验证，但是完成后，研究将变得更方便和多样化。

本研究希望通过实验室平台构建压缩机、卧式水冷冷凝器和节流机构等的稳态模型和算法，并对它们的性能进行研究。之后再将其串联起来构成制冷系统的稳态模型和算法，对制冷系统进行研究和优化。

第二章 研究内容及方法

2.1 研究内容及方法

本研究通过仿真技术依次建立了制冷压缩机、热力膨胀阀、卧式水冷冷凝器和制冷系统的稳态模型，对压缩机和水冷冷凝器进行了性能研究，最后对制冷系统进行了优化。在建立模型的过程中，先要查找和学习制冷设备和系统的理论知识，获得基本的数学模型，部分数学模型需要通过实验拟合才能完成。之后就可以构建合理的算法，并借助数学软件将算法变为可执行的代码。

本研究选择了 EES（工程方程求解器 Engineering Equation Solver）作为编程工具，其操作界面如图 2-1 所示。EES 的基本功能是解代数方程组，也能解差分方程、有复杂变量的方程，还可以进行一定的编程。EES 的优点在于其提供了很多对工程计算非常有用的内置数学和热物性函数，当需要使用的时候可以直接调用，这样就可以省去物性参数模型的输入。冷库的制冷系统较一些小型的制冷系统而言更难以改变运行的工况，在 EES 程序中可以直接设置运行的工况，这对于研究和校核冷库制冷系统十分便利。

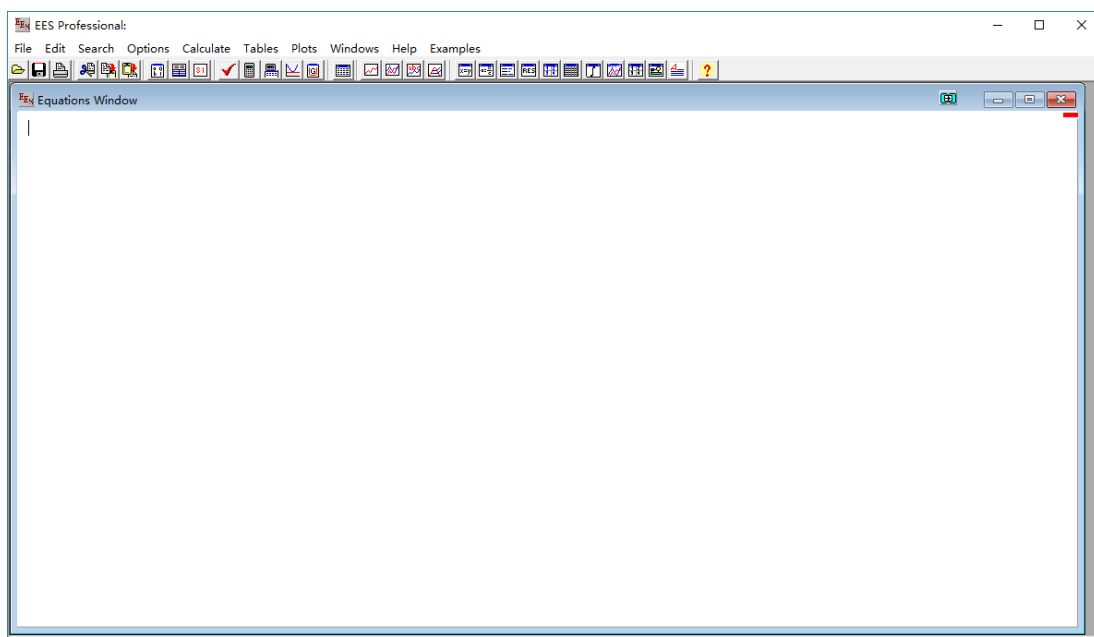
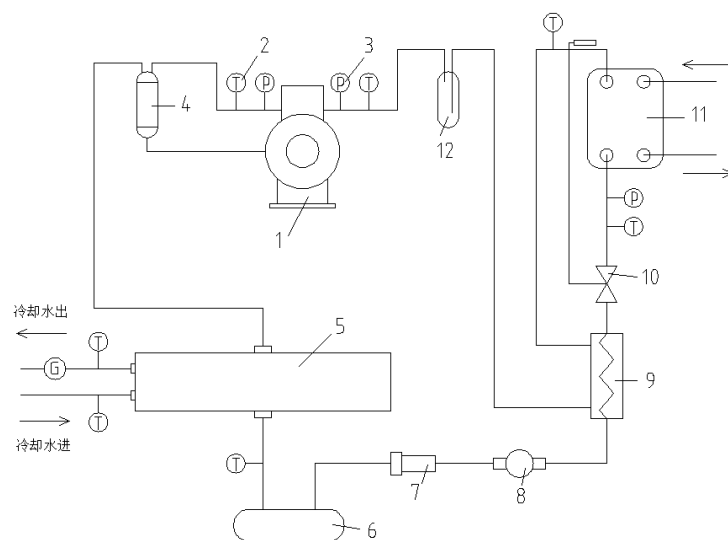


图 2-1 EES 操作界面

Fig.2-1 The operation interface of EES

2.2 实验装置

实验所用的制冷系统为蒸发温度为 -60°C 的复叠式冷库制冷系统的高温级部分，如图 2-2 所示。主要由活塞压缩机、水冷冷凝器、回热器、热力膨胀阀和板式换热器组成，制冷剂为 R404A。实验过程中的数据采集都通过 LabView 平台实现，所需测量的数据通过 LabView 系统自动记录，记录周期为 30s。当连续记录时间超过 5 分钟，且记录的数据变化不大时，可以认为系统达到稳定，记录的数据可以用来建立各部件和系统的稳态模型。



1 活塞压缩机；2 温度表；3 压力表；4 油分离器；5 水冷冷凝器；6 贮液器；7 干燥过滤器；8 潮气指示器；9 回热器；10 热力膨胀阀；11 板式换热器；12 气液分离器。

图 2-2 实验装置

Fig.2-2 Experimental device

第三章 数学模型

3.1 活塞压缩机模型

活塞压缩机进出口温度和压力有以下关系^[42]:

$$T_{dis} = T_{suc} \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (3-1)$$

式中, T_{suc} 、 T_{dis} 分别为压缩机吸、排气温, K; p_{suc} 、 p_{dis} 分别为压缩机吸、排气压力, Pa; m 为多变指数。

压缩机实际质量输气量由压缩机的理论输气量、容积效率和压缩机吸气比容决定^[43]:

$$m_{com} = \eta_v \frac{V_{th}}{v_{suc}} \quad (3-2)$$

m_{com} 为压缩机出口质量流量, kg/s; V_{th} 为理论输气量, m³/s; v_{suc} 为吸气口处制冷剂的比容, m³/kg。

活塞压缩机的容积效率受容积系数、压力系数、温度系数和泄露系数有关, 表达式如下:

$$\eta_v = \lambda_v \lambda_p \lambda_T \lambda_l \quad (3-3)$$

$$\lambda_v = 1 - c \left[\varepsilon \left(1 + \frac{\Delta p_{dm}}{p_c} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (3-4)$$

$$\lambda_p = 1 - \frac{1+c}{\lambda_v} \frac{\Delta p_{sm}}{p_0} \quad (3-5)$$

$$\lambda_T = \frac{T_0 + \Delta T_{sh}}{a_1 T_c + b_1 \Delta T_{sh}} \quad (3-6)$$

η_v 为容积效率; λ_v 为容积系数, c 值与压缩机的结构参数有关, 中小型制冷压缩机的取值范围为 0.015~0.06, ε 为压缩机排气压力和吸气压力的比值, $\Delta p_{dm}/p_c$ 表示排气管压降与冷凝压力之比, 氟利昂压缩机比值范围为 0.10~0.15; λ_p 为压力系数, $\Delta p_{sm}/p_0$ 表示吸气管压降与蒸发压力之比, 氟利昂压缩机比值范围为 0.06~0.08; λ_T 为温度系数, T_0 表示蒸发温度, K; T_c 表示冷凝温度, K; ΔT_{sh} 表示过热度, K; 系数 a_1 的取值范围为 1~1.15; 系数 b_1 的取值范围为 0.25~0.8, 最小值和最大值分别对应家用制冷压缩机和名义制冷量达 12kW 的压缩机; 泄露系数 λ_l 取 0.97~0.99。

3.2 卧式水冷冷凝器模型

由于不涉及水泵的选型，所以以下未列出管内水流动的阻力。而对于管外制冷剂侧无需计算阻力^[44]。

3.2.1 管内表面传热系数

在水冷冷凝器中冷却水在管内湍流流动时的表面传热系数^[70] $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$:

$$\alpha_2 = B \frac{u^{0.8}}{d_i^{0.2}} \quad (3-7)$$

水的物性集合系数:

$$B = 1395.6 + 23.26t_{w,m} \quad (3-8)$$

水平平均换热温度:

$$t_{w,m} = \frac{t_{w,1} + t_{w,2}}{2} \quad (3-9)$$

d_i 为管道内径, m; u 为冷却水在管内的流速, m/s。 $t_{w,1}$ 为冷却水进口温度, °C; $t_{w,2}$ 为冷却水出口温度, °C。

3.2.2 管外表面传热系数

制冷剂 R404A 在水平光管管束外的冷凝传热系数^[44,45] $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$:

$$\alpha_1 = 0.725n_m B_m r_s^{\frac{1}{4}} \Delta t_o^{\frac{1}{4}} d_o^{-\frac{1}{4}} \quad (3-10)$$

假设管束在垂直方向有 z 列, 每列管束分别为 n_1, n_2, \dots, n_z , 则蒸气在管束上冷凝按照单管冷凝传热系数计算时的修正系数:

$$n_m = \frac{n_1^{0.833} + n_2^{0.833} + \dots + n_z^{0.833}}{n_1 + n_2 + \dots + n_z} \quad (3-11)$$

制冷剂液膜的组合物性参数:

$$B_m = \left(\frac{9.81\rho_w \lambda_w^3}{\nu_w} \right)_m^{\frac{1}{4}} \quad (3-12)$$

r_s 为潜热, J/kg; Δt_o 为制冷剂温度与管外污垢层外表面温度间的对数平均温差, °C; d_o 为管道外径, m; ρ_w 为冷凝液膜的密度, kg/m³; λ_w 为冷凝液膜的导热系数, W/(m · K); ν_w 为冷凝液膜的运动粘度, m²/s。

3.2.3 传热过程

水侧换热量 (kW):

$$Q_w = m_w c_{p,w} (t_{w,2} - t_{w,1}) \quad (3-13)$$

$$Q_w = \alpha_2 A_i \Delta t_i \quad (3-14)$$

m_w 为水流量, kg/s; $c_{p,w}$ 为水定压比热容, kJ/(kg · °C); A_i 为管内换热面积, m²; Δt_i 为水与管外表面温度间的对数平均温差, °C。

制冷剂侧换热量 (kW):

$$Q_r = m_r (h_{r,1} - h_{r,2}) \quad (3-15)$$

$$Q_r = \alpha_1 A_o \Delta t_o \quad (3-16)$$

m_r 为制冷剂流量, kg/s; $h_{r,1}$ 、 $h_{r,2}$ 为制冷剂进出口焓, kJ/kg; A_o 为管内换热面积, m²; Δt_o 为制冷剂温度与管外表面温度间的对数平均温差, °C。

由制冷剂侧经过制冷剂液膜层的热流量:

$$q_o = \alpha_1 \Delta t_o \quad (3-17)$$

由水侧经过管壁流入的热流量:

$$q_i = \frac{\Delta t_i}{\frac{1}{\alpha_2} \frac{d_o}{d_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{d_o}{d_m}} \quad (3-18)$$

$$d_m = \frac{d_o + d_i}{2} \quad (3-19)$$

d_i 、 d_o 为管道内外直径, m; δ 为管的厚度, m; λ 为无缝钢管的导热系数, 取 45.36W/(m · K)。

$$\Delta t_o = \Delta t_m - \Delta t_i \quad (3-20)$$

水与制冷剂之间对数平均温差 Δt_m :

$$\Delta t_m = \frac{t_{w,2} - t_{w,1}}{\ln \frac{t_{r,m} - t_{w,1}}{t_{r,m} - t_{w,2}}} \quad (3-21)$$

制冷剂侧过热区的平均换热温度为:

$$t_{mSH} = \frac{t_{r,1} + t_c}{2} \quad (3-22)$$

制冷剂侧过冷区的平均换热温度为:

$$t_{mSC} = \frac{t_{r,2} + t_c}{2} \quad (3-23)$$

制冷剂侧的平均换热温度为：

$$t_{r,m} = c_{l,SH} t_{mSH} + c_{l,TP} t_c + c_{l,SC} t_{mSC} \quad (3-24)$$

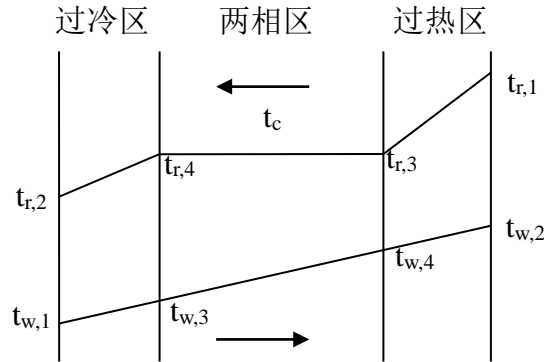


图 3-1 换热过程中温度变化示意图

Fig.3-1 Schematic diagram of temperature change during heat exchange

$c_{l,SH}$ 、 $c_{l,TP}$ 和 $c_{l,SC}$ 分别为过热区、两相区和过冷区按照长度占比得到的传热影响因子，具体参数的定义参照文献^[46]以及图 3-1。

总传热系数 $W/(m^2 \cdot K)$ ：

$$K = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_o \ln(d_o / d_i)}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d_o}{d_i} \right]^{-1} \quad (3-25)$$

由对数平均温差计算总换热量：

$$Q = KA_o \Delta t_m \quad (3-26)$$

3.3 膨胀阀模型

系统采用的是热力膨胀阀，其数学模型如下：

流经膨胀阀的制冷剂的流量(kg/s)^[47]：

$$m_{exp} = C_D A \sqrt{2\rho_{exp,1}(p_1 - p_2)} \quad (3-27)$$

热力膨胀阀的流通面积(m^2)与膨胀阀进口压力和蒸发器过热度有关：

$$A = f(p_1, \Delta t_{SH}) \quad (3-28)$$

流量系数由以下关联式得出：

$$C_D = 0.02005 \sqrt{\rho_{exp,1}} + 0.634 \nu_{exp,2} \quad (3-29)$$

式中, $\rho_{exp,1}$ 为膨胀阀进口处制冷剂的密度, kg/m^3 ; p_1 , p_2 分别为膨胀阀进出口的压力, Pa ; A_{max} 为膨胀阀最大流通面积, m^2 ; D 为膨胀阀内的流通孔径, m^2 ; $v_{exp,2}$ 为膨胀阀出口处制冷剂比容, m^3/kg 。

3.4 制冷系数

由于回热器的换热量不计入制冷量, 则有:

$$COP = \frac{h_{suc} - h_{r,2}}{h_{dis} - h_{suc}} \quad (3-30)$$

h_{suc} 为压缩机吸气焓, kJ/kg ; h_{dis} 为压缩机排气焓, kJ/kg ; COP 为制冷系数。

3.5 毛细管模型

毛细管是一种使用在小型制冷系统中的节流机构, 其长度影响着制冷系统中制冷剂的流量、蒸发温度等, 选择合适的毛细管长度有利于改善制冷系统的制冷效果并在一定程度上节省用料。选择毛细管长度的传统做法是根据制冷剂流量、冷凝温度、过热度等参数利用图表查询得到, 毛细管长度计算模型的出现简化了选型的过程。虽然本研究中暂不会使用毛细管模型, 但该模型的建立拓展了制冷系统仿真的适用范围。

目前对于绝热毛细管模型已有较多研究, 常用的仿真模型主要有均相流分布参数模型、经验关联式模型、近似积分模型等^{[42][45][48]}。早期主要由 F. Escanes、Bansal 和 Bittle 等人对毛细管的模型进行了研究。F. Escanes 等^[49]利用分布参数法建立了毛细管的模型并从毛细管几何结构、制冷剂种类、临界流动、边界条件、气液相转变等方面进行了分析研究。Bansal and Rupasinghe^[50]建立了利用制冷剂质量流量、冷凝压力、蒸发压力和进口温度计算毛细管长度的模型。Bittle and Pate^[51]则利用均相分布参数模型建立了根据毛细管长度预测制冷剂流量的模型且考虑了入口压降和亚稳态流动。之后的研究主要针对不同制冷剂从摩擦系数模型、粘度模型、亚稳态流动模型、算法等方面对毛细管仿真模型进行优化。亚稳态区包括亚稳态液体区和亚稳态两相区, 亚稳态液体区是制冷剂沿毛细管流动时, 压力低于液体温度对应的饱和压力时仍然不发生闪发的区间, 而亚稳态两相区是气泡产生较少时仍然近似作为液体区的区间^[52-54]。制冷剂在亚稳态区中的流动状态可以用亚稳态流动模型进行描述。

毛细管长度计算模型的建立需满足以下假设:

- 1) R-410A 在毛细管中的流动是一维均相流动;
- 2) R-410A 在毛细管中的流动是绝热的;
- 3) 壅塞流动;
- 4) 不考虑毛细管入口局部压降;
- 5) 不考虑冷冻油的影响。

如图 3-2 所示, 根据制冷剂 R-410A 在毛细管中的状态把毛细管分为过冷液体区 I、亚稳态液体区 II (暂不考虑亚稳态两相区) 以及两相区 III^[54], 并沿毛细管管长划分成若干微元段后建立分相集中参数模型, 任意微元段以下三个基本方程均成立。

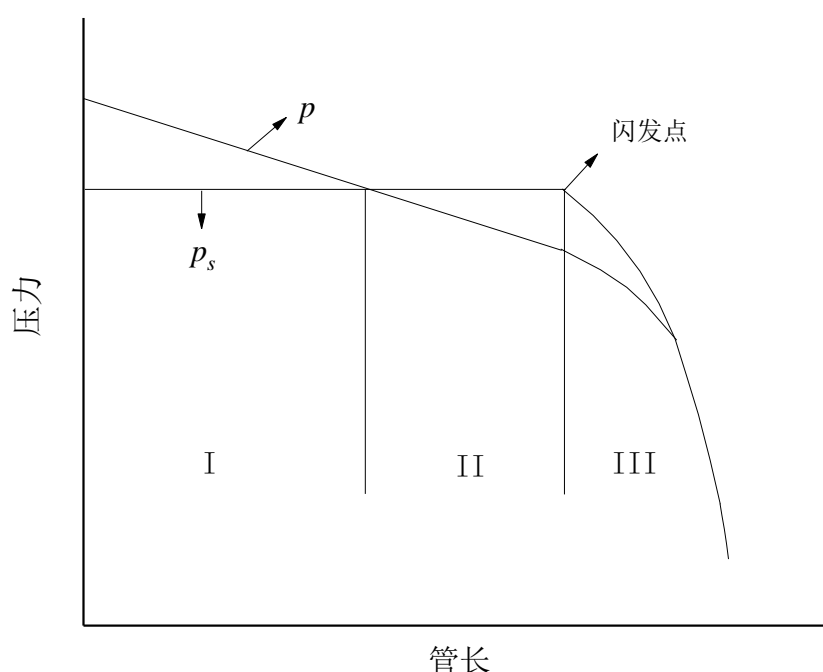


图 3-2 沿绝热毛细管的压力分布图

Fig.3-2 Pressure profiles along an adiabatic capillary tube

p_s —R-410A 沿程温度所对应的饱和压力; p —R-410A 在毛细管内的沿程压力

连续方程:

$$m_{in} = m_{out} \quad (3-31)$$

能量方程:

$$h_{in} + \frac{1}{2} G^2 v_{in}^2 = h_{out} + \frac{1}{2} G^2 v_{out}^2 \quad (3-32)$$

动量方程:

$$1000(p_{in} - p_{out}) = G^2(v_{out} - v_{in}) + \frac{f_m v_m G^2}{2D} \Delta L \quad (3-33)$$

$$G = \frac{m/3600}{\frac{1}{4}\pi D^2} \quad (3-34)$$

式中：

m ——制冷剂质量流量，kg/h；

h ——制冷剂的焓值，kJ；

G ——制冷剂质流密度，kg/(m²·s)；

p ——制冷剂在毛细管中的压力，kPa；

v ——制冷剂的比容，m³/kg；

f_m ——制冷剂微元段中的平均沿程阻力系数；

D ——毛细管直径，m；

ΔL ——微元段长度，m。

3.5.1 过冷液体区

过冷区制冷剂液体可当作不可压缩液体，比容为定值，由三个基本方程得到过冷区的长度：

$$L_{SC} = \frac{2000D\Delta p_{SC}}{G^2 f_{SC,m} v_{SC,m}} \quad (3-35)$$

式中，下标 SC 表示过冷液体区，m 表示平均值。

3.5.2 亚稳态液体区

当制冷剂达到热力学平衡下的闪发点时，也就是制冷剂压力达到液体温度对应的饱和压力时，不会立即闪发，还需要克服相间的压力差，即压力继续下降达到实际闪发压力时才会发生相变。毛细管中制冷剂饱和和液体实际的闪发压力是描述亚稳态液体区间状态的关键参数。

1) Lackme 关联式

Lackme 关联式是一个估算饱和和液体闪发压力的经验公式如下（Feburie 在 1993 年引用该公式^[55]）：

$$p_v = k \cdot p_{sat} \quad (3-36)$$

k 取值为 0.95~0.97，其平均值 0.96 常用作实际计算。

式中：

p_v ——毛细管中制冷剂饱和液体实际的闪发压力, kPa;

p_{sat} ——制冷剂饱和液体压力, kPa。

2) Chen 关联式

Chen 等^[56]对 R12 在毛细管中流动的进行了研究得到了该关联式如下:

$$\frac{(p_{sat} - p_v)\sqrt{KT_{sat}}}{\sigma^{3/2}} = 0.679 \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_g} \right) \text{Re}^{0.914} \left(\frac{\Delta T_{sc}}{T_{cr}} \right)^{-0.208} \left(\frac{D}{D'} \right)^{-3.18} \quad (3-37)$$

$$D' = \sqrt{\frac{KT_{sat}}{\sigma}} \times 10^4 \quad (3-38)$$

式中:

T_{sat} ——制冷剂饱和液体温度, K;

σ ——表面张力, N/m;

ρ_l ——液体密度, kg/m³;

ρ_g ——气体密度, kg/m³

Re ——雷诺数;

ΔT_{sc} ——过冷度, K;

T_c ——临界温度, K;

D' ——参考长度, m;

K ——玻尔兹曼常数, $1.380662 \times 10^{-23} \text{J}/(\text{K} \cdot \text{mol})$ 。

之后 Bittle and Pate 等人^[51]也将该关联式应用于研究制冷剂 R22, R134a, R152a 以及 R-410A 在毛细管中的流动。

3) Huerta and Silvares 关联式

基于非均匀成核理论 Huerta 和 Silvares 提出了如下关联式:

$$(p_{sat} - p_v)^2 = \frac{16\pi\sigma^3}{3KT_{sat} \left(\frac{v_g}{v_l} - 1 \right)^2 \left(\frac{Gb}{\varphi} \right)} \quad (3-39)$$

Fiorelli 等人^[57]通过实验得出了 R-410A 的无量纲参数 Gb^* :

$$Gb^* = \left(\frac{Gb}{\varphi} \right) = 4.802 \times 10^{-29} (\text{Re}^*)^{-5.840} (\Delta T_{sc}^*)^{1.332} (T_{in}^*)^{3.419} \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{-3.378} \quad (3-40)$$

$$\text{Re}^* = \frac{4m}{\pi D \mu_l} \quad (3-41)$$

$$\Delta T_{sc}^* = \frac{\Delta T_{sc}}{T_{cr}} \quad (3-42)$$

$$T_{in}^* = \frac{D^2 c_{p,l} T_{in}}{(v_l \mu_l)^2} \quad (3-43)$$

式中:

T_{sat} ——制冷剂饱和液体温度, °C;

v_g ——制冷剂气体比体积, m³/kg;

v_l ——制冷剂液体比体积, m³/kg;

Gb ——吉布斯数;

ϕ ——非均质性因数;

μ_l ——动力粘度, Pa·s;

$c_{p,l}$ ——制冷剂液体定压比热容, kJ/(kg·K);

T_{in} ——毛细管进口处制冷剂温度, K。

亚稳态液体区长度的计算公式与过冷液体区长度计算公式相同, ml 表示亚稳态液体区:

$$\Delta p_{ml} = p_{sat} - p_v \quad (3-44)$$

$$L_{ml} = \frac{2000 D \Delta p_{ml}}{G^2 f_{ml,m} v_{ml,m}} \quad (3-45)$$

3.5.3 两相区

按压降将两相区均分成 N 段, 本模型选择 200 段:

$$\Delta p = \frac{p_v - p_e}{N} \quad (3-46)$$

1) 微元第 n 段:

微元第 n 段入口的状态参数为第 $n-1$ 段微元出口的状态参数。微元第 n 段出口的各状态参数的计算公式如下:

$$h_{n,out} = x_{n,out} h_{ng,out} + (1 - x_{n,out}) h_{nl,out} \quad (3-47)$$

$$v_{n,out} = x_{n,out} v_{ng,out} + (1 - x_{n,out}) v_{nl,out} \quad (3-48)$$

$$p_{n,out} = p_{n,in} - \Delta p \quad (3-49)$$

2) 两相区干度计算

由两相区焓和比容的计算公式与能量方程联解得到:

$$x_{n,out} = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (3-50)$$

$$a = \frac{1}{2} G^2 (v_{ng,out} - v_{nl,out})^2 \quad (3-51)$$

$$b = G^2 v_{nl,out} (v_{ng,out} - v_{nl,out}) + h_{ng,out} - h_{nl,out} \quad (3-52)$$

$$c = \frac{1}{2} G^2 (v_{nl,out}^2 - v_{n,in}^2) + h_{nl,out} - h_{n,in} \quad (3-53)$$

3) 两相区长度计算

由动量方程得到两相区微元长度:

$$\Delta L_{TP} = \frac{2D}{G^2 v_m f_m} [p_{in} - p_{out} - G^2 (v_{out} - v_{in})] \quad (3-54)$$

两相区计算长度:

$$L_{TP} = \sum (\Delta L_{TP}) \quad (3-55)$$

3.5.4 壅塞流判定

由于熵增的判定方法会增加计算量, 不同对象物性参数的不同也会造成偏差, 所以此处选择以下判定方法:

$$\frac{dL_{TP}}{dp} \leq 0 \quad (3-56)$$

3.5.5 平均参数与动力粘度

1) 平均参数 $(fv)_m$

$$(fv)_m = v_m \frac{f_{in} + f_{out}}{2} \quad (3-57)$$

丁国良等^[45]建立了平均参数模型, 并在实验和验证的基础上得到了不同流动区域比容的平均值计算公式。

过冷区平均比容:

$$v_m = \frac{v_{in} + v_{out}}{2} \quad (3-58)$$

两相区平均比容:

$$v_{TP,m} = w \sqrt{v_{TP,in} v_{TP,out}} + (1-w) \frac{2v_{TP,in} v_{TP,out}}{v_{TP,in} + v_{TP,out}} \quad (3-59)$$

$x_{TP,in} \leq 0.438$ 时:

$$w = 1.785 x_{TP,in}^2 - 1.565 x_{TP,in} + 0.345 \quad (3-60)$$

$x_{TP,in} > 0.438$ 时:

$$w = 0$$

计算沿程阻力系数 f 使用 Churchill 方程:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (3-61)$$

其中:

$$A = \left\{ 2.457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\varepsilon}{D}} \right] \right\}^{16}$$

$$B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16}$$

$$\text{Re} = \frac{GD}{\mu}$$

2) 动力粘度

常见的两相动力粘度计算公式有 McAdams 模型、Cicchitti 模型和 Dukler 模型, 通常 McAdams 模型的计算值在其它两种模型的计算值之间, 故此处先使用 McAdams 模型:

$$\mu = \frac{\mu_l \mu_g}{\mu_l x + \mu_g (1-x)} \quad (3-62)$$

第四章 数学模型的拟合

4.1 压缩机数学模型的拟合

在蒸发温度-28℃到-37℃，冷凝温度 16℃到 32℃的范围内测量了压缩机运行的数据如下表：

表 4-1 压缩机实验数据

Tab.4-1 Experimental data of compressor

	吸气温度 (°C)	排气温度 (°C)	吸气压力 (MPa)	排气压力 (MPa)
1	-34.8	53.0	0.057	0.993
2	-28.2	59.3	0.069	0.985
3	-1.9	81.9	0.104	1.000
4	-1.0	100.7	0.081	1.358
5	-0.5	106.1	0.082	1.492

将上述数据代入公式(3-1)计算，并按照下式进行拟合。

$$y = x^{\frac{m-1}{m}} \quad (4-1)$$

通过拟合得到 m 的值为 1.13，标准误差为 0.00184，如图 4-1 所示。公式(3-1)变为：

$$T_{dis} = T_{suc} \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}} \right)^{0.115} \quad (4-2)$$

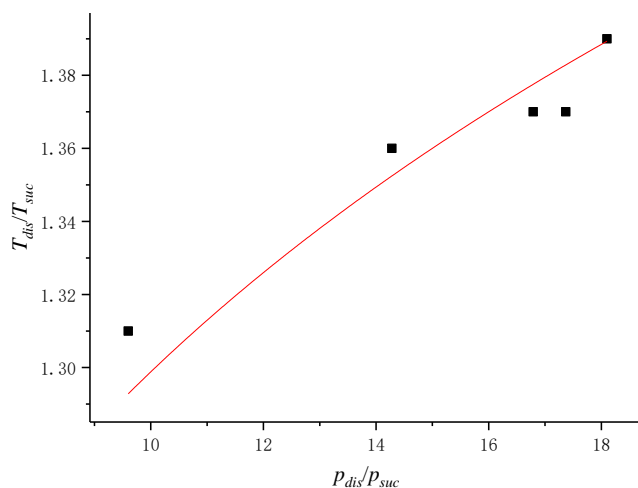


图 4-1 压缩机模型的拟合
Fig.4-1 Fitting of compressor model

4.2 卧式水冷冷凝器数学模型的拟合

水冷冷凝器所用的换热管规格为 $\phi 20 \times 2.0$ ，长 $L=0.8\text{m}$ 的光管，管数 $n=24$ ，流程数为 2，管束布置如图 4-2 所示。管束内流动的是冷却水，管束外侧是制冷剂 R404A 的气体 and 液体。

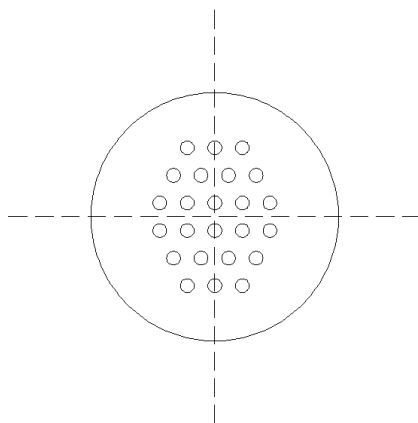


图 4-2 管束布置示意图

Fig.4-2 Tube bundle layout diagram

4.2.1 管外表面传热系数的验证

对不同冷凝换热器和不同换热介质的对流换热系数进行研究时，通常都是选择水作为另一种换热介质，这是因为在实验温度区间内，流动的水在进行换热的过程中通常不会发生相变，同时对水的换热系数的研究比较成熟，容易得到计算公式。通过建立两侧换热的平衡方程可以获得所需的对流换热系数的计算方法^[4-6]。利用该研究方法对管外传热系数的通用计算公式进行了验证并通过拟合使其对 R404A 有了更好的准确性。

验证步骤如下：

(1) 通过实验测得冷凝压力 p_c (kPa)，水进出口温度 $t_{w,1}$ 、 $t_{w,2}$ ，水流量 m_w (已知水冷冷凝器结构参数可计算得到水流速 u)，制冷剂进出口温度 $t_{r,1}$ 、 $t_{r,2}$ (可得到制冷剂进出口焓值)。

(2) 通过实验方法得到管外表面传热系数 $\alpha_{e,1}$ 。由式(3-7)(3-8)(3-9)得到管内表面传热系数 α_2 ，再由(3-13)(3-14)得到水与管外污垢的对数平均温差 Δt_i 。由(3-21)计算得到 Δt_m 后将 Δt_i 代入式(3-20)得到 Δt_o ，联立(3-15)(3-16)计算得到间接得到的 $\alpha_{e,1}$ 。

(3) 直接利用式(3-10)~(3-12)计算得到管外表面传热系数 α_1 。

(4) 对比 $\alpha_{e,1}$ 、 α_1 。

通过实验测得 5 组数据，每一组数据包括制冷剂进出水冷冷凝器的温度 $t_{w,1}$ 和

$t_{w,2}$, 冷却水进出水冷冷凝器的温度 $t_{r,1}$ 和 $t_{r,2}$, 冷凝压力 p_c , 水流量 m_w 以及制冷剂流量 m_r , 且需要保证出口为过冷状态, 见表 4-2。对于每一组数据分别计算得到 $\alpha_{e,1}$ 、 α_1 以及它们之间的相对误差, 具体结果如表 4-3 所示。

表 4-2 实验数据记录
Tab.2 The recording of experimental data

	$t_{w,1}$ (°C)	$t_{w,2}$ (°C)	$t_{r,1}$ (°C)	$t_{r,2}$ (°C)	p_c (kPa)	u (m/s)	m_r (kg/s)
1	11.4	13.3	48.5	28.6	1629	1.1	0.1331
2	14.8	16.8	44.4	27.2	1551	0.8	0.1018
3	12.8	14.3	34.6	23.2	1298	0.9	0.0889
4	11.6	13.0	31.9	21.7	1225	0.9	0.0803
5	11.4	12.5	29.9	21.6	1167	1.1	0.0787

表 4-3 冷凝传热系数相对误差

Tab.3 Relative error of condensation heat transfer coefficient

	$\alpha_{e,1}$ (W/(m ² · K))	α_1 (W/(m ² · K))	E (%)
1	932	1034	-10.9
2	996	1139	-14.4
3	1217	1286	-5.7
4	1202	1328	-10.4
5	1291	1371	-6.2

4.2.2 管外表面传热系数的修正

根据五组实验数据计算出来的 $\alpha_{e,1}$ 、 α_1 的相对偏差均在 15% 以内, 且通过公式计算的 α_1 值大于实验得到的值 $\alpha_{e,1}$ 。为了使水冷冷凝器模型更加准确, 采用线性拟合的方法对制冷剂 R404A 在水平光管束外的冷凝传热系数进行修正, 目标方程如下:

$$\alpha_{e,1} = A\alpha_1 \quad (4-3)$$

通过拟合得到 $A=0.917$ (如图 4-3 所示), 则冷凝传热系数计算公式变为:

$$\alpha_1 = 0.665n_m B_m r_s^{\frac{1}{4}} \Delta t_o^{-\frac{1}{4}} d_o^{-\frac{1}{4}} \quad (4-4)$$

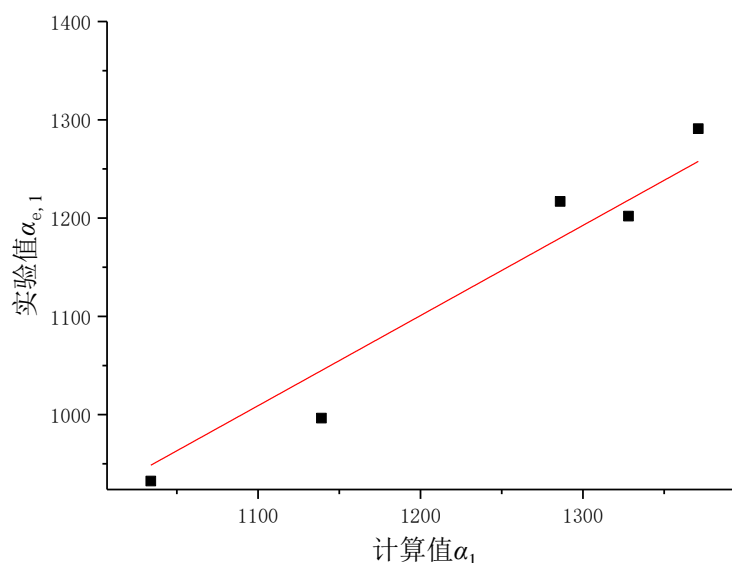


图 4-3 冷凝传热系数的拟合

Fig.4-3 Fitting of condensation heat transfer coefficient

4.3 热力膨胀阀模型的拟合

热力膨胀阀流通的面积与入口的压力和蒸发器出口过热度有关系，将表 4-4 中的实验数据输入到膨胀阀模型中可以得到流通面积 A 的数值，再利用拟合可以确定其之间的关系。

表 4-4 热力膨胀阀实验数据

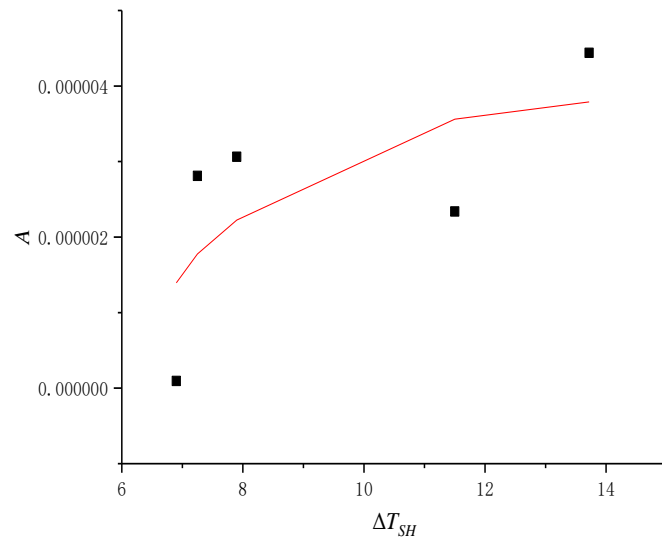
Tab.4-4 Experimental data of thermal expansion valve

	制冷剂流量 (kg/s)	冷凝压力 (MPa)	蒸发压力 (MPa)	膨胀阀进口温度 (°C)	过热度 (°C)	计算流通面积 (m ²)
1	0.1331	1.629	0.627	23.8	13.7	0.000004439
2	0.1018	1.551	0.490	22.5	11.5	0.000002339
3	0.0889	1.298	0.418	17.2	7.9	0.000003064
4	0.0803	1.225	0.378	16.7	7.3	0.000002811
5	0.0787	1.167	0.368	15.6	6.9	9.552E-08

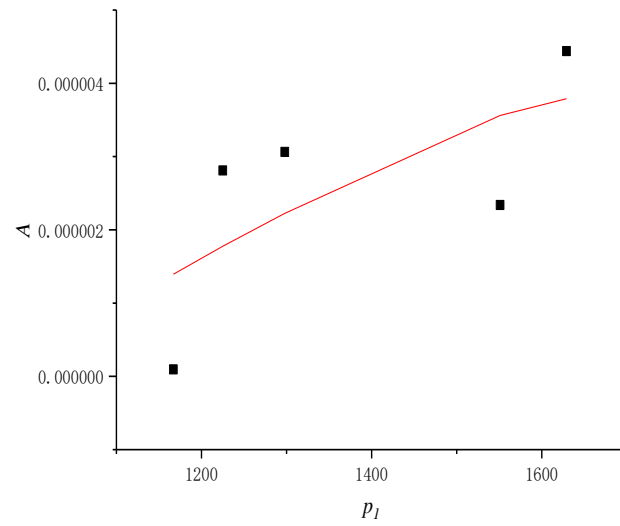
拟合的目标方程如下：

$$A = a\Delta t_{SH} + bp_1 + c \quad (4-5)$$

通过拟合得到 $a=-1.637 \times 10^{-7}$, $b=7.605 \times 10^{-6}$, $c=-6.352 \times 10^{-6}$, 拟合图示如下：



(a)



(b)

图 4-4 流通面积公式的拟合
Tab.4-4 Fitting of the flow area formula

第五章 仿真计算

5.1 水冷冷凝器仿真

5.1.1 水冷冷凝器仿真计算流程

已知水进口温度 $t_{w,1}$ ，水流量 m_w ，制冷剂流量 m_r ，制冷剂进口温度 $t_{r,1}$ ，冷凝温度 t_c 以及水冷冷凝器结构参数（其中 $n_m=0.84$ ），计算的步骤和程序图如下：

（1）假设水出口温度 $t_{w,2}$ ，联立式(3-13)和式(3-15)求出制冷剂出口焓 $h_{r,2}$ ，制冷剂侧换热量 Q_r ；

（2）联立式(3-7)(3-8)(3-9)计算水侧表面传热系数 α_2 ；

（3）假设制冷剂温度与管外污垢层外表面温度间的对数平均温差 Δt_o ，联立(3-10)(3-11)(3-12)计算制冷剂侧表面传热系数 α_1 ；

（4）验证假设值 Δt_o 。联立式(3-17)~(3-21)计算得到 q_i 、 q_o ，计算其偏差，若偏差在范围内进行步骤（5）若偏差过大改变 Δt_o 的假设值返回步骤（3），直至偏差在范围内，可确定 α_1 ；

（5）验证假设值 $t_{w,2}$ 。联立式(3-21)~(3-23)得到 Q 值，比较 Q 、 Q_w 计算其偏差，若偏差在范围内进行步骤（6）若偏差过大改变 $t_{w,2}$ 的假设值返回步骤（1），直至偏差在范围内；

（6）完成结束。

由式(3-13)和式(3-15)可以确定水出口温度 $t_{w,2}$ 的取值范围，当制冷剂出口焓值分别取饱和和液体焓值和冷却水入口温度对应的焓值时，分别可求出水出口温度的最小值和最大值，求取其平均值后作为水出口温度的假设初值。 Δt_o 的假设初值取 0 与 Δt_m 的平均值。由于 $t_{w,2}$ 与 Q_w 成正相关，而与 Q 成负相关， Δt_o 与 q_o 成正相关，而与 q_i 成负相关，所以调整 $t_{w,2}$ 和 Δt_o 的方法选择二分法。

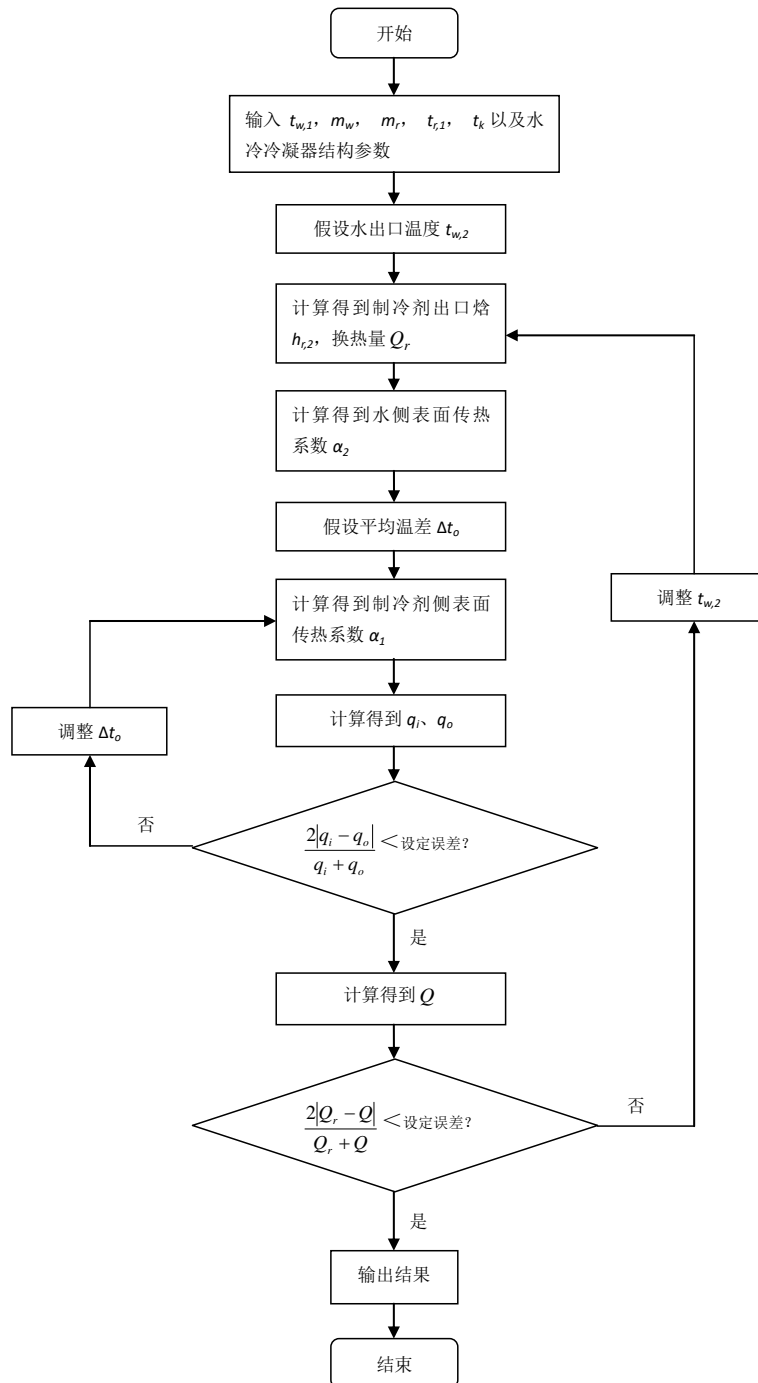


图 5-1 水冷冷凝器仿真计算流程图

Fig.5-1 Flow chart of water-cooled condenser simulation calculation

5.1.2 水冷冷凝器仿真算法的验证

将 q_o 和 q_i 的相对误差设定为 $<3\%$, Q_w 和 Q 的相对误差设定为 $<5\%$, 从之前的五组数据中选择输入量进行仿真计算, 得到冷却水出口温度和制冷剂出口温度与其真实值的偏差情况如下表所示。计算结果 (表 5-1) 显示水出口温度的绝对误

差均在 0.1℃以内和制冷剂出口温度计算值与实验值的绝对误差均在 3℃以内。

表 5-1 计算结果的误差
Tab.5-1 Calculation error

	水出口温度 (°C)			制冷剂出口温度 (°C)		
	实验值	计算值	差值	实验值	计算值	差值
1	13.3	13.22	0.08	28.6	29.71	-1.11
2	16.8	16.82	-0.02	27.2	24.41	2.79
3	14.3	14.27	0.03	23.2	24.86	-1.66
4	13.0	12.96	0.04	21.7	21.23	0.47
5	12.5	12.48	0.02	21.6	21.82	-0.22

5.2 制冷系统仿真

图 5-2 为制冷循环的 p-h 示意图，图 5-3 为制冷系统计算流程图。已知压缩机进口温度 T_{suc} ，冷凝压力 p_c ，冷却水进口温度 $t_{w,1}$ ，水流量 m_w ，制冷负荷 Q_0 ，回热器负荷 Q 以及水冷冷凝器结构参数，板式换热器热流体侧入口状态参数。计算的步骤如下：

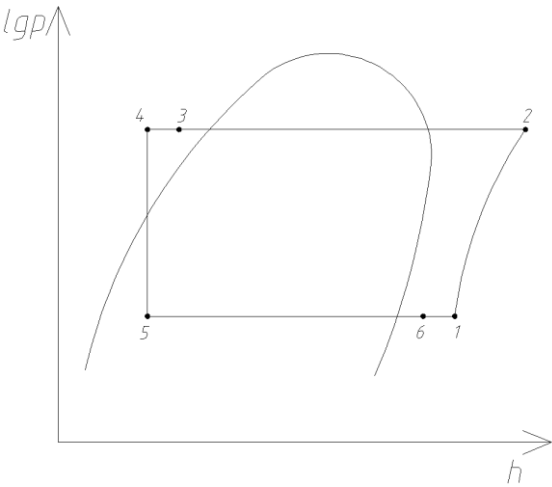


图 5-2 制冷系统循环 p-h 图
Fig.5-2 Refrigeration system cycle p-h diagram

- (1) 假设蒸发压力 p_0 ，联立式(3-2)~(3-6)和(4-2)得到压缩机排气温度 p_{dis} 和制冷剂流量 m_r ；
- (2) 将已知量输入冷凝器仿真模块，得到冷凝器出口温度 $t_{r,2}$ ，水出口温度 $t_{w,2}$ ；
- (3) 输入回热器模块得到膨胀阀入口温度以及回热器冷流体进口温度；
- (4) 验证假设蒸发压力的正确性。联立(3-27)，(3-29)和(4-5)计算得到膨胀阀流量 m_{exp} ，比较其与 m_r 的大小，如果在误差范围内进入下一步骤，如果不在则对假设的 p_0 值进行调整，重复前四步直到满足条件；
- (5) 输入板式换热器模块，得到冷、热流体侧的出口状态参数；

(6) 判断冷流体侧的出口温度与回热器入口温度的准确度。如果在误差范围内进入步骤(7)，如果不在则调整 p_0 值返回步骤(1)直到满足条件；

(7) 完成结束。

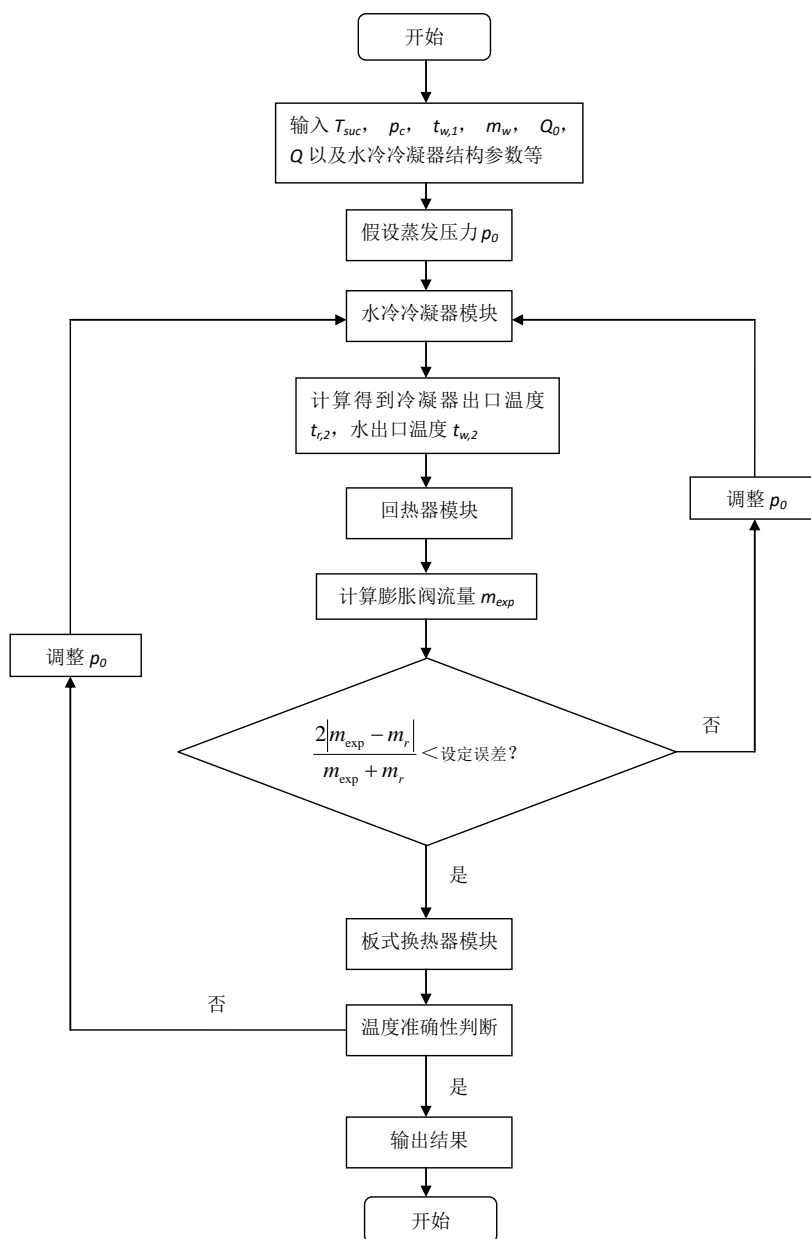


图 5-3 制冷系统仿真计算流程图

Fig.5-3 flow chart of refrigeration system simulation calculation

5.3 毛细管仿真

毛细管的模型是具有通用性的，适用于许多不同种类的制冷剂，所以在此利用了其它学者以制冷剂 R-410A 作为工质得到的毛细管研究的实验数据对模型和算法进行了建立和验证。

5.3.1 毛细管管长计算流程

已知制冷剂 R-410A 进入毛细管前的压力 p_c (冷凝压力)，制冷剂流量 m ，过冷度 ΔT_{sc} ，毛细管内径 D 以及相对粗糙度等参数，两相区设置恰当的步长后使用 EES 编写程序进行计算，计算过程中沿程阻力系数和动力粘度由公式(3-57)~(3-62)得到。计算毛细管长度的步骤及流程图如下：

- (1) 输入已知参数冷凝压力 p_c ，蒸发压力 p_e ，制冷剂流量 m ，过冷度 ΔT_{sc} ，毛细管内径 D 可以得到毛细管过冷区压降 Δp_{sc} ，分别使用公式(3-36)、(3-37)、(3-39) 计算毛细管亚稳态液体区的闪发压力 p_v ，由公式(3-44)计算亚稳态液体区的压降 Δp_{ml} ；
- (2) 使用公式(3-35)和(3-45)分别计算毛细管过冷区的长度 L_{sc} 和亚稳态液体区的长度 L_{ml} ；
- (3) 将按照压力将毛细管两相区分为 200 个微元段，每一段压力降为 Δp ，赋两相区计算初值 $L_{TP}=0$ ，第 1 个微元段 $n=1$ ；
- (4) 由公式(3-47)~(3-54)计算两相区第 1 个微元段的长度 $\Delta L_{TP} \big|_{n=1}$ ，由公式(3-56) 判定是否达到壅塞，如果达到壅塞则停止计算，直接输出结果。若没有达到壅塞则进入步骤 (5)；
- (5) 计算两相区总长度 $L_{TP}=L_{TP} \big|_{n=1}+\Delta L_{TP} \big|_{n=1}$ ；
- (6) 记 $n=n+1$ 重复 (4) (5) 步骤直到判定达到壅塞，输出结果。

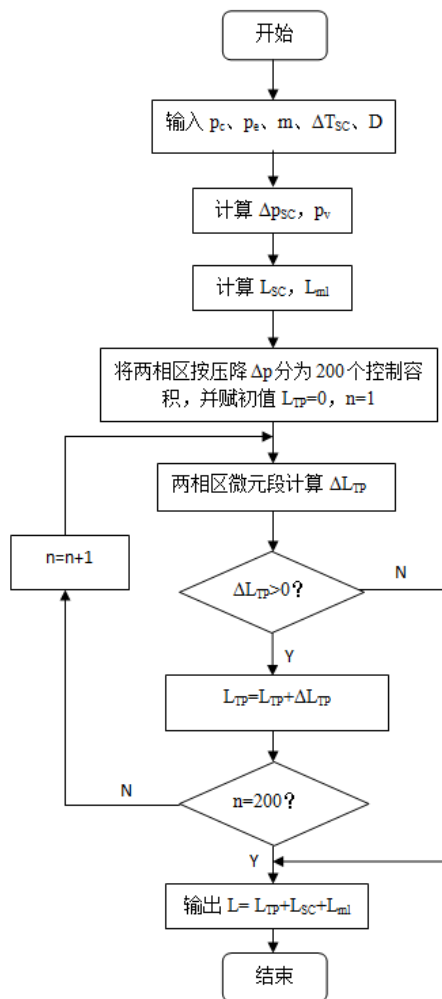


图 5-4 计算毛细管长度流程图

Fig.12 Flow chart of calculating tube length

5.3.2 毛细管长度计算算法的验证

Fiorelli 等人^[57]对 R-410A 在毛细管中的亚稳态流动研究中选取了三种不同的毛细管分别在 45℃、50℃、55℃的理想冷凝温度，理想过冷度 4℃、7℃、10℃的条件下进行了实验。毛细管 1 长度为 $1.5 \pm 0.001\text{m}$ ，直径为 $1.089 \pm 0.003\text{mm}$ ，相对粗糙度为 7.58×10^{-5} ；毛细管 2 长度为 $1.5 \pm 0.001\text{m}$ ，直径为 $1.381 \pm 0.002\text{mm}$ ，相对粗糙度为 5.25×10^{-5} ；毛细管 3 长度为 $1.5 \pm 0.001\text{m}$ ，直径为 $1.643 \pm 0.002\text{mm}$ ，相对粗糙度为 3.65×10^{-5} 。Fiorelli 等人的研究最终通过拟合得到了适用于 R-410A 的无量纲参数 Gb^* 以及准确度较高的流量计算模型。而本研究利用其实验数据来验证使用不同亚稳态液体区模型的仿真效果，结果如下：

表 5-2 不同条件下毛细管长度计算结果

Tab.5-2 Results of calculating tube length in different conditions

毛细管	理想冷 凝温度 (°C)	实际冷 凝压力 (kPa)	质量流 量(kg/h)	实际过 冷度(K)	进口温 度(K)	不考虑 液体亚 稳态区 毛细管 计算长 度(m)	Huerta 和 Silvares 毛细管 计算长 度(m)	chen 毛 细管计 算长度 (m)	经验公 式毛细 管计算 长度(m)
1	45	2733	32.34	10.9	307.7	1.236	1.263	1.247	1.262
		2725	31.86	9.7	308.8	1.212	1.239	1.224	1.238
		2695	31.43	9.7	308.3	1.235	1.261	1.246	1.261
		2728	30.64	7.6	310.9	1.212	1.237	1.223	1.238
		2700	29.23	6.1	312.0	1.239	1.263	1.250	1.265
		2715	29.06	4.6	313.7	1.176	1.203	1.188	1.201
		2729	29.58	5.8	312.7	1.208	1.233	1.219	1.233
		2700	28.34	4.1	314.0	1.202	1.229	1.214	1.228
		2732	27.69	3.0	315.5	1.219	1.248	1.231	1.245
		2712	27.93	2.9	315.3	1.176	1.208	1.189	1.202
	50	3068	33.3	9.8	313.8	1.266	1.288	1.277	1.290
		3062	33.17	9.4	314.0	1.26	1.281	1.271	1.284
		3063	32.98	9.2	314.3	1.262	1.283	1.273	1.286
		3063	31.75	6.8	316.7	1.241	1.261	1.252	1.265
		3066	31.43	6.5	317.0	1.257	1.277	1.268	1.281
		3066	31.18	5.8	317.6	1.245	1.265	1.256	1.269
		3040	29.54	2.9	320.3	1.197	1.222	1.210	1.221
		3057	29.37	2.7	320.7	1.212	1.237	1.225	1.236
		3061	29.24	2.7	320.7	1.23	1.254	1.243	1.254
	55	3431	35.66	9.9	318.7	1.235	1.254	1.246	1.258
		3432	35.18	9.5	319.1	1.254	1.272	1.265	1.277
		3407	34.82	9.1	319.2	1.252	1.270	1.263	1.275
		3443	34.49	8.4	320.4	1.257	1.273	1.268	1.279
		3423	33.88	7.9	320.6	1.275	1.291	1.286	1.298
		3427	33.21	6.9	321.7	1.277	1.292	1.288	1.300
		3434	31.22	3.8	324.9	1.277	1.292	1.290	1.300
		3424	31.23	3.0	325.5	1.227	1.244	1.241	1.250
		3420	31.26	2.8	325.6	1.213	1.231	1.226	1.236
2	45	2725	54.74	9.9	308.4	1.407	1.483	1.416	1.446
		2727	55.82	9.7	308.8	1.328	1.417	1.336	1.375
		2720	54.59	9.2	309.1	1.368	1.448	1.376	1.411
		2722	53.12	7.2	311.2	1.325	1.408	1.334	1.373
		2728	52.95	6.6	311.8	1.307	1.385	1.316	1.349
		2728	49.85	4.0	314.4	1.313	1.395	1.322	1.357
		2722	48.61	2.9	315.5	1.298	1.398	1.308	1.349
3	45	2727	81.24	9.8	308.4	1.552	1.591	1.560	1.590
		2721	81.03	9.7	308.4	1.553	1.589	1.560	1.589
		2715	78.33	9.2	308.8	1.638	1.670	1.645	1.674
		2735	80.16	9.2	309.2	1.56	1.601	1.567	1.603

2721	78.72	8.3	309.9	1.552	1.593	1.559	1.595
2724	76.79	7.3	310.9	1.574	1.609	1.581	1.614
2715	74.64	6.8	311.2	1.637	1.667	1.644	1.674
2733	75.97	5.6	312.9	1.475	1.525	1.483	1.528
2721	73.91	5.5	312.6	1.575	1.605	1.582	1.611
2719	73.55	4.4	313.8	1.491	1.535	1.498	1.537
2718	71.22	3.9	314.3	1.563	1.607	1.570	1.611

可以从计算结果发现,对于毛细管 3,由于其不考虑亚稳态液体区时的长度计算结果大多已经高于实际长度且准确度较高,考虑后反而会加大误差,故需从其它角度增加计算长度的准确度。

对于毛细管 1 和 2,考虑了亚稳态液体区后三种模型得到的毛细管计算长度的准确度都得到了提升,虽然过冷区计算长度增加但是两相区计算长度减小,最终计算总长增幅较小,各模型准确度提升幅度为约 1~2%。基于 Fiorelli 等人研究得到的 Huerta and Silvaes 模型和经验模型的计算准确度相近且都比 Chen 模型^[82]的准确度高。Chen 模型和经验模型的精度均比 Huerta and Silvaes 模型低。工质为 R-410A 时, Huerta and Silvaes 模型计算毛细管长度最优。Chen 模型不仅适用于 R-410A,还可以应用于 R12, R22, R134a 以及 R152,有更好的通用性,而经验模型的通用性还有待研究。

5.3.3 亚稳态液体区模型的改进

虽然各个亚稳态液体区的模型对计算的准确度有一定的提升,但是效果并不明显。所以利用 Fiorelli 等人的实验数据对 Chen 的模型进行了改进,重新拟合得到新的模型,如下:

$$\frac{(p_{sat} - p_v)\sqrt{KT_{sat}}}{\sigma^{3/2}} = 0.0848 \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_g} \right) \text{Re}^{2.37} \left(\frac{\Delta T_{sc}}{T_{cr}} \right)^{-0.767} \left(\frac{D}{D'} \right)^{2.31} \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{5.07} \quad (5-1)$$

改进模型在 Chen 模型的基础上添加了相对粗糙度项,计算的亚稳态区压降偏差大多在 30%以内,见图 5-5。使用改进模型计算得到的毛细管长度的准确度比使用 Huerta and Silvaes 模型计算的毛细管长度的准确度高约 1%~6%。

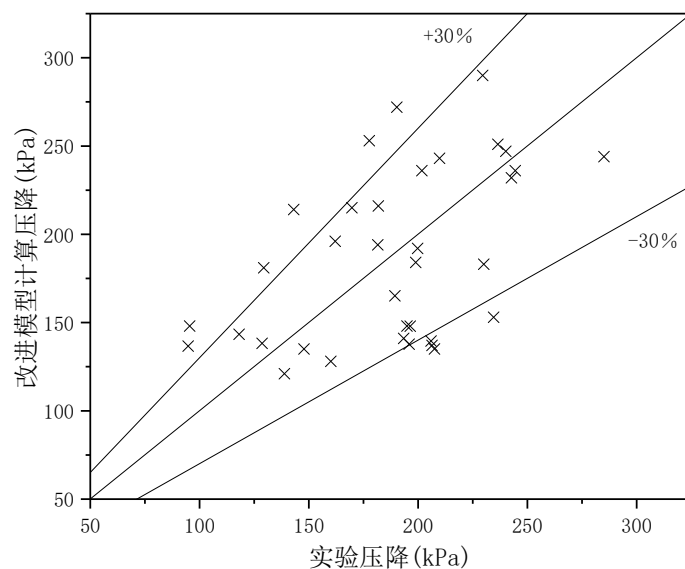


图 5-5 压降实验值与计算值的比较

Fig.5-5 Comparison of experimental pressure drop values and calculated values

5.3.4 改进模型的验证

为了进一步验证改进模型的正确性，故利用 ASHREA 推荐的 R-410A 选型图^[58]进行研究，如图 5-6 和图 5-7 所示。选择长度为 2.03m，内径分别为 1.27mm 和 1.14mm 的毛细管作为研究对象，查图获得过冷度、进口压力和制冷剂流量等参数作为程序输入量计算毛细管长度。结果表明使用改进模型计算的毛细管长度接近 2.03m，最大偏差不超过 13%，可以满足毛细管选型的要求，详细的计算结果见表 5-3。

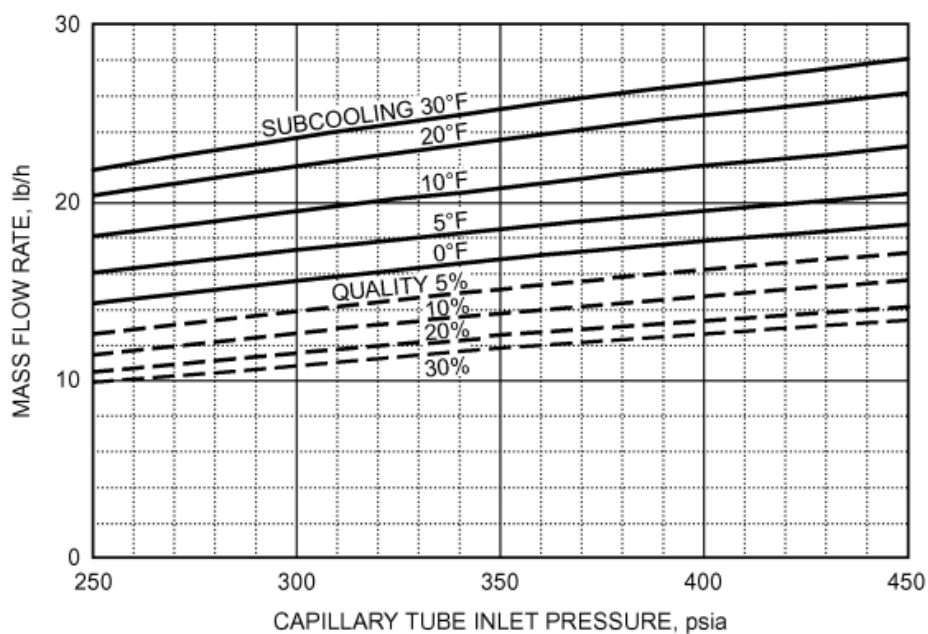


图 5-6 R-410A 通过毛细管的质量流量^[58]

(毛细管内径为 0.034 英寸, 长度为 130 英寸)

Fig.5-6 Mass Flow Rate of R-410A Through Capillary Tube
(Capillary tube ID is 0.034 in. and length is 130 in.)

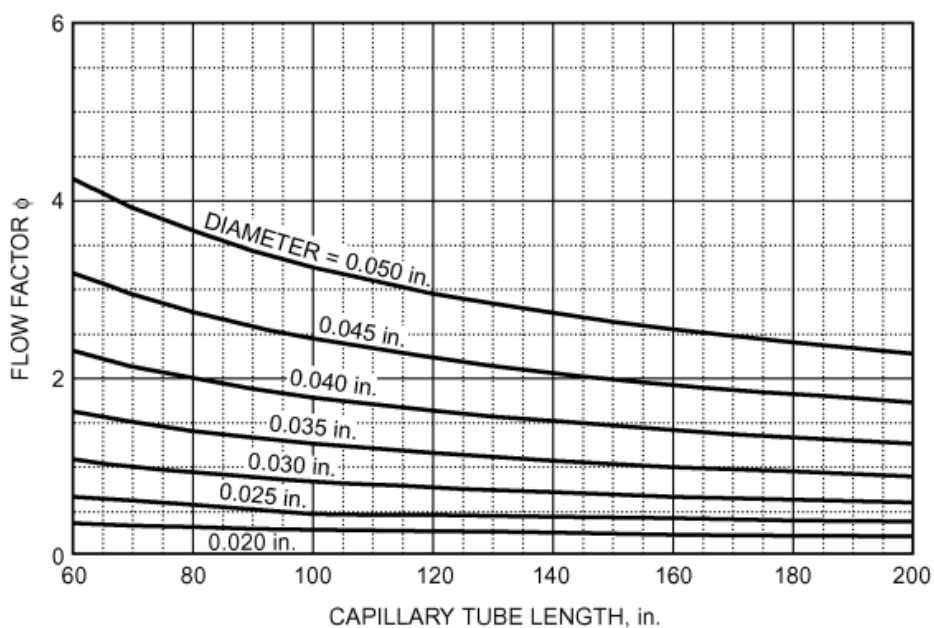


图 5-7 R-410A 在毛细管入口为过冷状态时对应的流量修正系数 ϕ ^[58]

Fig.5-7 Flow Rate Correction Factor ϕ for R-410A for
Subcooled Condition at Capillary Tube Inlet

表 5-3 考虑改进模型的毛细管长度计算结果

Tab.5-3 Results of calculating tube length considering improved model

内径(m)	过冷度(K)	进口压力(kPa)	制冷剂流量 (kg/h)	改进模型毛细管 计算长度(m)
0.00127	2.8	2757.92	32.89	2.289
		3102.66	34.41	2.229
	5.6	2757.92	36.93	2.037
		3102.66	38.92	1.957
	11.1	2757.92	41.96	2.017
		3102.66	43.62	1.959
0.00114	2.8	2757.92	24.45	2.180
		3102.66	25.58	2.234
	5.6	2757.92	27.45	1.946
		3102.66	28.93	1.955
	11.1	2757.92	31.19	1.878
		3102.66	32.42	1.915

第六章 制冷设备的性能研究

6.1 活塞压缩机的性能研究

6.1.1 活塞压缩机的等熵效率

等熵效率是判断压缩机做功有效程度的指标，它的数值越接近 1 说明压缩机工作的有效程度越高，其可以通过下式计算：

$$\eta_s = \frac{h_{dis,s} - h_{suc}}{h_{dis} - h_{suc}} \tag{6-1}$$

其中 $h_{dis,s}$ 为按照等熵压缩计算得到的排气焓，kJ/kg。

以压缩机数据中的第二组作为参照组对活塞压缩机的等熵效率进行了研究。
实验方案如下：

- (1) 排气压力设置为 985kPa 的情况下设置三组实验，每一组设置三个吸气压力，分别为 69kPa、79kPa 以及 89kPa，吸气温度由-10.2 到-28.2℃；
- (2) 排气压力设置为 885kPa 的情况下设置三组实验，每一组设置三个吸气压力，分别为 69kPa、79kPa 以及 89kPa，吸气温度由-10.2 到-28.2℃；
- (3) 排气压力设置为 785kPa 的情况下设置三组实验，每一组设置三个吸气压力，分别为 69kPa、79kPa 以及 89kPa，吸气温度由-10.2 到-28.2℃。

图 6-1~6-3 为压缩机等熵效率仿真的结果，当排气压力和吸气温度不变的时候，随着吸气压力升高，等熵效率升高。当吸气压力和排气压力不变的时候，随着吸气温度升高，等熵效率减小。当吸气压力和吸气温度不变，随着排气压力升高，等熵效率略有升高。吸气压力对等熵效率的影响程度要大于排气压力。

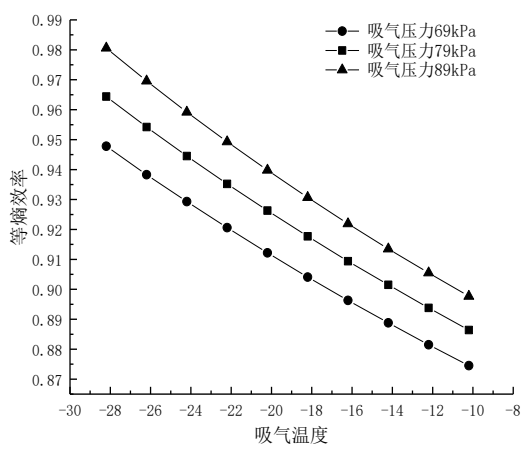


图 6-1 排气压力 985kPa 等熵效率
Fig.6-1 Isentropic efficiency under exhaust pressure 985kPa

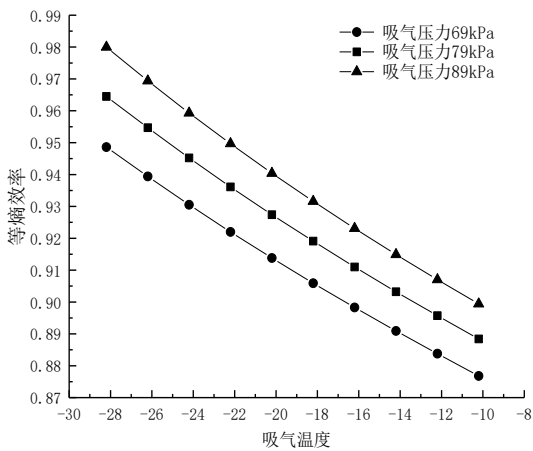


图 6-2 排气压力 885kPa 等熵效率
Fig.6-2 Isentropic efficiency under exhaust pressure 885kPa

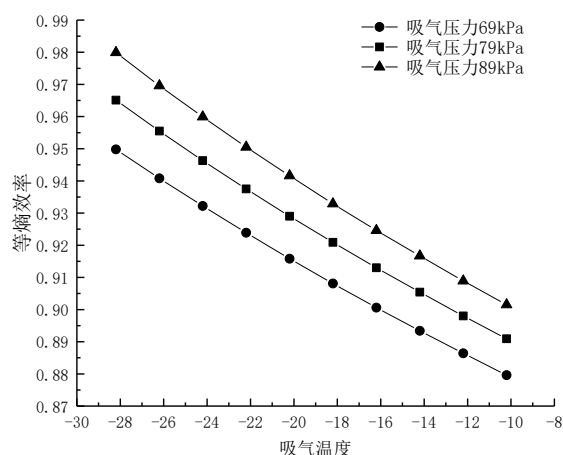


图 6-3 排气压力 785kPa 等熵效率
Fig.6-3 Isentropic efficiency under exhaust pressure 785kPa

6.1.2 活塞压缩机的质量流量

活塞压缩机的质量流量与吸气和排气的状态有关，其变化的规律可以通过压缩机仿真进行研究。实验的方案同样是将压缩机吸气温度、吸气压力以及排气压力设置为变量，具体方案与活塞压缩机的等熵效率研究时相同。图 6-4~6-6 为压缩机质量流量仿真结果，当排气压力和吸气温度不变的时候，随着吸气压力升高，制冷剂质量流量升高。当吸气压力和排气压力不变的时候，随着吸气温度升高，制冷剂质量流量减小。当吸气压力和吸气温度不变，随着排气压力升高，制冷剂质量流量略有升高。吸气压力对制冷剂质量流量的影响程度要大于排气压力。

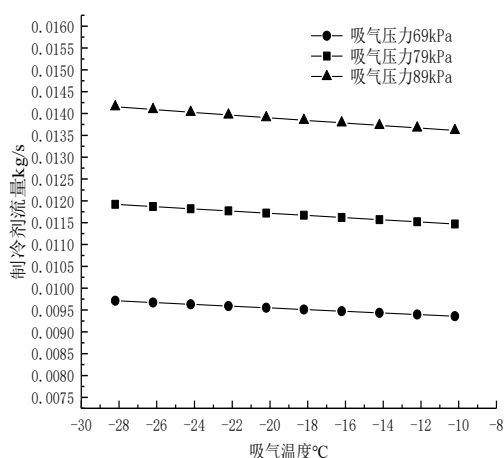


图 6-4 排气压力 985kPa 制冷剂流量
Fig.6-4 Refrigerant mass flow under Exhaust pressure 985kPa

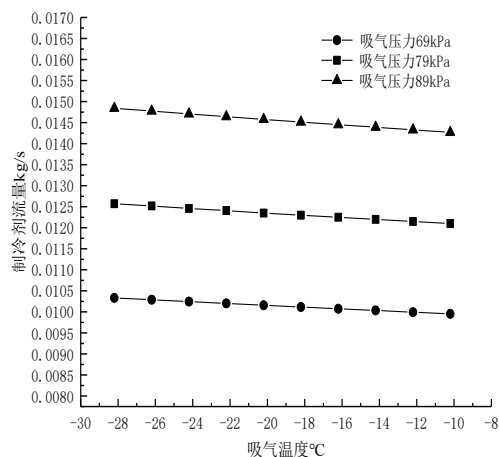


图 6-5 排气压力 885kPa 制冷剂流量
Fig.6-5 Refrigerant mass flow under Exhaust pressure 885kPa

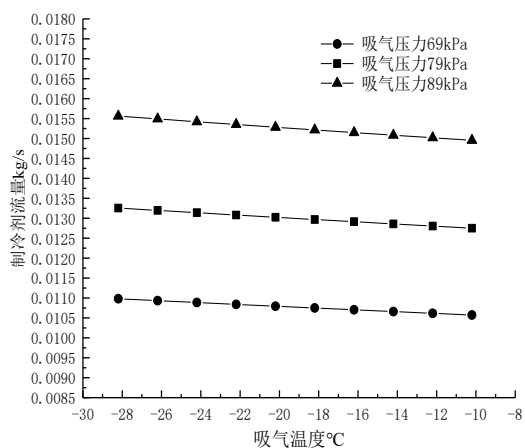


图 6-6 排气压力 785kPa 制冷剂流量
Fig.6-6 Refrigerant mass flow under Exhaust pressure 785kPa

6.2 卧式水冷冷凝器性能研究

卧式水冷冷凝器的换热性能与制冷剂入口的状态，制冷剂的流量，水的入口温度，水的流量（流速）以及冷凝器的结构参数有关。现以卧式水冷冷凝器实验数据的第二组数据作为对照组进行研究。

6.2.1 水的参数对换热性能的影响

以下均在保证与制冷剂相关的参数不变化的情况下进行。首先研究水流速的变化对换热性能的影响。仿真研究的方案为水流速按照 0.05m/s 逐渐减小，其它数值保持不变，结果如图 6-7 所示。随着水流速的增加，换热量逐渐增加，但是在水流速为 0.7m/s 的时候，换热量出现了一个异常的增加，这可能是因为水流速太低的时候已经不再是湍流流动，但是冷凝器模型中使用的依然是水的湍流换热公式，这样就出现了错误。

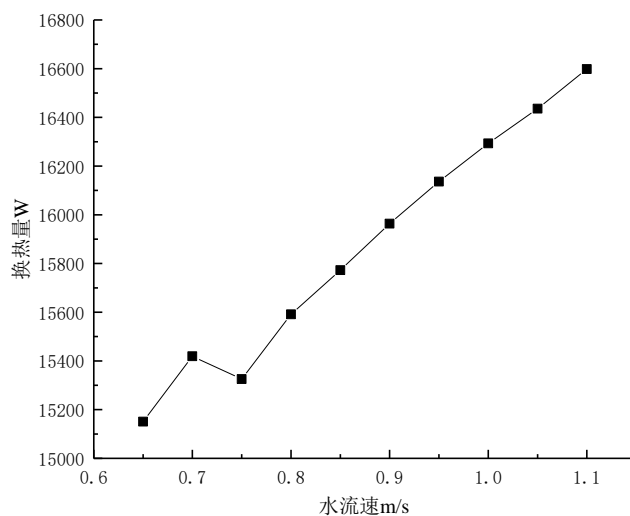


图 6-7 水流速对换热性能的影响

Fig.6-7 Effect of water velocity on heat transfer performance

然后研究水的进水温度对换热性能的影响，仿真的方案为水的入口温度按照 0.5°C 逐渐增加，其它数值保持不变，随着水入口温度的增加，换热量逐渐减小，结果如图 6-8 所示。

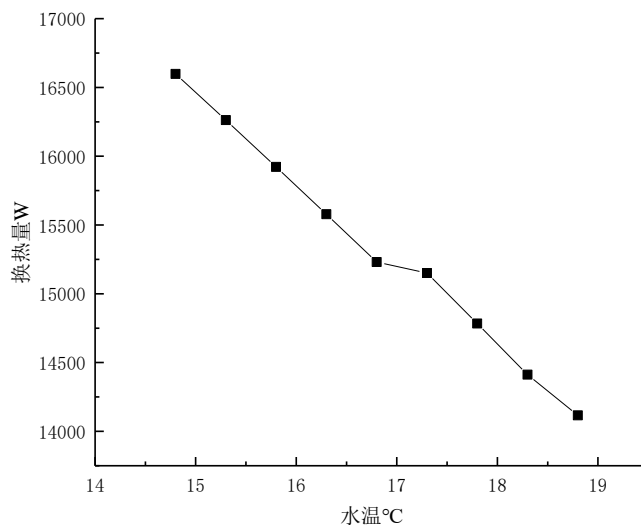


图 6-8 冷却水进口温度对换热性能的影响

Fig.6-8 Effect of cooling water inlet temperature on heat transfer performance

最后研究进水温度和水流速一同变化而其它参数不变的时候，换热性能的变化情况，仿真的方案即为上述两个方案的叠加，水温按照 0.5°C 增加，而流速按照 0.05m/s 减少，换热量还是逐渐减少的，说明在这种情况下水温变化对换热的影响大于水流速变化对换热的影响，结果如图 6-9 所示。

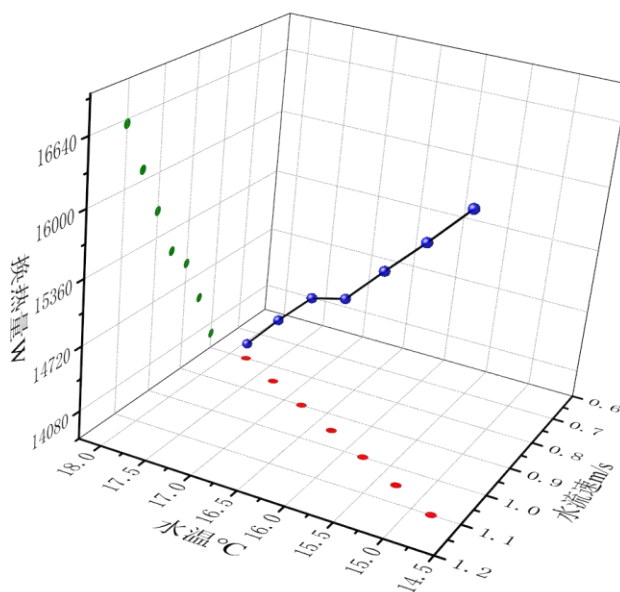


图 6-9 进口温度和流速的综合影响
Fig.6-9 Combined effect of inlet temperature and flow rate

6.2.2 制冷剂的参数对换热性能的影响

有三个与制冷剂相关的参数影响冷凝器的换热性能，分别为制冷剂的流量、制冷剂进口温度，制冷剂进口压力。在保证与冷却水相关的参数不变的情况下按照如下方案进行仿真研究：

- (1) 制冷剂进口压力设置为 1550kPa 的情况下设置三组实验，每一组设置三组三个制冷剂流量，分别为 0.100、0.095 和 0.090kg/s，每一组制冷剂进口温度按照 1℃ 递减；
- (2) 制冷剂进口压力设置为 1500kPa 的情况下设置三组实验，每一组设置三组三个制冷剂流量，分别为 0.100、0.095 和 0.090kg/s，每一组制冷剂进口温度按照 1℃ 递减；
- (3) 制冷剂进口压力设置为 1450kPa 的情况下设置三组实验，每一组设置三组三个制冷剂流量，分别为 0.100、0.095 和 0.090kg/s，每一组制冷剂进口温度按照 1℃ 递减。

图 6-10~6-12 为卧式水冷冷凝器换热性能的仿真结果，当质量流量和制冷剂进口压力不变的时候，换热量随制冷剂进口温度的升高而增加。当制冷剂进口温度和制冷剂进口压力不变的时候，换热量随着质量流量的增加而增加。当制冷剂进口温度和质量流量不变的时候，换热量随着制冷剂进口压力的降低而减少。计算结果中有些异常的数据，这是因为卧式水冷冷凝器模型有时会出现不稳定的情况，这和设定的误差有关。

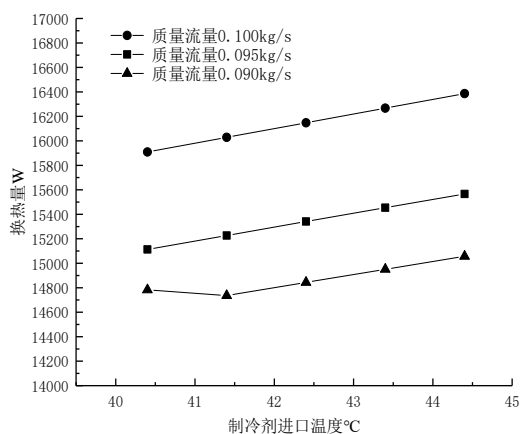


图 6-10 制冷剂进口压力 1550kPa 换热量
Fig.6-10 Heat exchange capacity under
refrigerant inlet pressure 1550kPa

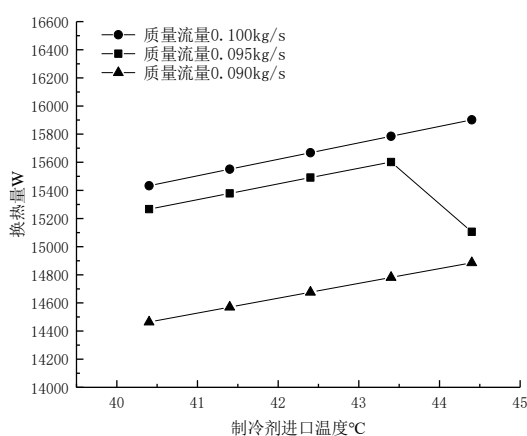


图 6-11 制冷剂进口压力 1500kPa 换热量
Fig.6-11 Heat exchange capacity under
refrigerant inlet pressure 1500kPa

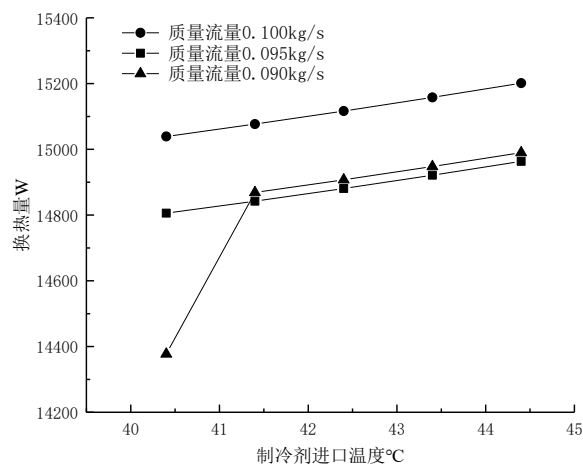


图 6-12 制冷剂进口压力 1450kPa 换热量
Fig.6-12 Heat exchange capacity under
refrigerant inlet pressure 1550kPa

6.2.3 制冷剂和水的参数对换热性能的综合影响

由上面的研究发现，冷却水的进口温度和制冷剂的进口温度对水冷冷凝器的换热性能有较大影响，为了探究其的综合影响情况，现在设置制冷剂进口温度按照 0.5°C 升高，冷却水进口温度也按照 0.5°C 升高，其它参数不变。还是以卧式水冷冷凝器实验数据的第二组数据作为对照组进行研究，制冷剂流量不变仿真结果如图 6-13 所示。在两个温度同时变化的过程中，换热量基本保持不变，说明在设定情况下基本上不会影响水冷冷凝器的换热性能。

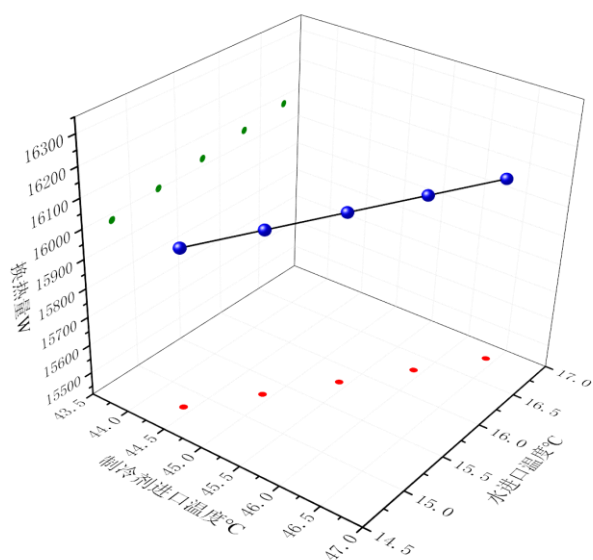


图 6-13 制冷剂和水的进口温度综合影响
Fig.6-13 Combined effects of refrigerant
and water inlet temperatures

第七章 制冷系统的优化

7.1 卧式水冷冷凝器的优化设计

卧式水冷冷凝器的换热面积为 1.21m^2 ，有 24 根无缝钢管，直径为 20mm，管壁厚度 2mm，长 $L=0.8\text{m}$ ，流程数为 2，这些结构参数都决定着其的换热性能。对卧式水冷冷凝器进行优化设计的目标是保持钢管的用料不变即钢管总的质量不变，若视钢管的密度都是相同的，那么就是保证钢管的总体积不变的情况下，使换热的性能得到提升。在保持钢管的长度不变的条件下，通过仿真对以下几种设计的方案进行模拟^[59,60]：

- (1) 原方案：24 根无缝钢管，直径为 20mm，管壁厚度 2mm，长 $L=0.8\text{m}$ ，流程数为 2，换热面积 1.21m^2 ；
- (2) 改进方案 1：30 根无缝钢管，直径为 16mm，管壁厚度 2mm，长 $L=0.8\text{m}$ ，流程数为 2，换热面积 1.21m^2 ，管束的布置图如图 7-1；
- (3) 改进方案 2：26 根无缝钢管，直径为 18mm，管壁厚度 2mm，长 $L=0.8\text{m}$ ，流程数为 2，换热面积 1.18m^2 ，管束的布置图如图 7-2；
- (4) 改进方案 3：26 根无缝钢管，直径为 18mm，管壁厚度 2mm，长 $L=0.8\text{m}$ ，流程数为 2，换热面积 1.18m^2 ，管束的布置图如图 7-3；

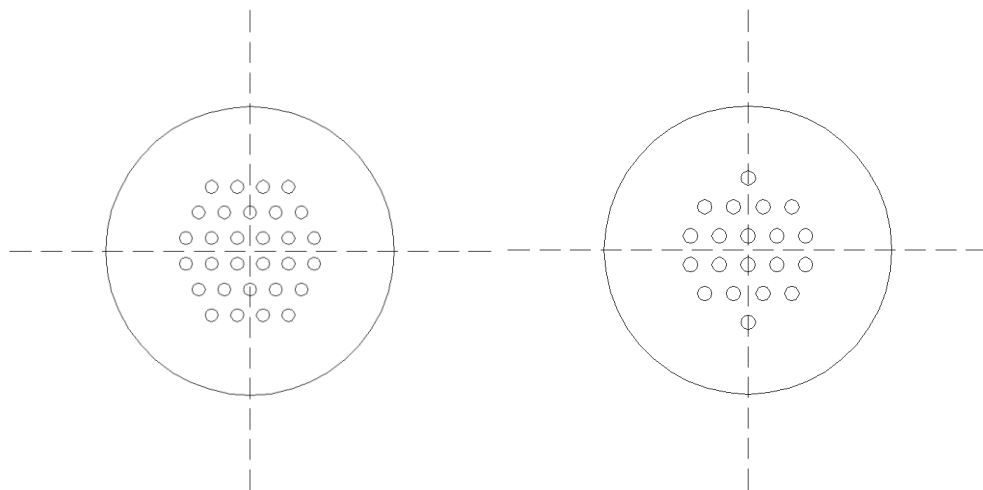


图 7-1 改进方案 1
Fig.7-1 Improvement plan 1

图 7-2 改进方案 2
Fig.7-2 Improvement plan 2

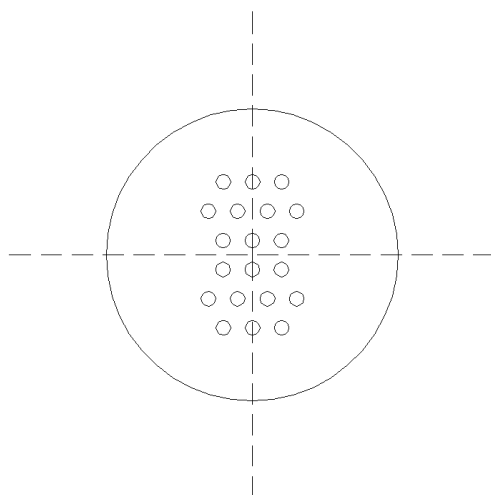


图 7-3 改进方案 3

Fig.7-3 Improvement plan 3

仿真试验的条件均选择卧式水冷冷凝器实验数据的第二组进行，制冷剂进口温度 44.4°C ，水进口温度 14.8°C ，制冷剂质量流量 0.1018kg/s ，水流量 1.882kg/s ， Q 和 Q_w 的误差设定为 <0.05 ，结果如表 7-1 所示。改进方案的换热量较原方案都有提升，改进方案 1 的提升幅度最大，制冷剂出口温度较原方案下降近 6°C ，该方案可以使制冷系统的制冷量有较大提升。虽然改进方案 2 和 3 的无缝钢管数和换热面积以及管直径均相同，但改进方案 2 的换热量比改进方案 3 的换热量更高，这说明通过改变管束的排布可以提升水冷冷凝器的换热性能。

表 7-1 不同结构方案的仿真结果

Tab.7-1 Simulation results of different structural schemes

	n_m	水出口温度 ($^{\circ}\text{C}$)	制冷剂出口温度 ($^{\circ}\text{C}$)	换热量 (W)
原方案	0.84	16.78	26.42	15672
改进方案 1	0.84	16.9	20.49	16571
改进方案 2	0.87	16.85	23.11	16176
改进方案 3	0.83	16.8	25.42	15826

7.2 制冷系统的优化

制冷系统的蒸发温度有一定的要求，所以对制冷系统进行优化的时候需保持蒸发压力一定。所以为了增大制冷量需要有一定的过冷度，即制冷剂出口需要有较低的焓值，若假定其它影响因素不变化，增强卧式水冷冷凝器的换热量就可以降低焓值。如果再增大制冷剂的流量就可以进一步增大制冷量，但是又要保证有一定的能效比，即需要用制冷系数 COP 来评估，这就要求压缩机的输入功和制冷量有一定的平衡，不能只追求过大的制冷剂流量。需要注意的是影响因素不变是理想认为的，各因素之间存在联系，其会相互影响。

通过对压缩机性能的研究发现，当吸气压力不变时，吸气温度减小、排气压

力升高可以提高压缩机的等熵效率，但是会使制冷剂流量降低。在保证水侧相关参数不变的情况下，排气压力、排气温度以及制冷剂流量越大，换热量越大，但是制冷剂出口温度的情况不明确。在保持吸气压力不变的情况下，从定性的角度无法分析出使制冷量升高，且保持压缩机等熵压缩效率和能效较好的方案，这就可以通过仿真的方法进行探索。以表 7-2 中的设定值作为对照组，吸气压力和冷却水入口的温度保持不变，设置如下仿真方案：

表 7-2 系统仿真对照组数据
Tab.7-2 Control data for system simulation

冷却水进口温度 (°C)	冷却水流量 (m/s)	压缩机吸气温度 (°C)	蒸发压力 (kPa)	冷凝压力 (kPa)
14.8	0.8	5.1	380	1550

卧式水冷冷凝器使用原方案和改进方案 1：

- (1) 吸气温度为 5.1°C，分别设置排气压力为 1550kPa，1500kPa 以及 1450kPa 的三组实验，在每一组中又设置三个不同的冷却水流速：0.9、0.8 以及 0.7m/s。
- (2) 吸气温度为 4.1°C，分别设置排气压力为 1550kPa，1500kPa 以及 1450kPa 的三组实验，在每一组中又设置三个不同的冷却水流速：0.9、0.8 以及 0.7m/s。
- (3) 吸气温度为 3.1°C，分别设置排气压力为 1550kPa，1500kPa 以及 1450kPa 的三组实验，在每一组中又设置三个不同的冷却水流速：0.9、0.8 以及 0.7m/s。

仿真结果如表 7-3~7-5 所示，经分析有如下结论：

- (1) 冷凝器使用方案 1 后的制冷量以及 COP 均比使用原方案的时候高；
- (2) 水流速越高，制冷量越高；
- (3) 吸气温度越高，制冷量越高，但是压缩机的等熵效率越低；
- (4) 冷凝压力越低，制冷量越高，但是压缩机的等熵效率越低；
- (5) 以冷凝器结构为方案 1 的时候来分析，选取冷凝压力 1500kPa，吸气温度 5.1°C 的数据作为对照组，升高吸气温度 1°C 同时升高冷凝压力 50kPa 来平衡制冷量和等熵效率的效果不如直接降低吸气温度 1°C。所以调整吸气温度来增加制冷量或等熵效率是最合理的。

通过以上研究，确定了优化制冷系统的方案为：可选择方案 1 的冷凝器结构，在蒸发压力不变，冷却水进口温度不变的情况下，如果需要增大制冷量，可增大水流速并适当降低吸气温度。

表 7-3 冷凝压力 1550kPa 系统仿真

Tab.7-3 System simulation under condensing pressure 1550kPa

吸气温 度	冷凝器 结构	水流速 0.9m/s			水流速 0.8m/s			水流速 0.7m/s		
		等熵效 率	制冷量 (W)	COP	等熵效 率	制冷量 (W)	COP	等熵效 率	制冷量 (W)	COP
5.1℃	原方案	0.9562	11197	4.619	0.9562	11069	4.566	0.9562	10814	4.461
	方案 1	0.9562	11292	4.658	0.9562	11197	4.619	0.9562	11069	4.566
4.1℃	原方案	0.9642	11163	4.654	0.9642	11035	4.601	0.9642	10780	4.494
	方案 1	0.9642	11227	4.681	0.9642	11163	4.654	0.9642	11035	4.601
3.1℃	原方案	0.9725	11130	4.691	0.9725	11002	4.637	0.9725	10745	4.529
	方案 1	0.9725	11194	4.718	0.9725	11130	4.691	0.9725	11194	4.718

表 7-4 冷凝压力 1500kPa 系统仿真

Tab.7-4 System simulation under condensing pressure 1500kPa

吸气温 度	冷凝器 结构	水流速 0.9m/s			水流速 0.8m/s			水流速 0.7m/s		
		等熵效 率	制冷量 (W)	COP	等熵效 率	制冷量 (W)	COP	等熵效 率	制冷量 (W)	COP
5.1℃	原方案	0.9542	11294	4.724	0.9542	11175	4.675	0.9542	10937	4.575
	方案 1	0.9542	11411	4.773	0.9542	11294	4.724	0.9542	11175	4.675
4.1℃	原方案	0.9619	11260	4.760	0.9619	11141	4.709	0.9619	10902	4.608
	方案 1	0.9619	11350	4.798	0.9619	11260	4.760	0.9619	11141	4.709
3.1℃	原方案	0.9700	11227	4.797	0.9700	11107	4.746	0.9700	10868	4.643
	方案 1	0.9700	11316	4.835	0.9700	11227	4.797	0.9700	11107	4.746

表 7-5 冷凝压力 1450kPa 系统仿真

Tab.7-5 System simulation under condensing pressure 1450kPa

吸气温 度	冷凝器 结构	水流速 0.9m/s			水流速 0.8m/s			水流速 0.7m/s		
		等熵效 率	制冷量 (W)	COP	等熵效 率	制冷量 (W)	COP	等熵效 率	制冷量 (W)	COP
5.1℃	原方案	0.9522	11393	4.840	0.9522	11283	4.793	0.9522	11173	4.746
	方案 1	0.9522	11500	4.885	0.9522	11393	4.840	0.9522	11283	4.793
4.1℃	原方案	0.9598	11415	4.899	0.9598	11249	4.828	0.9598	11139	4.78
	方案 1	0.9598	11467	4.921	0.9598	11360	4.875	0.9598	11249	4.828
3.1℃	原方案	0.9677	11381	4.936	0.9677	11215	4.912	0.9677	11104	4.816
	方案 1	0.9677	11435	4.959	0.9677	11326	4.912	0.9677	11215	4.864

研究总结

本研究从理论构建数学模型，拟合完善模型，再到构建制冷设备和制冷系统的仿真算法并验证，最后通过实际地应用仿真技术进行了活塞压缩机的性能研究和卧式水冷冷凝器的性能研究，得到了吸气温度、吸气压力和排气压力对压缩机等熵效率和制冷剂质量流量的影响规律，冷却水的物理参数和制冷剂的物理参数对冷凝器换热量影响的规律：（1）当活塞压缩机的排气压力和吸气温度不变的时候，随着吸气压力升高，压缩机的等熵效率升高。当吸气压力和排气压力不变的时候，随着吸气温度升高，等熵效率减小。当吸气压力和吸气温度不变，随着排气压力升高，等熵效率略有升高。吸气压力对等熵效率的影响程度要大于排气压力；（2）当活塞压缩机的排气压力和吸气温度不变的时候，随着吸气压力升高，活塞压缩机的制冷剂质量流量升高。当吸气压力和排气压力不变的时候，随着吸气温度升高，制冷剂质量流量减小。当吸气压力和吸气温度不变，随着排气压力升高，制冷剂质量流量略有升高。吸气压力对制冷剂质量流量的影响程度要大于排气压力；（3）对于卧式水冷冷凝器，当制冷剂入口的参数不变，水入口温度不变时，随着水流速的增加，换热量逐渐增加。当制冷剂入口的参数不变，水流速不变时，随着水入口温度的增加，换热量逐渐减小。水温按照 0.5°C 增加，而流速按照 0.05m/s 减少，其它参数不变时，换热量还是逐渐减少，在这种情况下水温变化对换热的影响大于水流速变化对换热的影响；（4）对于卧式水冷冷凝器，保持水入口参数不变，当质量流量和制冷剂进口压力不变的时候，换热量随制冷剂进口温度的升高而增加。当制冷剂进口温度和制冷剂进口压力不变的时候，换热量随着质量流量的增加而增加。当制冷剂进口温度和质量流量不变的时候，换热量随着制冷剂进口压力的降低而减少。当制冷剂进口温度按照 0.5°C 升高，冷却水进口温度也按照 0.5°C 升高，其它参数不变时，换热量基本保持不变。

还通过实际地应用仿真技术定量地研究了冷却水水温、压缩机吸气温度和冷凝压力对制冷系统性能的影响，在实验条件范围内得到了以下结论：（1）冷凝器使用改进方案后的制冷量以及 COP 均比使用原方案的时候高；（2）水流速越高，制冷量越高；（3）吸气温度越高，制冷量越高，但是压缩机的等熵效率越低；（4）冷凝压力越低，制冷量越高，但是压缩机的等熵效率越低；（5）调整吸气温度来增加制冷量或等熵效率是最合理的。最终给出了优化制冷系统性能的方案：选择方案 1 作为卧式水冷冷凝器结构改进方案，可适当调节吸气温度来增加制冷量或等熵效率。

虽然建立的模型和算法的通用性和准确性还不够完善，也没有进一步探索调

节吸气温度的方法，但是本研究的成果有助于制冷设备和制冷系统的理论研究、设计和优化，整个研究的过程和方法具有一定的参考价值，也为仿真研究做出了一定的贡献。接下来的工作可以考虑对系统模型进行改进，比如卧式水冷冷凝器的模型无法反应管间距对换热的影响，可以通过 CFD 模拟研究其的影响规律并归纳为数学模型，完成回热器和板式换热器模型的建立以及加入漏热模型等。还可以对毛细管模型和膨胀阀模型进行对比研究。

参考文献

- [1] 丁国良, 张春路, 李灏, 陈芝久. 制冷空调装置智能仿真方法研究初探[J]. 制冷学报, 1998(02):10-14.
- [2] 周光辉, 张岑, 王雷岗, 陈圣洁. 制冷系统模拟仿真技术的应用与发展[J]. 低温与超导, 2009, 37(03):51-54.
- [3] 周伟东. 小型冷库特性仿真研究[D]. 大连海事大学, 2003.
- [4] Guo-liang Ding, Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, Volume 30, Issue 7, 2007, Pages 1119-1133.
- [5] Rodrigo Link, Cesar J. Deschamps, Numerical modeling of startup and shutdown transients in reciprocating compressors, *International Journal of Refrigeration*, Volume 34, Issue 6, 2011, Pages 1398-1414.
- [6] R. Damle, J. Rigola, C.D. Pérez-Segarra, J. Castro, A. Oliva, Object-oriented simulation of reciprocating compressors: Numerical verification and experimental comparison, *International Journal of Refrigeration*, Volume 34, Issue 8, 2011, Pages 1989-1998.
- [7] Jian Hu, Liang Yang, Liang-Liang Shao, Chun-Lu Zhang, Generic network modeling of reciprocating compressors, *International Journal of Refrigeration*, Volume 45, 2014, Pages 107-119.
- [8] J.M. Belman-Flores, S. Ledesma, J.M. Barroso-Maldonado, J. Navarro-Esbrí, A comparison between the modeling of a reciprocating compressor using artificial neural network and physical model, *International Journal of Refrigeration*, Volume 59, 2015, Pages 144-156.
- [9] Isacco Stiaccini, Giovanni Galoppi, Lorenzo Ferrari, Giovanni Ferrara, A reciprocating compressor hybrid model with acoustic FEM characterization, *International Journal of Refrigeration*, Volume 63, 2016, Pages 171-183.
- [10] Marco C. Diniz, Christian J.L. Hermes, Cesar J. Deschamps, Transient simulation of small-capacity reciprocating compressors in on-off controlled refrigerators, *International Journal of Refrigeration*, Volume 102, 2019, Pages 12-21.
- [11] Jinghui Liu, Qinggang Li, Fazhong Wang, Lei Zhou, A new model of screw compressor for refrigeration system simulation, *International Journal of Refrigeration*, Volume 35, Issue 4, 2012, Pages 861-870.
- [12] Antonio Giuffrida, A semi-empirical method for assessing the performance of an open-drive screw refrigeration compressor, *Applied Thermal Engineering*, Volume 93, 2016, Pages 813-823.
- [13] Zengli Wang, Zhenbo Wang, Jun Wang, Wenchun Jiang, Quanke Feng, Research of thermal dynamic characteristics for variable load single screw refrigeration compressor with different capacity control mechanism, *Applied Thermal Engineering*, Volume 110, 2017, Pages 1172-1182.
- [14] Andrea Meroni, Benjamin Zühlsdorf, Brian Elmegaard, Fredrik Haglind, Design of centrifugal compressors for heat pump systems, *Applied Energy*, Volume 232, 2018, Pages 139-156.
- [15] Nelson A. James, James E. Braun, Eckhard A. Groll, W. Travis Horton, Semi-empirical modeling and analysis of oil flooded R410A scroll compressors with liquid injection for use in vapor compression systems, *International Journal of Refrigeration*, Volume 66, 2016, Pages 50-63.
- [16] Ian H. Bell, Eckhard A. Groll, James E. Braun, W. Travis Horton, Experimental testing of an oil-flooded hermetic scroll compressor, *International Journal of Refrigeration*, Volume 36, Issue 7, 2013, Pages 1866-1873.
- [17] Sugirdhalakshmi Ramaraj, Bin Yang, James E. Braun, Eckhard A. Groll, W. Travis Horton, Experimental analysis of oil flooded R410A scroll compressor, *International Journal of Refrigeration*, Volume 46, 2014, Pages 185-195.
- [18] Fernando M. Tello-Oquendo, Emilio Navarro-Peris, Francisco Barceló-Ruescas, José González-Maciá, Semi-empirical model of scroll compressors and its extension to describe vapor-injection compressors. Model description and experimental validation, *International Journal of Refrigeration*, Volume 106, 2019, Pages 308-326.

- [19] A.S. Dalkilic, A. Celen, A. Çebi, S. Wongwises, Empirical correlations for the determination of R134a's convective heat transfer coefficient in horizontal and vertical evaporators having smooth and corrugated tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 76, 2016, Pages 85-97.
- [20] K.E. Gungor, R.H.S. Winterton, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Int. J. Heat Mass Transf.* 29 (1986) 351–358.
- [21] Yu Xu, Xiande Fang, Guohua Li, Dingkun Li, Yuliang Yuan, An experimental study of flow boiling heat transfer of R134a and evaluation of existing correlations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 92, 2016, Pages 1143-1157.
- [22] X. Fang, A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients based on R134a data, *Int. J. Heat Mass Transfer* 66 (2013) 279–283.
- [23] Radia Eldeeb, Vikrant Aute, Reinhard Radermacher, A survey of correlations for heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation in plate heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, Volume 65, 2016, Pages 12-26.
- [24] Almalfi, R.L., Vakili-Farahani, F., Thome, J.R., 2015. Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers: part 2, comparison of literature methods to database and new prediction methods. *Int. J. Refrigeration* 61, 185–203.
- [25] M. Monjurul Ehsan, Zhiqiang Guan, A.Y. Klimenko, A comprehensive review on heat transfer and pressure drop characteristics and correlations with supercritical CO₂ under heating and cooling applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 92, 2018, Pages 658-675.
- [26] Xuan Tao, Carlos A. Infante Ferreira, Heat transfer and frictional pressure drop during condensation in plate heat exchangers: Assessment of correlations and a new method, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 135, 2019.
- [27] G.A. Longo, G. Righetti, C. Zilio, A new computational procedure for refrigerant condensation inside herringbone-type Brazed Plate Heat Exchanger, *Int. J. Heat Mass Transf.* 82 (2015) 530–536.
- [28] 程鑫, 陈国平. 基于稳态分布参数模型的管翅式冷凝器的仿真计算[J]. *制冷空调与电力机械*, 2010, 31(02):45-48+40.
- [29] 胡浩茫, 陈焕新, 王彦忠, 谢军龙, 邓家生, 周阿龙. 基于两相流流型的平行流冷凝器整体仿真模型与实验验证[J]. *化工学报*, 2012, 63(03):806-811.
- [30] 闫自成, 胡益雄, 苏晶. 多元平行流冷凝器数值模拟 [J]. *制冷与空调 (四川)*, 2012, 26(03):290-294+299.
- [31] 赵静姝, 黄虎, 张忠斌, 戴亚东. 基于集中参数模型的冷凝器稳态仿真改进算法[J]. *南京师范大学学报(工程技术版)*, 2013, 13(03):40-44.
- [32] 朱卫英, 单永明, 秦海杰. 翅片管式冷凝器空气侧换热性能研究[J]. *制冷与空调*, 2015, 15(08):42-46+27.
- [33] Jozsef Nyers, Laszlo Garbai, Arpad Nyers, A modified mathematical model of heat pump's condenser for analytical optimization, *Energy*, Volume 80, 2015, Pages 706-714.
- [34] J. García del Valle, J. Sierra-Pallares, A.S. Rodríguez Vega, F. Castro Ruiz, Influence of the degree of superheating on the performance of a R134a condenser by means of experimental and numerical studies, *International Journal of Refrigeration*, Volume 98, 2019, Pages 25-34.
- [35] Nan Hua, Huan Xi, Rong Ji Xu, Ying Chen, Hua Sheng Wang, Numerical simulation of multi-pass parallel flow condensers with liquid-vapor separation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 142, 2019, 118469.
- [36] 杨俊兰, 马一太, 李敏霞. CO₂ 蒸发器的性能模拟与优化计算[J]. *河北工业大学学报*, 2011, 40(03):35-39.
- [37] 陈圣光, 范晓伟, 王凤坤, 张仙平. R744 系统管翅式蒸发器换热性能的优化[J]. *中原工学院学报*, 2012, 23(03):1-6.
- [38] 韩维哲, 丁国良, 胡海涛, 庄大伟. 湿工况下翅片管换热器空气侧热质传递的数值模型[J]. *上海交通大学学报*, 2013, 47(03):385-391.
- [39] Joaquín Navarro-Esbrí, Francisco Molés, Bernardo Peris, Ángel Barragán-Cervera, Juan Manuel Mendoza-Miranda, Adrián Mota-Babiloni, Juan Manuel Belman, Shell-and-tube

- evaporator model performance with different two-phase flow heat transfer correlations. Experimental analysis using R134a and R1234yf, *Applied Thermal Engineering*, Volume 62, Issue 1, 2014, Pages 80-89.
- [40] Juan Garcia, Thiago Ali, Willian Moreira Duarte, Ali Khosravi, Luiz Machado, Comparison of transient response of an evaporator model for water refrigeration system working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a, *International Journal of Refrigeration*, Volume 91, 2018, Pages 211-222.
- [41] Donghun Kim, James E. Braun, Sugirdhalakshmi Ramaraj, Computationally efficient modeling strategy for evaporator performance under frost conditions, *International Journal of Refrigeration*, Volume 96, 2018, Pages 88-99.
- [42] 张春路.制冷空调系统仿真原理与技术[M].北京:化学工业出版社, 2012.9.
- [43] 吴业正等. 制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.11.
- [44] 余建祖. 换热器原理与设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.1.
- [45] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化[M]. 北京: 科学出版社, 2001.
- [46] 欧阳新萍, 刘超, 林梦. R404A 和 R407C 在水平强化管外的凝结换热实验研究[J]. 制冷学报, 2015, 36(04):72-77.
- [47] 杨礼桢, 岑敏婷, 王劲柏. 变工况条件下热力膨胀阀节流特性分析[J]. 制冷与空调, 2011, 25(05):505-509.
- [48] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置智能仿真[M]. 北京: 科学出版社, 2002.
- [49] F. Escanes, C.D. Pérez-Segarra, A. Oliva. Numerical simulation of capillary-tube expansion devices[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1995, 18(2).
- [50] P.K. Bansal, A.S. Rupasinghe. A homogeneous model for adiabatic capillary tubes[J]. *Appl. Therm. Eng.*, 1997(18): 217-219.
- [51] Bittle, R.R., Pate, M.B. A theoretical model for predicting adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants[J]. *ASHRAE Trans.*, 1996, 102(2): 52-64.
- [52] 陈轶光, 杨昭, 任勇. 考虑亚稳态的绝热毛细管流动性能的理论研究[J]. 低温与超导, 2009, 37(10): 40-45+48.
- [53] 曹勇, 刘楚芸, 李君, 苏许辉, 陈国栋. 考虑亚稳态的绝热毛细管模型与计算[J]. 低温工程, 2005(02): 39-44.
- [54] 周勤, 刘楚芸, 杨长威, 姜爱华. 绝热毛细管内制冷剂质量流量的特性研究[J]. 流体机械, 2003(05):47-49.
- [55] Feburie, V., Giot, M., Granger, S., Seynhaeve, J.M.. A model for choked flow through cracks with inlet subcooling. *Int. J. Multiphase Flow* 1993, 19:541-562.
- [56] Z.H. Chen, R.Y. Li, S. Lin, Z.Y. Chen. A correlation for metastable flow of refrigerant 12 through capillary tubes[R]. *ASHRAE Transactions*, 1990, 96 (1): 550-554.
- [57] F.A.S. Fiorelli, C.A.S. Silva, A.A.S. Huerta. Metastable flow of R-410A in capillary tubes[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 51(1 - 2).
- [58] ASHRAE. *ASHRAE handbook-Refrigeration*[M]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2010.
- [59] 王银龙, 邓科, 杨明辉, 黄卫星. 水平管束冷凝换热设计计算问题讨论[J]. 化工设备与管道, 2014, 51(03):25-29+39.
- [60] 王家麟. 船用空调系统壳管式冷凝器仿真设计与分析[D]. 上海: 上海交通大学, 2007.

附录

以下为制冷系统仿真的部分代码：

```
{-----}  
{活塞压缩机模型}  
{假设蒸发压力}  
p_c=Pressure(R404A,T=t_c,x=1)  
p_0_min=p_c/8 {压缩比在2~6之间}  
p_0_max=p_c/2  
p_0=(p_0_min+p_0_max)/2  
  
{多变压缩}  
p_dis=p_c  
p_suc=p_0  
t_suc=273.15+t_suc_1  
m=1.13  
t_dis=t_suc*(p_dis/p_suc)^((m-1)/m)  
t_dis_1=t_dis-273.15  
  
{容积效率计算制冷剂流量}  
epsilon=p_c/p_0  
lambda_V=1-0.02*(epsilon*(1+0.12)^(1/m)-1)  
  
lambda_p=1-(1+0.02)/lambda_V*0.07  
  
t_0=Temperature(R404A,P=p_0,x=1)  
t_0_0=t_0+273.15  
t_c_c=t_c+273.15  
thet=t_suc_1-t_0  
lambda_T=(t_0_0+thet)/(1.1*t_c_c+0.6*thet)  
  
eta_V=lambda_V*lambda_p*lambda_l*lambda_T  
  
v_suc=Volume(R404A,T=t_suc_1,P=p_0)  
m_r=22.7/3600/v_suc*eta_V  
  
{-----}  
{卧式水冷冷凝器模型}  
  
{水侧表面传热系数计算}  
h_r_l=Enthalpy(R404A,P=p_c,x=0)  
  
t_r_1=t_dis_1  
h_r_1=Enthalpy(R404A,T=t_r_1,P=p_c)  
h_r_w=Enthalpy(R404A,T=t_w_1,P=p_c)  
d_i=d_o-0.004  
m_w=u*pi*(d_i/2)^2*1000*(n/2)
```

```

t_min_1=(h_r_1-h_r_l)*m_r/(m_w*c_p_w)+t_w_1
t_max_1=(h_r_1-h_r_w)*m_r/(m_w*c_p_w)+t_w_1
6:t_w_2=(t_min_1+t_max_1)/2

```

```

Q_w=m_w*c_p_w*(t_w_2-t_w_1)
h_r_2=h_r_1-Q_w/m_r

```

{h_r_2需要小于饱和液体焓值且大于冷却水入口温度对应焓值, t_w_2与h_r_2负相关, 约束了t_w_2的取值范围}

```

t_r_2=Temperature(R404A,P=p_c,h=h_r_2)
t_w_m=(t_w_2+t_w_1)/2
B=1395.6+23.26*t_w_m
h_w=B*u^0.8/d_i^0.2

```

{计算平均换热温差}

```

t_mSH=(t_r_1+t_c)/2
t_mSC=(t_r_2+t_c)/2
c_Q=(t_w_2-t_w_1)/(h_r_1-h_r_2)
h_r_3=Enthalpy(R404A,P=p_c,x=1)
h_r_4=Enthalpy(R404A,P=p_c,x=0)
t_w_3=t_w_1+c_Q*(h_r_4-h_r_2)
t_w_4=t_w_3+c_Q*(h_r_3-h_r_4)
DELTA_t_SH=t_mSH-(t_w_2+t_w_4)/2
DELTA_t_TP=t_c-(t_w_4+t_w_3)/2
DELTA_t_SC=t_mSC-(t_w_1+t_w_3)/2
DELTAht=(h_r_1-h_r_3)/DELTA_t_SH+(h_r_3-h_r_4)/DELTA_t_TP+(h_r_4-h_r_2)/DELTA_t_SC
c_ISH=(h_r_1-h_r_3)/DELTA_t_SH/DELTAht
c_ISC=(h_r_4-h_r_2)/DELTA_t_SC/DELTAht
c_ITE=1-c_ISH-c_ISC
t_r_m=c_ISH*t_mSH+c_ITE*t_c+c_ISC*t_mSC

```

```

s=t_r_m-t_w_2
If s<=0 then GoTo 5
If s>0 then GoTo 7
5:t_max_1=t_w_2
GoTo 6
7:DELTA_t_m=(t_w_2-t_w_1)/ln((t_r_m-t_w_1)/(t_r_m-t_w_2))

```

{t_w_2越大, t_r_m越小, 需要保证t_r_m-t_w_2>0,约束了t_w_2的取值范围,但是一般来说t_w_2都小于t_r_m}

{制冷剂侧表面传热系数计算}

```

t_l=t_c-0.5
rho_r_m=Density(R404A,T=t_l,P=p_c)
lambda_r_m=Conductivity(R404A,t=t_l,P=p_c)
mu_r_m=Viscosity(R404A,T=t_l,P=p_c)
B_m=(9.81*rho_r_m^2*lambda_r_m^3/mu_r_m)^0.25
h_g=Enthalpy(R404A,P=p_c,x=1)
h_l=Enthalpy(R404A,P=p_c,x=0)
r_s=(h_g-h_l)
t_min=0

```

```

t_max=DELTA_t_m
1:DELTA_t_o=(t_max+t_min)/2
h_r=0.665*n_m*B_m*r_s^0.25*DELTA_t_o^(-0.25)*d_o^(-0.25)

{验证假设DELTA_t_o正确性}
q_o=h_r*DELTA_t_o
DELTA_t_i=DELTA_t_m-DELTA_t_o
d_m=(d_o+d_i)/2
q_i=DELTA_t_i/((1/h_w)*d_o/d_i+(delta/lambda)*d_o/d_m)
DELTA_q_1=abs(q_i-q_o)
E_1=2*DELTA_q_1/(q_i+q_o)
If E_1<=0.03 then GoTo 4
If (E_1>0.03) and (q_i-q_o>0) then GoTo 2           {DELTA_t_o与q_i成反相关, 与q_o成正相关}
If (E_1>0.03) and (q_i-q_o<0) then GoTo 3
2:t_min=DELTA_t_o
GoTo 1
3:t_max=DELTA_t_o
GoTo 1
4:

{K=(1/h_r+r_o+d_o*ln(d_o/d_i)/(2*lambda)+(r_i+1/h_w)*d_o/d_i)^(-1)}
K=(1/h_r+d_o*ln(d_o/d_i)/(2*lambda)+(1/h_w)*d_o/d_i)^(-1)
A_o=2*pi*(d_o/2)*L*n
Q=K*A_o*DELTA_t_m
DELTA_q_2=abs(Q-Q_w)
E_2=2*DELTA_q_2/(Q+Q_w)
If E_2<=0.05 then GoTo 10
If (E_2>0.05) and (Q-Q_w<0) then GoTo 8
If (E_2>0.05) and (Q-Q_w>0) then GoTo 9
8:t_max_1=t_w_2
GoTo 6
9:t_min_1=t_w_2
GoTo 6

10:

{-----}
{膨胀阀模型}

rho_exp_1=Density(R404A,T=t_r_2,P=p_c)
v_exp_2=Volume(R404A,h=h_r_2,P=p_0)
C_D=0.02005*(rho_exp_1)^0.5+0.634*v_exp_2
A=-1.588*10^(-7)*thet+7.624*10^(-9)*p_c-6.378*10^(-6)

m_exp=C_D*A*(2*rho_exp_1*(p_c-p_0)*1000)^0.5

END

```

以下为毛细管长度仿真的代码：

{毛细管过冷区}

```
10:G=(4*m_com/3600)/(3.14*D^2)
h_crout=Enthalpy(R22,T=T_crout,P=p_c)
p_TP_in=Pressure(R22,h=h_crout,x=0)
DELTAp_SC=p_c-p_TP_in
v_SC=Volume(R22,T=T_crout,P=p_c)
mu_SC=Viscosity(R22,T=T_crout,P=p_c)
Re_SC=G*D/mu_SC
f_SC=0.33/(Re_SC)^0.25
L_SC=(2*D*DELTAp_SC*1000)/(G^2*f_SC*v_SC)
```

{毛细管两相区}

```
p_1=p_TP_in {首段微元进口}
v_1=Volume(R22,h=h_crout,P=p_1)
mu_1=Viscosity(R22,x=0,P=p_1)
Re_1=G*D/mu_1
f_1=0.33/(Re_1)^0.25
h_1=h_crout
```

```
DELTAp=(p_TP_in-p_e)/200 {首段微元出口}
p_2=p_1-DELTAp
v_g_2=Volume(R22,P=p_2,x=1)
v_f_2=Volume(R22,P=p_2,x=0)
h_g_2=Enthalpy(R22,P=p_2,x=1)
h_f_2=Enthalpy(R22,P=p_2,x=0)
a_2=G^2*(v_g_2-v_f_2)^2/2
b_2=G^2*v_f_2*(v_g_2-v_f_2)+(h_g_2-h_f_2)*1000
c_2=G^2*(v_f_2^2-v_1^2)/2+(h_f_2-h_1)*1000
x_2=(-2*c_2)/(b_2+(b_2^2-4*a_2*c_2)^0.5)
v_2=v_f_2*(1-x_2)+v_g_2*x_2
h_2=h_f_2*(1-x_2)+h_g_2*x_2
mu_f_2=Viscosity(R22,x=0,P=p_2)
mu_g_2=Viscosity(R22,x=1,P=p_2)
{mu_2=(mu_f_2*mu_g_2)/(mu_f_2*x_2+mu_g_2*(1-x_2))}
mu_2=mu_g_2*x_2+(1-x_2)*mu_f_2
Re_2=G*D/mu_2
f_2=0.33/(Re_2)^0.25
```

```
v_m=(v_1+v_2)/2
f_m=(f_1+f_2)/2
DELTA_TP=(2*D)/(G^2*v_m*f_m)*((p_1-p_2)*1000-G^2*(v_2-v_1))
L_TP=DELTA_TP
n=1
```



```

5:p_1=p_2
v_1=v_2
h_1=h_2
f_1=f_2

```

{第n+1段微元进口}

```

p_2=p_2-DELTAp
v_g_2=Volume(R22,P=p_2,x=1)
v_f_2=Volume(R22,P=p_2,x=0)
h_g_2=Enthalpy(R22,P=p_2,x=1)
h_f_2=Enthalpy(R22,P=p_2,x=0)
a_2=G^2*(v_g_2-v_f_2)^2/2
b_2=G^2*v_f_2*(v_g_2-v_f_2)+(h_g_2-h_f_2)*1000
c_2=G^2*(v_f_2^2-v_1^2)/2+(h_f_2-h_1)*1000
x_2=(-2*c_2)/(b_2+(b_2^2-4*a_2*c_2)^0.5)
v_2=v_f_2*(1-x_2)+v_g_2*x_2
h_2=h_f_2*(1-x_2)+h_g_2*x_2
mu_f_2=Viscosity(R22,x=0,P=p_2)
mu_g_2=Viscosity(R22,x=1,P=p_2)
{mu_2=(mu_f_2*mu_g_2)/(mu_f_2*x_2+mu_g_2*(1-x_2))}
mu_2=mu_g_2*x_2+(1-x_2)*mu_f_2
Re_2=G*D/mu_2
f_2=0.33/(Re_2)^0.25

```

{第n+1段微元出口}

```

v_m=(v_1+v_2)/2
f_m=(f_1+f_2)/2
DELTA_TP=(2*D)/(G^2*v_m*f_m)*((p_1-p_2)*1000-G^2*(v_2-v_1))
If DELTA_TP<0 then GoTo 7
L_TP=L_TP+DELTA_TP
n=n+1

```

```

If n<=199 then GoTo 5
If n>199 then GoTo 6
7:
6:L_TP=L_TP
L=L_SC+L_TP
L_abs=abs(L_SC-L_TP)
If (L_abs<=0.1) and (p_2<=550) then GoTo 8
m_com=m_com+1
If m_com=61 then GoTo 9
GoTo 10
9:D=D+0.0001
m_com=40
If D=0.0031 then GoTo 8
GoTo 10
8:

```

END

致谢

在三年研究生生涯中，要在制冷系统仿真方向获得自己满意的成果确实不易。首先需要掌握和理解足够的理论知识，其次需要自学软件并进行编程，但恰恰这方面的教学资源比较匮乏，所以当初决定这个研究方向确实是为我准备了一条艰辛的道路。

不过我要感谢我的导师谈向东副教授，其提倡开放式的平台，让我自己选择自己感兴趣的研究方向。正是由于此，我在理论上对制冷设备和制冷系统有了更加深入的理解，也领会了一些编程的思想，锻炼了我独自思考、独自查阅以及独自解决问题的能力，这为我之后的学习和工作生涯有很大帮助。同时我还要感谢谢晶教授为我提供一个实验的平台，让我有机会完成自己理想的课题。余克志副教授和我的另一位导师孙晓琳老师在仿真理论上给了我许多的建议，启发了我很多，也十分感激他们的付出。

亲人始终是一个人身后最坚强的盾牌，当我遇见困难气馁，心中有心结的时候，我的父母和女朋友的开导和帮助让我再次拥有前进的动力。朋友和同学的鼓励、互相帮助以及共同学习让我在科研的道路上不再孤单。在此我也十分感激他们的陪伴。

三年说长也长，说短也短，其实我觉得更重要的是走完自己决定的路，不管这条路是怎样的，只要你用心走下去一定会为自己的人生添上一些色彩。在此，我也感激那个曾经做出决定的自己。