

混合工质变浓度容量调节热泵系统的理论与实验研究

胡永亮

(浙江大学制冷及低温研究所, 中国杭州)

摘 要

混合工质变浓度容量调节是指利用非共沸混合工质的组成特性, 通过改变系统中混合工质的浓度配比, 对系统的制冷量或制热量进行调节。与其它容量调节方式相比, 这种调节方式不产生附加能量损失, 并且可以避免变频压缩机所存在的共振、密封不良等诸多问题, 可以获得更好的调节效果, 具有很好的应用前景。本文在前人研究基础上, 提出了新的方法, 克服了原有系统的缺陷, 并从理论和实验两个方面对这种新型混合工质空气源热泵系统进行了研究, 主要研究内容如下:

1. 对混合工质变浓度容量调节系统的发展历史及国内外研究现状进行了归纳分析, 在此基础上, 提出了一种新型变浓度装置并连接于系统的低压侧, 结构和控制都相对简单。

2. 简要回顾了国内外变浓度容量热泵系统中混合工质的研究进展, 结合理论和试验结果, 首次提出了在变容量热泵系统中使用三元混合工质的概念; 然后, 通过数值模拟选出了具有较大潜力的 R32/R125/R227ea、R32/R143a/R227ea、R32/R143a/R134a 和 R32/R125/R134a 三元非共沸混合工质, 并综合考虑混合工质的热力学循环特性、分馏特性及环保性指标, 最终采用了 R32/R125/R134a 作为后续变浓度容量调节研究的循环工质, 并提出了由变浓度装置实现 R407C 向 R410A 转变的构想。

3. 比较了二元和三元混合工质在简单分馏和精馏分离装置中分离效果的差异, 并对变浓度系统在操作过程中出现的系统和储液罐制冷剂质量随浓度改变而迁移的现象进行了分析, 找出了本系统制冷剂质量随浓度改变的关系。

4. 从改善系统结构、采用新的制冷剂和压缩机中间进液三个方面对如何降低压缩机排气温度进行了定性分析和理论计算, 并通过神经网络建立了以吸气压力为控制信号的变浓度容量调节热泵系统模型, 找到了降低压缩机排气温度的有效方法。

5. 设计并搭建了新型中间进液变浓度容量调节热泵系统实验台, 采用 R32/R134a 为工质, 并以实验为基础, 以神经网络为工具, 对吸气压力进行了优化计算, 找到了最优的吸气压力。然后在此压力下对不同排气温度下的系统进行了实验研究, 并与纯质 R22 常规热泵系统进行了比较。实验结果验证了理论模型的

可靠性和该新型变浓度容量调节系统的可行性，表明压缩机中间进液能有效的控制排气温度，扩大了变浓度容量调节系统的适用工况，同时也发现了系统设计及运行中存在的问题，为系统以后进一步的改进指明了方向。

关键词：混合工质 变浓度 中间进液 神经网络 优化 空气源热泵

Theoretical and Experimental Study on Variable Composition Capacity Regulation of A Heat Pump System Using Refrigerant Mixtures

Hu Yongliang

(*Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Hangzhou, 310027*)

ABSTRACT

The variable composition capacity regulation can be defined as the regulation of cooling capacity or heating capacity of the system by changing composition of the mixture in the system according to characteristics of the zeotropic mixtures. Comparing with other capacity regulation methods, it has a good modulation effect and can avoid additional energy consumption as well as many other problems such as compressor sympathetic vibration, leakage etc. Therefore, it has a good future. This thesis conquered the limitations of former systems with several new methods and made a theoretically and experimentally study on the performances of a novel air source heat pump system using refrigerant mixtures based on previous studies. The main research contents are as follows:

1. The research history and present status of variable composition capacity regulation systems at home and abroad were briefly reviewed. Based on the conventional systems, the author proposed a novel system in which a variable composition device is used in the low-pressure section of the cycle. It has a simple structure and can easily be controlled.

2. Presenting a brief overview of recent advances in refrigerant mixtures on capacity controllable residential heat pumps. According to the theoretical and experimental results, the application of ternary refrigerant mixtures in capacity-modulation heat pumps is firstly indicated, and the advantages of ternary refrigerant mixtures over binary refrigerant mixtures are simply analyzed. Secondly, the thermodynamic numerical simulation shows that the mixtures of R32/R125/R227ea、R32/R143a/R227ea、R32/R143a/R134a and R32/R125/R134a are potential candidates. The suitable mixture for variable capacity regulation is selected according to the thermodynamic characteristics of the cycle, distillation characteristics and impacts on environment. Finally, R32/R125/R134a is determined as the best mixture for further research.

3. Comparing the difference of fractionation effects between simple separation and rectifying column separation with binary and ternary refrigerant mixtures;

Analyzing the refrigerant mass shifting with the change of operating composition of system and clarifying the relationship between refrigerant mass and operating compositions of this system.

4. The methods of decreasing the discharge temperature of a compressor by improving system structures, adoption of new refrigerant mixtures and refrigerant mid-stage mixing into compressor are analyzed. Artificial neural network (ANN) was used to develop the model of capacity controllable heat pump system with suction pressure as its control signal.

5. An experiment apparatus for this novel variable capacity heat pump system with refrigerant mid-stage mixing was designed and set up. Experiments were conducted on the operation performance of the system when R32/R134a and R22 were used. The suction pressure was optimized by ANN based on experimental data and optimized suction pressure was indicated. Then the experiments were made under optimized suction pressure with different discharge temperatures. The results show that the theoretical model is reliable and the novel variable capacity heat pump system is practical. Refrigerant mid-stage mixing system could decrease the discharge temperature effectively and expanded the operation conditions of capacity-modulation system. Several problems in design and operation are also exposed. It gives a direction in further developing of this system.

KEYWORDS: Mixed refrigerant; Variable composition; Mid-stage mixing; Optimization; Artificial neural network; Air source heat pump

第一章 绪论

本章首先简要介绍了本课题的研究背景和意义, 然后对变容量方式和近年来国内外混合工质变浓度容量调节热泵系统的研究进行了归类分析, 最后介绍了本文的主要研究内容和创新点。

1.1 本课题的研究背景及意义

自二十世纪七十年代以来, 世界能源形势趋于严峻, 能源的广泛、大量使用所带来的环境问题也日益加剧。人们普遍开始关注节约能源、有效利用能源和开发能源供应新途径等问题。随着生活水平的提高, 人们对生存环境的舒适性有了更高的要求, 其中采暖, 空调, 通风等的能耗已占建筑总能耗的 2/3 左右, 用电形势的严峻性是摆在人们面前的一个难题。在各种解决能源紧缺的措施中, 热泵技术得到了相当的重视。

1.1.1 热泵的技术优势及意义

热泵(Heat pump)是一种从低温热源汲取热量, 使其在较高得温度下作为可以利用得有用热能得装置。热泵系统即能够实现制热或制冷, 或者同时实现制热和制冷。其工作原理与制冷机相同, 都是从低温热源吸取热量并向高温热源排放, 在此过程中需消耗一定功。早在 18 世纪初热泵即已出现, 其发展受制于能源价格和技术条件, 其发展较为曲折, 但由于热泵能够实现把低温位热能输送至高温位的功能, 能大量利用自然资源和余热资源中的热量, 有效减少了输入能, 因而可以节省采暖、空调、供热水和工业加热所需的一次能源, 有广阔的发展前景。许多国家把推广应用热泵作为减少 CO₂ 排放的一种手段。美、日、西欧等国是热泵发展和应用的主要国家, 他们几乎占领了全部的热泵市场。目前全世界热泵总数大约有 5500 万台(其中日本 4000 万台, 美国 900 万台)^[1]。美国热泵的发展是以单元式热泵空调为先导, 主要生产以空气为低温位热源的单元式热泵空调机组, 同时在空气—空气单元式热泵空调机组的基础上又开发了适用于商业建筑的空气—水热泵和水环热泵系统。日本由于国内能源十分贫乏, 他们主要集中在小型空气源热泵的研究。与美国和日本不同的是, 西欧各国致力于大型热泵装置的研发, 生产出的大型热泵主要应用于集中供热或区域供热。如瑞典现有 35 万户住宅用热泵供热, 在各种类型供热方式中使用热泵供热占家庭总数的 28.5%。最近 6 年芬兰家用热泵年销售量增长 50~100%, 目前家用热泵总数为 1~1.5 万套, 其中 2~3 千套为空气源热泵, 大部份是地源热泵, 这里所说的热泵数量不包括简单的热泵型家用空调器^[2]。

这些热泵中, 除大多数用于房屋采暖空调外, 还有部分用于区域集中加热和

供冷、工业加热、食品加工、化学原料生产、干燥除湿、蒸发浓缩等。由于它对环境的污染远低于燃煤锅炉，而同时又具有制冷空调能力，因此在大城市的大型建筑物中大量应用；此外，热泵用作小范围的局部采暖和空调，更有其独特的优点。因此热泵的使用从综合的经济效益和社会效益看都非常理想。

20 世纪 80 年代初开始，我国暖通空调领域掀起了一股“热泵热”。90 年代以来，空调用热泵在我国长江中下游等地(中国气候分区的 III 区和 IV 区)得到广泛应用，效果良好^[3,4]。房间空调器在北京、上海、广州和深圳四大城市居民普及率高达 42.8%，其中 1/3 为热泵型^[5]。近年来，随着经济发展和城市规模扩大，黄河流域、华北等寒冷地区(中国气候分区的 II 区和 I 区南部)传统的燃煤、燃油采暖除能量利用效率低外，还严重污染城市环境。因此，政府有关部门积极倡导用电采暖。各种热泵，主要是空气源热泵，效率高，使用方便，对使用地不产生污染，正逐渐成为用电采暖的首选技术。

1.1.2 热泵使用中的主要问题及解决思路

目前用电力驱动的住宅用和小型商用热泵系统尤其是空气源热泵系统在运行和性能上存在着两方面的局限。一方面、它们在低于 0℃ 的低温环境下，没有充足的容量，这样必须利用诸如电加热或矿物燃料燃烧之类的补充热源；另外一方面，冬季蒸发器的表面在环境温度低于 0℃ 是易结霜，这样融霜时容易影响室内环境的舒适性并增加了额外的能力损失。图 1.1 给出了典型的建筑物热负荷和热泵容量变化随室外温度的变化情况。在平衡点附近，热需求和热输出相等，当高于平衡点温度时，就存在着热交换器换热量增大、传热温差的增大导致的热力学不完善、由机器起停变化所带来的运行负荷因数的下降，造成效率和可靠性降低等问题。当低于平衡点温度时，就必然存在着使用附加的为弥补热不足所需的热量所引起的低效率。

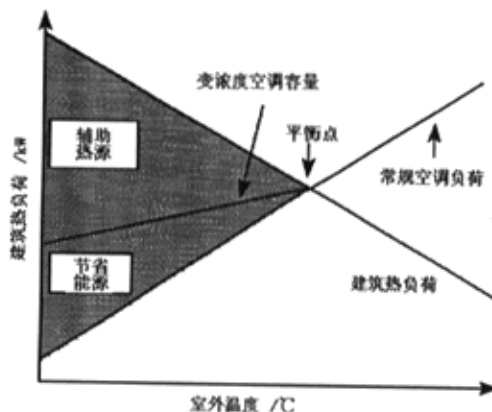


图 1.1 建筑物热负荷与热泵容量变化的关系

对于寒冷地区，冬季采暖期长且气温低，根据气象资料^[6]，如推广使用空气源

热泵, 则必须要求其能在 -15°C 的大气环境中高效、可靠地长期运转, 才可以满足这一地区冬季采暖的需求。传统热泵系统无法在这样的低温环境中正常工作。传统热泵工质 R22 用在空气源热泵中, 由于纯质本身热力性质的局限, 在蒸发温度很低时, 蒸发压力太低, 压缩比很大, 容积效率很差, 热泵吸热量变得很小, 使室内供热量减少、室温降低, 从而影响了室内环境的舒适性要求, 同时引发排气温度过高等问题, 同样, 当热泵用于制冷目的时, 室内外环境温度的变化引起对冷量需求的变化, 否则影响室内舒适度和引起系统性能的下降。

另一方面是热泵工质的替代问题。热泵系统中常用的 R22 工质属于 HCFC 工质, 不满足环保要求, 国际上已有针对它的限产、淘汰计划, 并在逐步实施。世界各国正在大力研究 R22 工质的替代。但目前所研究出的 R22 工质替代物中, 还没能找到一种各方面性能与 R22 相当的纯质, 大多为混合工质。

基于以上的节能、环保及舒适性要求, 研究在热泵中应用满足环保要求的混合工质, 又能根据室内环境要求改变机组容量的技术成为空调制冷技术工作者研究的一个重要课题。这其中, 利用混合工质特性来实现纯质所无法达到的改变热泵制热(冷)量的可能性, 又能采用常规定转速压缩机的热泵装置成为一个有意义的热点问题。

1.1.3 混合工质变浓度调节在热泵系统中运用的意义

在热泵系统中运用非共沸混合工质变浓度容量调节, 正好为热泵空调系统实现节能与环保提供了一个新的发展契机。具体来说, 其意义主要体现在以下三个方面:

环保性: 随着社会化商品生产的日益发展, 社会对 CFCs 类物质的需求量日益增多, 由此造成的环境破坏——臭氧层的破坏和温室效应, 已引起了全球性的日益关注。自 1987 年“蒙特利尔协议”对 CFCs 和 HCFCs 类物质提出明确的限制计划以来, 纯质 R22 由于不满足环保要求正面临淘汰。而采用环保的混合工质(如 HFCs 类混合工质)替代传统的纯质 CFCs 和 HCFCs 类制冷剂, 可以大幅减少 CFCs 和 HCFCs 类工质对环境产生的破坏作用, 具有极为显著的环保意义。

节能性: 随着工业化进程的加快, 能源需求与日俱增, 能源短缺已成为当今世界各国所共同关注的社会问题。而热泵空调系统通常都是耗能大户, 如何降低系统能耗、提高能源利用率, 已成为空调制冷领域的一个重要研究课题。变浓度容量调节的节能性主要基于以下四个方面:

空气源热泵系统目前正在我国长江流域以南地区广泛使用, 这一地区的特点是夏季炎热(七月室外平均温度范围 $25^{\circ}\text{C}\sim 30^{\circ}\text{C}$), 冬季不太冷(一月室外平均温度范围 $0^{\circ}\text{C}\sim 10^{\circ}\text{C}$); 年平均室外温度 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的时间为 0~90 天, 年平均温度 $\geq 25^{\circ}\text{C}$ 为 40~110 天。由于其室外机受环境空气季节性温度变化的影响, 夏季供冷

负荷越大时对应的冷凝温度却越高，而冬季供热负荷越大时对应的蒸发温度却越低，从而导致制冷、制热效率低，增加了大量能耗。采用非共沸混合工质，可以随着外界环境温度的变化改变系统中工质的组分，使得在冬季恶劣的环境温度下增大压缩机吸气压力，从而有效减少系统能耗。

在我国中部及北方地区，冬季室外气温达到 0°C 以下后，热泵运行时室外热交换器容易结霜，且随着外界气温的进一步降低，热泵制热量急剧减小，导致无法提供足够的热量，这就需要除霜装置和辅助加热设备，从而大大增加成本，使运行非常不经济。而采用了变浓度容量调节的热泵系统却可以在更低的环境温度下正常运行，提高制热量，从而可以减少能耗，提高系统运行的经济性。

变浓度容量调节方式能够实现连续的容量调节，因此可以减少制冷系统的启停损失，减少能源浪费。

热泵系统冷热源的工作流体一般为水或空气，其在蒸发器、冷凝器内与制冷工质发生换热时，温度不会保持恒定。当采用纯质或近共沸混合工质时，系统不可能实现近卡诺循环，在换热器内冷热源与制冷工质之间会产生比较大的熵产。而非共沸混合工质具有温度滑移的特性，在热交换设备中，可通过合适的配比实现逆流换热，使工质与热源温度相匹配，减少平均换热温差，达到用非共沸混合物达到实现劳伦兹循环的目的，从而可以减少可用能的损失，提高能源利用效率。

舒适性：随着人们生活水平的提高，人们对自身热环境的要求也越来越高，因此热泵空调系统的舒适性也日益受到广泛的重视。而采用变浓度容量调节的热泵系统可以提高系统的舒适性，改善空气调节的品质，其主要体现在两个方面：

利用变频压缩机进行系统的容量调节时存在低频启动难、润滑、重新设计压缩机及其控制电路和压缩机寿命减少等诸多的问题，而采用常规的定转速压缩机的空气源热泵系统，在工况恶劣时，又会因吸气压力过低而导致停机、室内供热量减少等问题，从而影响了室内环境的舒适性要求。而采用了变浓度容量调节的系统在环境温度较低的恶劣工况下，仍能提供足够的供热量，从而确保了室内环境的舒适性。

采用了变浓度容量调节的热泵系统可以根据环境温度和负荷的变化实现连续平稳的容量调节，从而可以减少室温的波动，增强人体舒适性。

总之，基于以上环保、节能及舒适性的要求，使发明一种既能利用环保型混合工质可变浓度的特性来实现容量调节，又能采用常规定转速压缩机的空气源热泵系统成为了一种市场需要。该系统既能让系统容量随外界环境温度的变化而变化，又能避免因采用变频压缩机而带来的问题，为热泵空调系统的容量调节提供了一个新的发展方向，也为热泵空调系统实现节能与环保开辟了广阔的前景。

1.2 目前所研究的几种容量调节方法

一般说来,空调系统并不总是在设计工况下运行,其实际制冷量并不等于瞬时冷负荷。按照某种额定负荷设计的制冷热泵系统是具有一定的负荷调节能力的,但在大多数情况下,这个调节能力远不能满足时间负荷变动的要求。因此如何实现系统提供的负荷与外界变动的负荷相匹配、减少房间的温度波动,进而提高房间里人的舒适性,以及采用何种控制方式来实现这一过程是一个很现实的问题。早在本世纪六十年代,就有人提出了热泵系统的容量调节^[7],并且在七十年代得到了许多研究者的重视和研究,作为一种节能技术而被广泛开发和应用。所谓“容量调节”就是通过一系列技术手段来改进逆循环系统的性能,使之能够在更大的负荷变化范围内满足用户的需求,使得循环系统具有更广泛的适应性。可变容量空调系统具有独特的优点—它具有较高的季节能效比,能将室温控制在更小的波动范围内,这样就确保了用户更高的舒适度。

按照容量调节的控制部件来分,可分为压缩机调节、和外侧换热流体调节等型式。下面我们将分两类简单叙述一下其具体的调节方式及其优缺点。

1.2.1 外侧换热流体调节

外侧换热流体调节是属于外部的控制调节,它主要通过控制蒸发器、冷凝器的外部换热流体的温度和流量来实现系统容量的变化。这种类型的调节方式实现的方法简单易行,但是并不能达到节能的效果,相反容易造成能量的严重浪费。

1.2.2 压缩机调节

按照 Verma^[8]的理论,压缩机的容量调节可分为三类:有级、无级以及两者的综合控制。具体型式除了传统的起停控制以外,还包括压缩机解耦(台数调节),变速,变余隙体积、变汽缸体积、吸气阀截止、吸气阀卸载(顶开吸气阀片)、阻塞式吸气阀控制吸气、内部气体旁通、吸气节流、排气旁通等形式及其它们的综合。对螺杆机主要采用滑阀机构进行无级调节。还包括非共沸工质的变浓度调节。Pereira Pereira^[9]从热力学性能上分析了变速、变余隙容积、排气旁通、吸气节流和吸气截止五种变容量方式的优劣,认为前两种方法最优,后几种方法不可逆损失大,性能很差。以下为常用的几种压缩机容量调节方法。

1.2.2.1 压缩机的间歇运行调节

大致可以分为两种。一种就是压缩机开、停控制的容量调节方法,它是采用双位调节系统给出一系列不同间歇的矩形波式的输出负荷来满足连续变化的负荷要求。严格地讲,时间输出负荷的波形并不是矩形波,因为任何系统在启动时都有一个稳定的过程,同样地系统在停机时也是如此。这种调节方式可以用在单台压缩机系统中,也可以使用在多台相同或者不同的压缩机联合运行机组中。这种

调节方式的缺点是产生开停损失和偏离工况损失。对容量较大的压缩机,开停调节的能量损失较大,会影响机器寿命,并造成供电回路中的电压波动,影响其它设备的正常工作。开停损失主要表现在开机后的2-5分钟和停机后的一段时间内,在开机后,系统需要重新分配制冷工质,达到新的系统平衡状态,同时电机的启动负荷一般高出平均负荷好几倍,这都增强了系统的功耗;在关机以后,由于节流设备仍然处于流通状态,在压差的作用下,冷凝器中的高温高压工质向蒸发器流动,这都伴随着可用能的损失。还有一种常被忽略的由于开停调节带来的损失可称为停机潜热损失,其产生的原因在于蒸发器运行中在产生结露时会由于停机时风机的继续运转使得水汽又被蒸发,如此循环往复而致^[10]。偏离工况损失是指压缩机在部分负荷运行时其效率的下降以及节流装置造成的过高的冷凝压力和过低的蒸发压力使得压缩机功耗增加所产生的损失。

另外一种方式是压缩机负载运行和空转相结合的方式,如Copeland公司推出一种数码涡旋技术^[11],能让压缩机在10至100%容量范围内运行,实现了整个范围内的无级调节。数码涡旋压缩机原理是利用轴向“柔性”密封技术,将定子涡旋盘轴向活动范围精密调整,并在压缩机吸气口增设一连通管,与定子轴向浮动密封处的中间压力室相通,当电磁阀打开时,中间压力室内压力释放,压缩腔室内压力大于定子上端面压力,压缩机定子轴向上移一间隙,由于高低压腔室的连通,实现卸载。当电磁阀关闭,排气压力及中间压力又将定子下压,实现密封并上载。压缩机在电磁阀控制电源的作用下,可自由地调节开启即空载一关闭即负载的比例,实现“0-1”输出,即为“数码涡旋压缩机”。

与变频技术相比,后者是通过一变速压缩机来实现容量控制,而数码涡旋技术是通过改变两种状态(负载和卸载状态)来实现调制。这种技术上的差异使数码涡旋的容量输出调节是以连续频谱进行,容易确保对室温的严格控制,而变频技术只能根据频率步长分级调节容量输出。

1.2.2.2 压缩机变速调节

压缩机工作时,其制冷量与外部输气量成正比,而压缩机的输气量与其转速成正比,转速越高,制冷量越大。因此,只要改变压缩机的转速,就能相应地改变压缩机的制冷量,实现压缩机的能量调节。根据压缩机外部动力装置的不同,变速调节可分为原动机直接驱动的变速调节、变速电动机的变速调节和采用调速装置的变速调节^[12]。

第一类调节主要运用于内燃机。其调节的主要特点是速度调节范围大,并可实现无级调节。

第二类调节主要用于变速电动机,其主要特点是运行可靠、结构简单、价格便宜、控制线路简单、维修容易,其缺点是低速效率低,高速特性软。只适用于

容量较小的制冷机,目前主要用于风机水泵的调速。变极对数电动机调速方法属高速型调节方案,其优点是控制简单、初投资小、维护方便,可分段起动、减速、回馈电能、节能效果好;主要缺点是调速无法连续平滑,只能是有级调速。

第三类调节主要是利用各种调速装置来实现电动机的速度调节。这种调速装置主要有调压调速器和变频调速器。调压调速器是用于异步电机的一种调速装置,它具有装置体积小、价格低、线路简单、维修方便的优点;缺点是低速运行时转速功率大、效率低、调速特性软、调速范围小。而交流变频调速是 80 年代迅速发展起来的一种新型电力传动调速技术。其突出优点是节能、可实现无级调速,调节范围宽。

通常,小型空调系统(包括房间空调器和柜式空调机)由于体积小,更多的采用变频调速技术进行容量调节。这主要归功于电子技术、微电脑技术、变频技术和控制理论的发展,如变频调速技术的实用化,用于调节制冷剂流量的电子膨胀阀开发成功,能够精细控制电力的功率器件开发成功、模糊理论、人工神经网络、遗传算法、混沌理论等新的控制理论开始应用。

为实现压缩机的变速调节,需要解决以下问题^[13]:

变速压缩机需要进行特殊设计,且应解决在高速和低速下的润滑问题。变速会影响压缩机寿命和耐久性。变频压缩机和定速压缩机有以下不同:(1)要求变频压缩机在整个调速范围内确保其性能稳定和可靠性;(2)保证变频压缩机润滑面供油量的适度;(3)变频压缩机工作频率范围宽,需解决低频共振,高频降噪问题。

变频器较复杂,初投资大。而且要求使用、维护、管理技术水平高。而变频系统电磁兼容性问题也急待解决。高次谐波会降低空调系统的功率因数,造成配电系统的容量增大。对此方面的研究虽已取得了一定进展,但仍未达到理想的效果。

抑制漏电电流。压缩机电动机采用 PWM 控制。由电动机线圈和压缩机外壳之间的静电产生漏电电流,特别是为降低压缩机噪声,提高载波频率,会使漏电电流增大。虽对压缩机电动机进行了强化绝缘处理,但仍需在变频回路设计上提出更好的解决办法。

压缩机采用异步电机的变频空调,效率与功率因数较低,噪声较大,对变频器容量要求高。目前国内外已将永磁无刷直流电动机应用到压缩机中,以克服这些缺点,且不受电源频率限制,压缩机的额定转速可以设计得较高,既可优化压缩机的运行功率,又可减小压缩机的体积。与传统的无刷直流电机相比,空调用无刷直流电机无位置传感器,增加了可靠性和安全性;通过采用反电势法检测转子位置,确定永磁无刷直流电动机的换流时序,保证电机运行在自同步方式;由于永磁无刷直流电动机在静止或低速时反电势为零或很小,无法用来判断转子位

置,因此“反电势法”需要采用特殊的起动技术,启动包括“转子定位”、“加速”和“切换”三个阶段。运用无刷直流电机作为变频空调的压缩机,效率比常规交流电动机高10%左右、而且运行平稳、效率较高、调速方便快捷、调速范围宽广;从人体的舒适度来说,噪声低、调温迅速、温度变化均匀;在空调生产行业、无刷直流电机将得到广泛的应用^[14, 15]。目前在市场上还难以买到使用替代R22的混合工质的变频压缩机。且对于新混合工质制冷系统,变频器控制问题的研究仍属空白。

1.2.2.3 压缩机容积量调节

这种压缩机内有多个气缸,不同类型的压缩机通过不同部件来对气缸容积大小进行控制^[12]。

活塞式压缩机是通过顶开机构让气缸无法实现对吸入蒸气的压缩。这样,尽管压缩机仍然运转着,但吸气阀片被顶开的气缸没有输气,从而达到改变压缩机输气量的作用。这种调节方式基本上可以满足实际生产中的调节要求。但是从节能的角度看,这种调节方式显然不理想。因为顶开吸气阀片的气缸虽然不输气,但活塞连杆仍在运动,存在机械摩擦损失;气体没有被压缩,且随着活塞往复运动,不断地流入流出气缸也存在流阻的损失。尤其当负荷很小时,这些损失所占的比例将增大。

螺杆式压缩机的容积量调节是通过滑阀的移动来实现容积量调节的。

此外,涡旋压缩机也存在容积量控制。如:Copeland公司最先开发出的涡管调制技术就是采用两步调制技术。它的原理是计量吸入流量,在满负荷操作时压缩机以100%的容量操作;在不满负荷时以压缩机的65%容量进行操作^[16]。

1.2.2.4 压缩机吸气压力调节

这种装置主要用于没有能量调节装置的中小型压缩机^[12]。调节原理是:若负荷下降时,吸气压力将降低。当低于能量调节阀的给定压力时,阀自动打开,使部分高压冷剂气体直接旁通到吸气管。同时,为了防止排气温度过高,所以需在储液器的出口和压缩机吸气管之间装上注液阀。在排气温度超限时,注入一定量液态制冷剂,将排气温度控制在允许的范围内。这样既能防止吸气压力进一步降低,又能使压缩机的净制冷量下降。但从节能的角度来说,压缩机对旁通的制冷剂做了功而没有产生有效冷量,显然是不经济的。除了小型制冷装置外,一般不宜采用这种调节方法。

一种方式是利用压缩机本身的结构改造来达到吸气压力控制。如涡旋压缩机就是利用其上的一喷注孔进行液体喷注或气体喷注,造成一中间压力,从而达到改变吸气压力,改善循环性能的目的^[17]。

另一种方式是通过控制压缩机吸气压力来调节混合工质的配比,从而达到改变系统容量的目的。该方式中压缩机为定转速和定容积的压缩机,循环工质采用混合工质。这种调节方案既能避免因采用混合工质而造成的变频器控制难题,又能避免因压缩机流量旁通调节而造成的能量损失,有可能达到简单、节能的目的。本文的装置中将要采用的就是这种调节方式。

以上二种容量调节方式,从某种意义上来说改善了系统装置与外界环境和用户之间的负荷匹配问题,可以减少一部分不必要的能源浪费,但从节能的观点来评价它们就会发现:间歇运行方式比较简单,但系统提供的负荷与用户所需的负荷并不是真正匹配,而且造成用户的温度波动,电机的频繁启动,不仅增加电机的能耗,而且还缩短了电机的使用寿命;数码涡旋技术无法解决低温情况下的制热量不足的难题,而且压缩机空转时浪费能源严重。改进压缩机吸气阀启闭时间、吸排气阀的节流等调节方式,实质上是增大工质流通回路的局部阻力来减小工质流量,这等于附加了一项较大的不可逆损失,同时还要对压缩机的结构进行改造。

1.3 混合工质变浓度容量调节的最新研究进展

混合工质变浓度容量调节是利用非共沸混合工质的组成特性,通过改变系统中混合工质的浓度比例来达到系统容量调节的目的。这种调节方式不但利用了环保型的混合工质有效的调节了制冷系统的制冷量,而且不产生附加能量损失,且基本可以避免因压缩机共振、密封不良等重新设计的问题,与其它容量调节方式相比,有可能获得更好的调节效果^[18]。

改变系统中混合工质的浓度比例方法根据分离装置的位置划分,可以主要分为如下四类:冷凝器出口与膨胀阀进口之间;冷凝器出口与蒸发器进口之间;冷凝器出口与压缩机吸气口之间;蒸发器出口与压缩机吸气口之间。现进行分类介绍。

1.3.1 在冷凝器出口与膨胀阀进口之间

这类装置的主要特点是利用冷凝器出来的高压液体通过精馏柱或气液分离器等分离装置来改变高压液体中高、低沸点的组分比例,从而达到改变系统容量的目的。

中国的游英等最早研究变容量空调装置,并发表过数篇论文介绍其所研究装置结构设想。1989年,中国的游英、马一太^[19]在国际电气电子工程协会上提出了一种新的变浓度调节装置。他们在冷凝器出口与节流阀进口间放置了两个储液罐,两罐间用两根L型的管道相连,这两根L型的管道主要起液封和溢流作用,而储液罐起气液分离作用。在工况改变时,系统就是通过储液罐和L型管道起改变混合工质浓度的作用,从而达到系统容量改变的目的。

1995年,游英等人^[20]有对上述装置进行了改进,能实现增容减容效果,结构如图1.2所示。主要是将两储液罐中的外部加热源改为利用高压过热气加热,使装置更具节能效果。但利用储液罐中气液分离的作用来改变系统的浓度,效果将会不明显。而且浓度改变的幅度受储液罐的大小及储液罐中溶剂量多少限制,难于实现理想的容量调节效果。因而,这两种装置只在于构想,并没能真正实施。

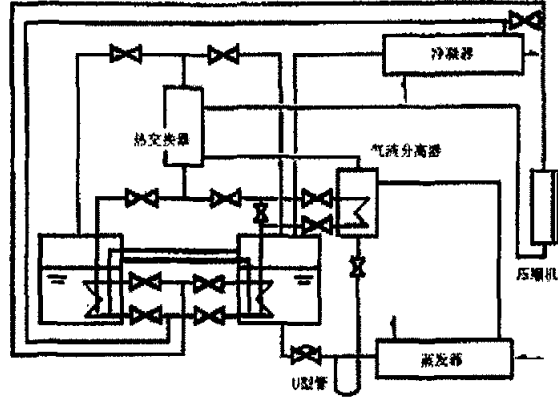


图 1.2 文献 [30] 变容量装置示意图

1.3.2 在冷凝器出口与蒸发器进口之间

这类装置的主要特点是利用工况的变化来改变膨胀阀的开度,使系统循环流量发生变化,从而达到改变系统组分的目的。

1995年,天津大学的杨昭^[22]在吉田雄二提出的装置^[21]上进行了四方面的改进(图1.3)。一是在精馏柱底部放置了一储液罐,其内装有一定量的工质,从而保证了一定的工质总储量。二是精馏柱底部的储液罐中,用压缩机排气作为再沸器的加热热源,使精馏过程不再使用外界能源。三是用两个节流阀代替了连接精馏系统与制冷系统的两根毛细管,从而避免两路工质的相互干扰。四是采用蒸发器过热度来控制流入流出精馏系统工质的流量,并通过两个双反馈温控阀来保证制冷系统工质总量的相对稳定。实验台对两种工质 R22/R142b 及 R32/R124 进行了同工况和变工况的实验。在同工况下系统浓度调节结果表明:该变浓度装置可以在运行中进行一定范围内的浓度改变和容量调节,且系统内工质基本稳定,可实现稳定运行。变工况稳态实验结果表明:采用该变浓度装置来改变混合工质的浓度,可实现系统容量输出与负荷变化较好的匹配。如:以 R22 标准工况制冷量为基准, R22/R142b 和 R32/R124 容量调节范围分别为 57.3~91.8% 及 71.5%~101%。在部分负荷区, R22/R142b 有着理想的变浓度容量调节效果,且能明显提高系统的稳态性能系数。

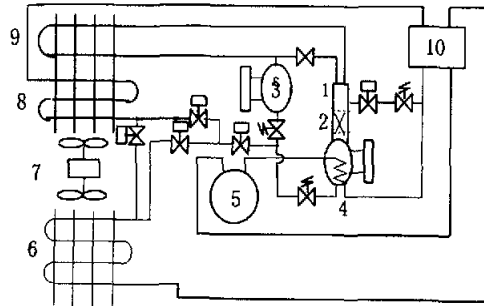


图1.3 文献[22]所述变浓度容量调节系统
1.精馏塔 2.填料 3.贮液器 4.再沸器 5.压缩机 6.室内换热器 7.风机 8.室外换热器 9.凝结器 10.四通阀

文献[23]使用 HFC 混合工质 R32/R134a 进行了变容量研究，采用了两种变容量方法：简单的分离器方法和分离器—精馏塔混合方法，对于简单的分离器变容量方法，当初始充灌浓度分别为 40/60% 和 70/30%（质量浓度）时，可变浓度范围分别为从 35/65% 到 48/52% 和从 65/35% 到 75/25%；而采用混合方法时，对应于 50/50% 的初始充灌浓度，可以实现从 39/61% 到 74/26% 的浓度改变。本文献比以前文献先进之处在于不再采用 CFC 或 HCFC 工质，且既能增容或减容（图 1.4）。系统使用两只节流阀，变容量装置置于两节流阀之间。需要两只储液罐和另外的

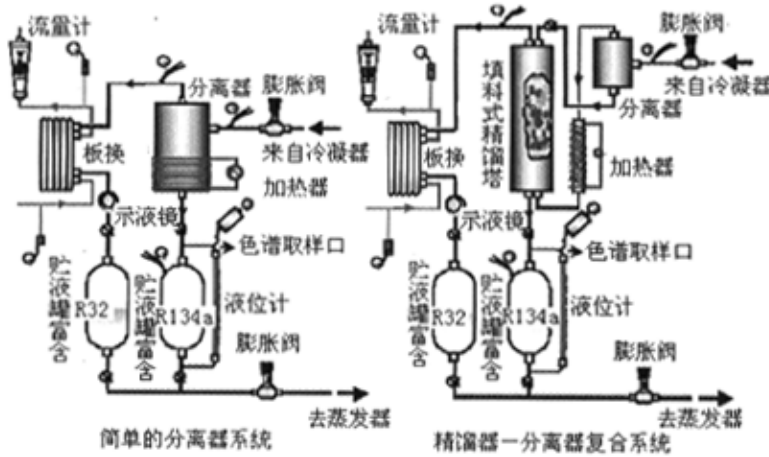


图1.4 文献[23]变容量实验系统图

冷却装置，增加的设备较多，且没有涉及到变容量的自动实现以及控制装置方面的问题。最主要的不利点是该系统的运行在节流时皆要先经过分离装置分离后再混合，不仅使得分离装置的工质处理量大，造成结构体型大；而且这样对需要维持一定浓度的稳定工况，则是浪费了额外的加热、冷却能量，实际上削弱了系统的节能意义，难为用户所接受。

1.3.3 在冷凝器出口与压缩机吸气口之间

该类装置的主要特点与 1.3.2 中的类似，是通过系统流量的变化来改变混合工质的组分比例。唯一区别是连接变浓度系统与制冷系统的两根毛细管不是在膨胀阀的两侧，而是在在冷凝器出口与压缩机吸气口之间。

2000 年，日本的 Michiyoshi Kusaka 等人为提高 R407C 的夏季工

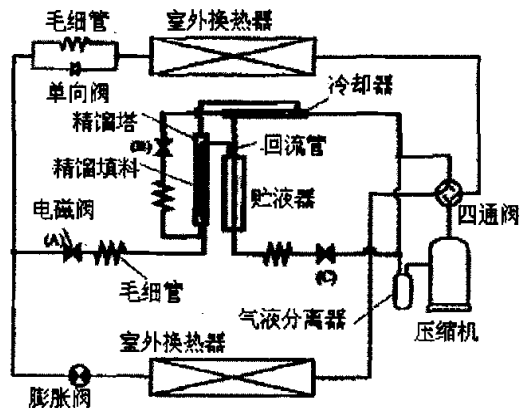


图1.5 文献[24]中的变容量系统

况季节能效比 (SEER) 而采取的变浓度装置就是这一类。它是将冷凝器出来的高压液体利用毛细管进行中间节流, 在中间压力处接入变浓度装置 (图 1.5)。这样即使工况变恶劣, 也不会出现因接入变浓度装置的毛细管节流不足而导致没有气态工质上升, 分离效果受到影响的现象。利用该装置能把 R407C {R32/R125/ R134a (23/25/52 wt%)} 的浓度配比改变到 6/14/80wt%, 从而达到改变系统容量的目的。实验证实了采用该变浓度装置能比常规定转速压缩机系统, 季节能耗比要增加 25 %^[24]。

1.3.4 在蒸发器出口与压缩机吸气口之间

这类装置的主要特点是蒸发器出口要有液态工质流出, 再通过某些变浓度装置来改变混合工质的组成, 从而改变压缩机的吸气比容, 达到系统的容量改变的目的。参考文献主要有。

美国专利 5551255^[25] 及文献 [26] 中的的变容量系统发明结构比较新颖, 不仅能达到变容量目的, 但同时不会使原有系统有较大改变, 从而不会增加多大的控制难度 (图 1.6、1.7)。该专利巧妙地将蒸馏塔置于吸气气液分离器内部, 系统没有增加复杂性, 且因处理的未蒸发制冷剂的量比较少, 故即使是较大容量的热泵系统, 其处理体积也很小。其次由于在气液分离器内有蒸馏装置, 当系统启动时, 大量液体流到其中, 使得蒸馏效果很好, 系统容量上升很快。最后系统能实现较大的浓度改变, 方法却简单而有效。填料使用拉西环和陶瓷 berl 马鞍环。

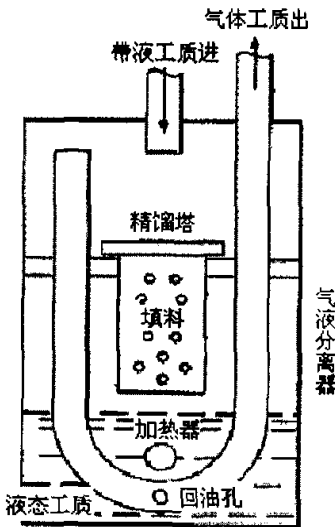


图1.6 文献[25]所述变容量装置

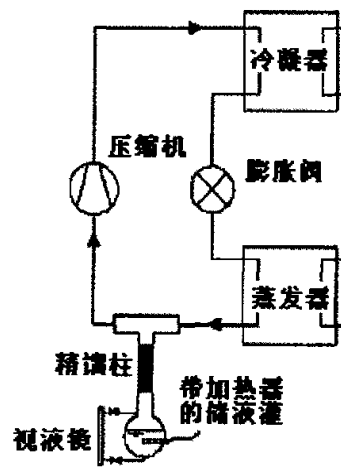


图1.7 文献[26]所述实验简图

1999 年, 弗兰克 R.比安卡尔迪等人^[27] 申请了如图 1.8 变容量热泵专利, 该种热泵系统, 采用多组分制冷剂混合物, 其中的一个低压组分相对混合物的其余组

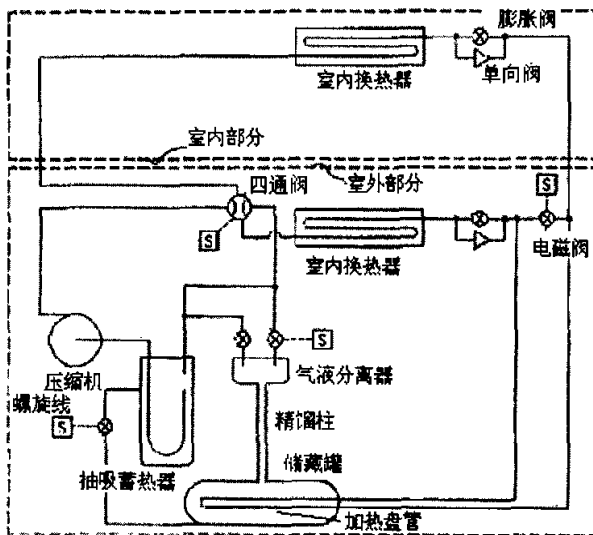


图1.8 文献[27]所提出的变容量热泵

分是非共沸的，这种系统通过蒸发器后的精馏装置，分离低压组分，来增强低温环境下的加热能力。此外在精馏装置之后，压缩机吸气口前有一气液分离器。气液分离器有两个入口，一个出口。出口与压缩机吸气口相连。两个入口中，一个入口与精馏装置上部气相空间相连，另一个与精馏装置底部液相空间相连。文中没给出该装置的实验性能结果。

2000年，Hewitt.N.J^[28]提出的一种用于热泵中的混合工质新型循环，其特点也就是在普通的热泵装置中加了一变浓度装置（图1.9）。其装置采用精馏柱来改变混合工质的组分，避免采用气液分离器所带来的组分改变效果差的缺点，从而可在较大范围内提高压缩机的吸气比容，增加系统容量。工质使用R32/R125/R134a，或是用R236、R245、R227ea来替代R32、R125，文章认为氨/水工质对也可用于变容量装置。其变容量装置中精馏柱顶部和底部各有一储液罐，其中下部储液罐中还有一外部热源加热装置。精馏柱顶部的储液罐主要起气液分离作用，底部的储液罐主要起储存工质和提供精馏发生所需气态工质的作用。其精馏系统是通过电子膨胀阀控制的蒸发器出口过热度来进行动作的。其不足之处在于混合工质成分的改变难以控制，压缩机回油问题难以解决。文中没有给出具体变容量结果。

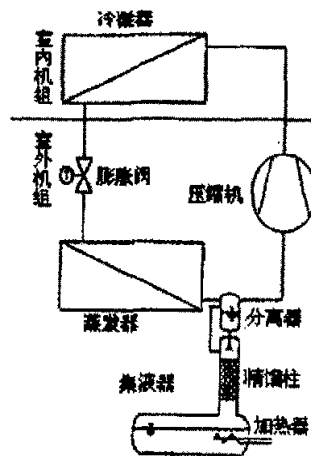


图1.9 文献[28]所提出的变容量装置

2000年，日本的小林贤二等人^[29]申请了一种热泵空调系统装置，其系统容量调节不仅仅是通过变浓度装置来实现，它还结合了换热器的外部换热流体的控制调节。该发明旨在采用非共沸混合制冷剂，在室外气温低的状态下冷气运行时，

系统通过容量调节能抑制室内热交换器中的结冰发生而发挥稳定的冷气效果；同时，在暖气运行时，也能通过容量调节来抑制对室外热交换器的结霜，达到提高供暖能力的目的。该装置的变浓度装置为一气液分离器，位置在压缩机吸气口与室内换热器之间。当测试到室内热交换器内的制冷剂温度 $>1^{\circ}\text{C}$ 时，系统容量维持不变；当测试到室内热交换器内的制冷剂温度在 0°C 和 1°C 之间时，通过增大膨胀阀的开度来实现混合工质浓度的改变，来达到增大系统容量的目的；当室内热交换器内制冷剂低于 0°C 时，又通过增大室内风扇的速度来增强换热，以实现提高系统容量的目的。

1.4 本文的主要研究工作

在上述国内外研究的基础上，陈光明老师和陈斌博士一起提出了一种新型的变浓度容量调节装置的构想(已申请国家专利)。该装置的变浓度装置通过一个电磁阀连接在冷凝器和压缩机之间，位于系统的低压侧，兼有上面所说的第三类和第四类变浓度装置的特点，但是结构更加简单，控制相对容易，运行更加稳定可靠，从而使系统兼有可行性和实用性。

本文的主要研究工作，是在陈光明老师和陈斌博士这一构想的基础上，对陈斌博士、刘利华硕士和洪峰硕士的研究进行进一步的拓展和完善，并对某些问题进行了深入的研究。

本文主要针对具有容量调节装置的空气源热泵系统的冬季工况系统性能进行理论分析与实验研究。具体研究内容如下：

- a. 根据前人基于二元混合工质的研究成果，综合考虑热力学循环特性、分馏特性及环保性指标的基础上，从HFCs、烷烃及丙烷衍生物中筛选出更适合于低温变容量热泵的三元非共沸混合工质；
- b. 对简单分馏和精馏分离两种不同的变浓度装置的分离原理及分离效果进行比较，并分析了这两种变浓度装置中储液量随着系统浓度改变的变化规律；
- c. 针对前人系统模拟和实验结果，提出用压缩机中间进液方法来降低压缩机排气温度的方法，以有效扩大系统容量调节范围和工况运行范围；同时对压缩机中间进液的结构和原理进行了定性分析；
- d. 通过引入神经网络模型来模拟 R32/R134a 和 R32/R125/R134a 不变吸气压力的变浓度热泵系统，从而对上述两种混合工质的性能进行分析和比较；
- e. 根据变浓度热泵系统稳态实验数据对吸气压力进行了优化，找出适合本试验台的最优吸气压力；然后根据优化的吸气压力进行实验研究，通过改变中间进液阀开度对不同排气温度下的系统性能进行比较。

第二章 三元混合工质的选取

由于 CFCs 和 HCFCs 对大气臭氧层具有巨大的破坏作用, 根据蒙特利尔协议及其修正案, CFCs 和 HCFCs 将在 2040 年前被全面禁止使用^[1]。因此, 寻找合适的替代物替换被禁用的制冷剂一直是近年来的研究热点。目前, 由 HFC 组成的混合工质及烷烃是公认的 CFCs 和 HCFCs 的主要替代物。其中的非共沸混合工质具有下面两方面的节能优势: 1) 非共沸混合工质相变时的温度滑移使得实现洛伦兹循环成为可能; 2) 非共沸混合工质的单位容积制冷(热)量随组成变化的规律使得实现空调系统制冷(热)量与室内负荷的匹配成为可能。这些特性可以提高系统 COP, 并实现空调系统容量的调节。变浓度容量调节空调系统正是充分利用了非共沸混合工质所具有的上述优点, 因而具有较大的节能潜力, 并可提高室内环境的舒适性, 引起了国内外研究者的极大兴趣。

变浓度空调系统混合工质的选择是实现上述优点的一个极为重要的方面, 选择合理与否, 直接关系到系统性能和混合工质浓度的调节范围, 因此近年来对此展开了许多研究。1981 年, Kruse 用混合工质对 R12/R114 和 R22/R114 在热泵系统中的应用进行了实验研究, 实验结果表明: 这些工质具有容量控制调节, 扩大应用场合等优点^[30]。1982 年, Copper 在环境温度低于设计工况的条件下, 以工质对 R13B1/R152a 进行了变浓度实验, 由 50/50 重量百分比变化到 70/30, 实验研究表明: 混合物组分浓度的合理变化能使热泵容量增加, 热泵应用范围扩大^[31]。1985 年, 联邦德国的 Gromoll 和 Gotbier 选用不同初始浓度的 R13B1/R152a、R22/R114、R22/R113 混合物进行了实验研究, 并与计算机模拟结果进行了比较, 指出系统的性能系数主要取决于混合物种类的选择及混合物的浓度, 以 COP 为代价, 标准温差越大, 调节的范围就越大^[32]。1988 年, 日本的吉田雄二提出了一种采用精馏塔来改变混合工质浓度的容量调节系统。该系统中初始充灌的工质为能提供最大负荷的 80%R22+20%R13B1, 实验结果表明: 采用储存有低沸点工质的分离器单体在同等负荷、压缩机输入功率、压力条件下, 当室外温度降低时, 可实现系统较高的 COP 值^[33]。1989 年, Vineyard 基于工质的泡点、稳定性、ODP、毒性几方面对几种纯工质进行了配比研究。得出混合工质 R32/R124、R32/R142b、R143a/R124、R143a/R142b、R143a/C318 在满足热泵变浓度调节方面有一定的潜力^[34]。1995 年天津大学的杨昭用 CSD 方程对替代 R22 的各种混合物进行变浓度制冷循环理论计算, 结果表明: 工质对 R22/R142b、R32/R124、R32/R134a 不仅具有较高的循环效率, 较大的容量调节范围, 而且有着理想的泡露点分布。以 R22 在标准工况下的单位容积制冷量为标准, 以上三种工质对的理论最大容量调节范围分别为 41.9~100%, 44.4~141%, 71.4~141%^[22]。1998 年天津大学的

邬志从环保角度出发,选出了 ODP 值等于零的 R143a/R227ea 和 R125/R227ea,并进行了试验研究^[35]。1999 年,韩国的 KIM 等采用 R32/R134a 为工质在热泵系统中进行了试验研究,表明工质的浓度可以从 39/61 变化到 65/35,且当 R32 的组分增加时,系统的制冷或制热量增大,同时系统的 COP 减小^[23]。2000 年,日本的 Michiyoshi Kusaka 等人采用 R407c 为工质,利用毛细管将冷凝器出来的高压液体进行中间节流,在中间压力处接入变浓度装置把 R407c {R32/R125/R134a(23/25/52wt%)} 的浓度配比改变到 6/14/80wt%,从而达到改变系统容量的目的,实验证实了采用该变浓度装置同常规规定转速压缩机系统比较,季节能耗比要提高 25%^[24]。2004 年浙江大学的陈斌等以 R32/R134a 为工质,在自行设计的实验台上进行了变浓度容量调节空气源热泵冬季工况的试验,结果表明,混合工质的质量浓度可以从 18/82%变化到 48/52%,此时系统的制热量增加,压缩机耗功量增大,系统 COP 下降,同时还发现随着混合物中低沸点组分的增加,压缩机的排气温度过高,系统的蒸发温度难以再下降等问题,限制了浓度调节的范围^[36]。上述情况表明,用于混合工质容量调节的工质基本上属于二元混合工质。

我们知道,添加合适的混合工质组元,可以改善混合工质的性质。为了扩大它的浓度调节范围,降低压缩机的排气温度,降低排气压力,使得它能替代 R22,我们可以通过在二元的基础上再加入一种工质组成三元混合工质来达到上述目的。

2.1 三元混合工质的选取

2.1.1 三元混合工质取代二元工质的比较

从替代 R22 的角度出发,必须选取 ODP 值等于零的工质。分析上面的二元工质对,发现只有 R32/R134a、R143a/C318、R143a/R227ea 和 R125/R227ea 符合 ODP 值为零的条件。通过数值计算,发现其中的 R32/R134a 和 R32/R227ea 是具有替代 R22 应用到变浓度热泵系统中并扩大热泵使用范围的潜力工质^[11]。但是,随着混合物中 R32 组分的增加,压缩机的排气温度上升很快,同时冷凝压力也会增加,这是由 R32 工质本身的热物性决定的。一方面,为了克服二元工质带来的不利因素,同时又尽可能保持 R32 单位容积制热量大的优点,我们可以考虑在其中加入沸点与 R32 接近,同时排气温度又较低的工质来降低压缩机的排气温度和排气压力。另一方面,如果加入的工质合适,还可以减小二元非共沸混合工质相变过程工质焓值的非线性变化,使得工质焓值与冷热源温度变化更加匹配,从而减小系统的不可逆损失,提高系统性能^[37]。

2.1.2 三元混合工质选取的基本原则

首先,组成三元混合工质的纯工质组分必须满足化学稳定性、ODP、GWP、

毒性以及可燃性各方面的要求。其次,根据替代 R22 应用于热泵的角度出发,混合物中必须至少有一种纯质的单位容积制(冷)热量比 R22 大,至少有一种纯质的单位容积制(冷)热量比 R22 小。最后,还必须考虑应用于变浓度空调系统中时组成混合工质分离的难易度、温度滑移量以及系统安全性等各方面的因素。

2.1.3 三元混合工质的初步选取

根据上述原则,我们从 HFCs、烷烃以及丙烷衍生物中初步选出了 R32、R143a、R125、R152a、R134a、R290、R600、R600a、R1270、R227ea、R236fa 等 11 种纯质。各纯质的性能比较如表 1 所示。然后由这些纯质组成三元混合工质。从表 1 中可以看出,只有 R32、R143a、R125 和 R1270 的单位容积制热量比 R22 大,因此混合物中必须含有至少其中的一种,特别是 R32,它的单位容积制热量比 R22 高了 61.5%,虽然它的压缩机排气温度较高,但是我们可以通过加入排气温度较低的 R143a、R125 或者 R290 来降低排气温度。然后,再选取单位容积制冷(热)量比 R22 小的 R134a、R152a、R227ea 或者 R236fa。这样,得到了 R32/R143a/R134a、R32/R125/R134a、R32/R1270/R134a、R32/R290/R134a、R32/R125/R152a、R32/R143a/R227ea、R32/R143a/R236fa、R32/R125/R227ea、R32/R125/R236fa、R32/R1270/R227ea、R32/R290/R236fa、R32/R125/R600a、R32/R125/R600 等 13 种三元混合工质。其中每一种工质都包含了 R32,确保了所选工质可以根据工况变化提供比 R22 大的制冷(热)量,有效扩大热泵的工作范围。

初步分析上面的 13 种工质,我们发现,由于 R290 和 R1270 与 HFCs 混合之后,存在着共沸点,从而导致蒸发压力和冷凝压力都有较大增加。当低沸点工质浓度增加时,冷凝压力有超出安全许可范围的危险,这和文献[38]的试验结果是相符合的。从另外一方面也可以看出,目前使用的混合制冷剂中包含有少量的烷烃类工质,基本上都只是为了提高混合工质与矿物油互溶性。考虑这些因素,就可以排除上面的 R32/R1270/R134a、R32/R290/R134a、R32/R1270/R227ea 和 R32/R290/R236fa 等 4 种工质。

2.1.4 变浓度循环性能数值模拟及分析

为了从数值上比较上述 9 种工质变浓度情况下的性能,从而选取最优的工质,我们根据一定的配比对变浓度热泵冬季供热循环性能进行了理论模拟计算。取统一工况如下:蒸发温度-10℃,冷凝温度 50℃,冷凝器出来的制冷剂被过冷至 46.1

表 2.1 所选工质蒸气压缩循环性能比较 (ARI 标准工况,以 R22 为比较基准)

| 参数 工质 | 标准沸点 ℃ | COP | 排气温度 K | 冷凝压力 MPa | 单位容积 制热量 | 耗功量 (W) | GWP [CO ₂ =1,0] | 安全 等级 |
|----------|-----------|-----|-----------|-------------|-------------|------------|-------------------------------|----------|
| | | | | | | | | |

| | | | | | (J/m ³) | | | |
|--------|--------|--------|--------|-------|---------------------|--------|------|----|
| R32 | -51.2 | 0.9548 | 391.34 | 3.47 | 1.6150 | 1.6960 | 580 | A2 |
| R125 | -48.45 | 0.8947 | 346.54 | 2.80 | 1.0769 | 1.2012 | 3200 | A1 |
| R1270 | -47.7 | 0.9728 | 359.83 | 2.25 | 1.0130 | 1.0437 | 3 | A3 |
| R143a | -47.6 | 0.9340 | 353.14 | 2.54 | 1.0582 | 1.1341 | 4400 | A2 |
| R290 | -42.07 | 0.9842 | 352.87 | 1.88 | 0.8395 | 0.8534 | 3 | A3 |
| R22 | -40.76 | 1 | 373.91 | 2.14 | 1 | 1 | 1700 | A1 |
| R134a | -26.1 | 1.016 | 353.48 | 1.47 | 0.6407 | 0.6249 | 1300 | A1 |
| R152a | -25.0 | 1.0477 | 364.96 | 1.31 | 0.6129 | 0.5813 | 140 | A2 |
| R227ea | -15.61 | 0.9876 | 333.53 | 1.02 | 0.4097 | 0.4094 | 3300 | A1 |
| R600a | -11.73 | 1.0543 | 342.3 | 0.76 | 0.3476 | 0.3262 | 3 | A3 |
| R236fa | -1.44 | 1.0298 | 337.99 | 0.66 | 0.2766 | 0.2663 | 8000 | A1 |
| R600 | -0.5 | 1.0784 | 343.46 | 0.556 | 0.2545 | 0.2324 | 3 | A3 |

℃，压缩机吸气口过热度为 11.1℃，滚动转子定转速压缩机的理论排气量为 23.2cm³/rev。制冷剂的热物性计算由 MATLAB 通过调用 REFPROP7.0^[39]数据库中的子函数来实现，调用过程中碰到有些二元工质对的相互作用系数没有给定数据，就一律取为零作为估计值进行计算。图 2.1~图 2.7 给出了模拟计算的结果，其中横坐标的意义如表 2.2 所示，纵坐标为各比较量。由于含有 R236fa 的工质单位容积制热量小，排气温度高，且 COP 值比其他混合物都小等缺点，为了减少数据量，图中没有给出它们的数据。同样的还有 R32/R125/R152a，它的高排气温度和低单位容积制冷（热）量，限制了它在变浓度热泵系统中的应用。为了便于比较，图

表 2.2 横坐标序号对应的浓度配比

| 序号 | 1 | 2 | 3 |
|-----------------|----------|----------|----------|
| 低/中/高沸点工质 (wt%) | 22/8/70 | 26/9/65 | 30/10/60 |
| 4 | 5 | 6 | 7 |
| 34/11/55 | 38/12/50 | 42/13/45 | 46/14/40 |

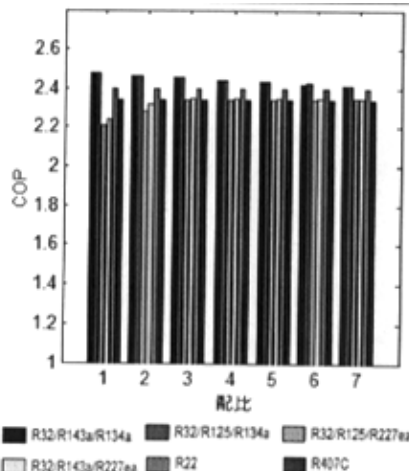


图 2.1 COP 随配比变化图

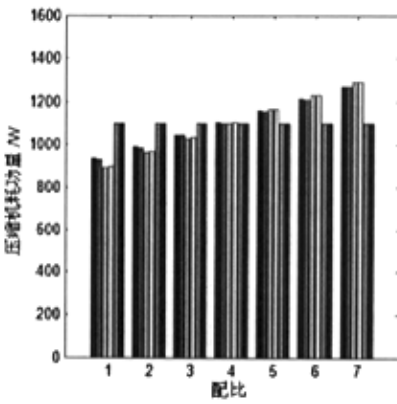


图 2.2 压缩机耗功随配比变化图

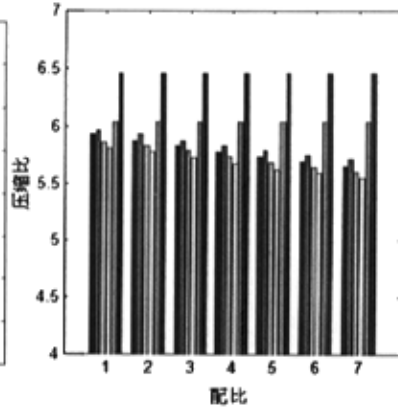


图 2.3 压缩比随配比变化图

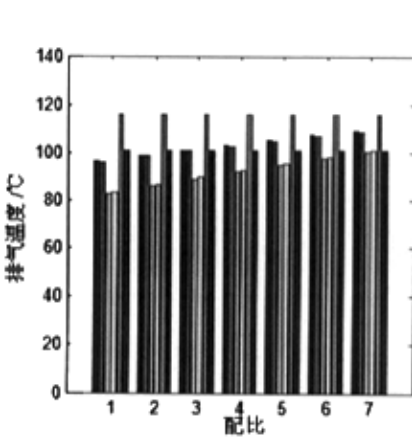


图 2.4 排气温度随配比变化图

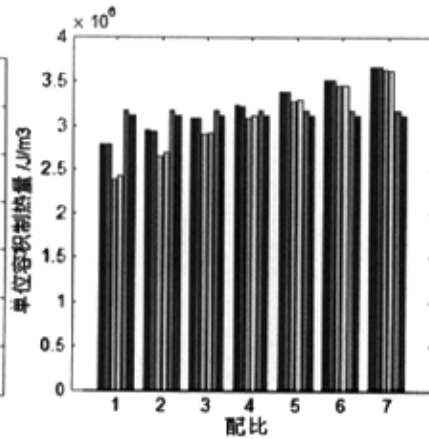


图 2.5 单位容积制冷量随配比变化图

中也给出了 R22 和 R407C 的模拟计算结果。

从图 2.1 可以看出,含 R134a 的混合物 COP 值随低沸点组分的增加略有减小,但比含 R227ea 混合物、R22 和 R407C 的 COP 值大。从图 2.2 中可以看到,随着低沸点组分的增加,混合工质的压缩机耗功量增长得比较快,并逐渐超过 R22 和 R407C 的耗功量。

由图 2.3 中看到,随着混合物中低沸点组分的增大,压缩比有减小的趋势,有利于提高压缩机的容积效率。

从图 2.4 可以看到,含有 R227ea 的混合物的排气温度普遍较低,例如 R32/R125/R227ea,当 R32 浓度为 46% 的时,排气温度比 R22 低了将近 9.2°C,而且此时系统的流量比 R22 高 19.8%,对于全封闭压缩机,它对电机线圈的冷却作用也是不可忽视的,同时,其单位容积制冷量比 R22 高了 17.08%,但是比 R32/R125/R134a 小(如图 2.5),同样还有 R32/R143a/R227ea。另外, R32/R143a/R134a 和 R32/R125/R134a 的排气温度比 R22 稍低,单位容积制冷量较大,是比较合理的选择。值得指出的是,计算结果表明,含有烷烃的混合物的单

位容积制热量都较大,比如 R32/ R1270/R134a 在 R32 浓度为 42%时,比 R22 大了 32.5%,同时它的排气温度比 R22 低 3.6℃,但是由于它的冷凝压力太高,已经超过了安全许可的范围。从图 2.6 中看到,随着混合物中低沸点组分的增加,蒸发压力呈增大趋势,因而压缩机吸气压力升高,吸气比容减小,单位容积制冷(热)量增大。图 2.7 反映了混合物冷凝压力随组分变化的情况,在给定的浓度范围内,含 R134a 的三元混合物比含 R227ea 的冷凝压力更低。

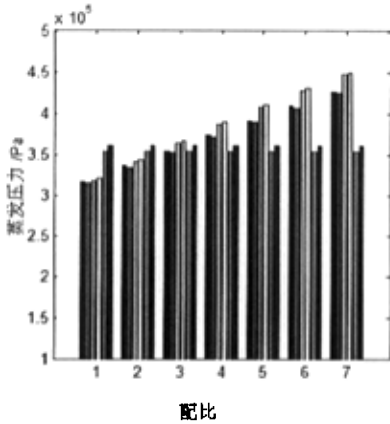


图 2.6 蒸发压力随配比变化图

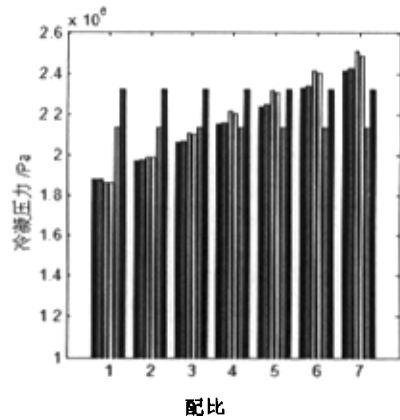


图 2.7 冷凝压力随配比变化图

综合分析以上各因素,我们选出了下列 4 种比较理想的三元混合工质: R32/R125/R227ea、R32/R143a/R227ea、R32/R143a/R134a 和 R32/R125/R134a 作为替代 R22 的可能替代物。它们可以在较大范围内实现变浓度容量调节的效果,从而扩大热泵运行的工况范围。

2.1.5 温度滑移及相对挥发度

混合工质分离的难易,是直接关系到浓度变化能否顺利进行的关键因素。一般来说,组成混合工质中各纯质的沸点相差越大,温度滑移量也就越大,混合物分离也就越容易^[7]。图 2.8 中列出了 4 种混合工质在压力为 0.35MPa 和 2.1MPa 时

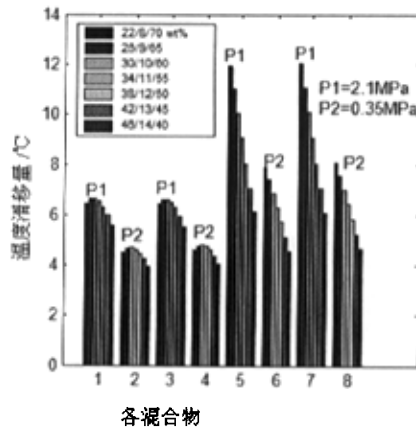


图 2.8 各混合物的温度滑移量

的温度滑移量。其中横坐标 1、2、3、4 分别代表 R32/R143a/R134a、R32/R125/R134a、

R32/R143a/R227ea 和 R32/R125/R227ea4 种混合物。从图中可以看到，在给定的浓度下，含有 R227ea 的混合物的温度滑移要大于含 R134a 的混合物。温度滑移量随着低沸点组分的增加而减少，且压力越低，其滑移量就越大，分离也就越容易。

分离的难易还可以借助于相对挥发度 χ 这个概念来直观的进行表示。

$$\chi = \frac{v_A}{v_B} = \frac{P_A/x_A}{P_B/x_B} \quad (1)$$

当工作压力不高时，气相遵循道尔顿分压定律，则上式可改写为：

$$\chi = \frac{P \cdot y_A/x_A}{P \cdot y_B/x_B} = \frac{y_A \cdot x_A}{y_B \cdot x_B} \quad (2)$$

式中， v_i 为第 i 种组分的挥发度， P_i 为该组分在蒸气中的分压力， x_i 为该组分在平衡液相中的摩尔分数， y_i 为该组分在平衡气相中的摩尔分数。

相对挥发度越大，表示两种组分越容易分离。R32/R134a 和 R32/R227ea 的相对挥发度如图 2.9、2.10 所示，从图中可以看出，压力越低，其相对挥发度越大。在相同压力下，R32/R227ea 的相对挥发度比 R32/R134a 的稍大，因此分离更越容易。这和图 2.8 的结论是相符的。

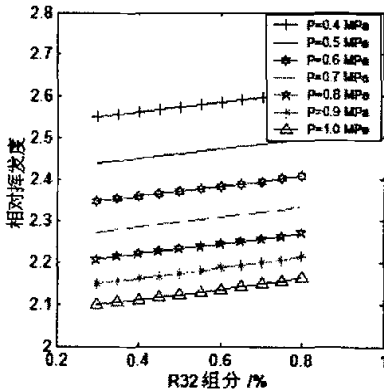


图 2.9 R32/R134a 相对挥发度随组分变化图

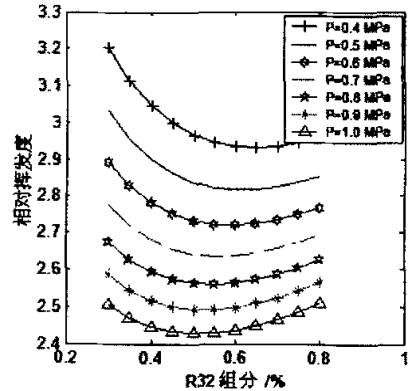


图 2.10 R32/R227ea 相对挥发度随组分变化图

相比二元混合工质，三元混合工质是在二元的基础上加入了少量标准沸点介于二者之间的第三种工质，因此必然影响它的分离效果。例如 R32/R125/R134a。虽然加入 R125 会减小 R32/R134a 的相对挥发度，但由于形成的三元混合物的温度滑移比较大（如图 2.8），因此，它的分离还是较容易实现的。

因此，结合混合物的相对挥发度和安全性方面考虑，同时考虑到目前 R407C 是 R22 的主要替代物，混合物 R32/R125/R134a 应该是首选，它具有更低的排气温度、COP 与比 R32/R125/R227ea 高、调节范围广和较易于分离等优点，同时我们有可能最大限度的抑制由 R32 带来的可燃性。然后是 R32/R125/R227ea，这是考

虑了它的排气温度比较低的缘故。最后是 R32/R143a/R227ea 和 R32/R143a/R134a, 它们都含有 2 种可燃的工质, 当其中的不可燃组分低于一定浓度时, 混合物就属于可燃制冷剂。

2.2 传统热泵与三元工质变浓度热泵运行特性的比较

变浓度空气源热泵相对于传统热泵的主要优势在于可以根据工况变化调节系统的容量, 使之与负荷相匹配, 从而节省了压缩机耗电和冬季环境温度较低时需要电加热提供额外热量的能量。

图 2.11 模拟了选定热泵的冬季热负荷曲线, 其中的室内负荷仅仅考虑了最简单的房间维护结构, 因而是一个估计值。室内热负荷随着室外环境温度的降低而急剧增大。采用 R22 和 R407c 为工质的热泵冬季供热曲线如图中所示, 两者几乎重合在一起。当室外环境温度低于平衡点 A 的温度时, 热泵将无法提供足够的热量, 为了满足热负荷需求, 就不得不通过外部热源补给; 当环境温度高于平衡点 A 的温度时, R22 热泵系统就会产生过量的热量。因此传统 R22 热泵与热负荷是不匹配的。

相反, 采用本文所选取的四种混合工质的变浓度容量调节热泵系统, 它的供热量就可以沿着热负荷线从 C 点变化到 B 点 (四条曲线几乎重合, B 点和 C 点的实际位置可根据试验确定)。很明显, 从 C 到 B 的过程, 随着室外环境的变化, 系统供热量与负荷相匹配, 从而不但提高了室内环境的舒适性, 而且节约了从 A 到 B 点的压缩机耗电, 具有明显的节能效果。只要系统的条件允许, C 点可以通过增加低沸点组分继续沿着负荷线往上移, 直至不需要外界热源提供热量为止, 从而大大提高了热泵系统的性能, 扩大了热泵的应用范围。因此, 与使用 R22 或定浓度 R407C 的传统热泵相比, 变浓度热泵系统具有明显的节能和提高环境舒适性的优势。

非共沸混合工质变浓度热泵系统只需要在传统热泵的基础上加一个变浓度装置, 然后通过自动控制就可以实现混合物浓度的自动调节, 达到传统热泵无法达到的节能和室内环境的舒适效果, 因此是一种成本不高又有前途的装置。

2.3 结论与讨论

本章在简单回顾国内外学者对于变浓度空调系统的工质选择及其试验结果的基础上, 根据上面的数值计算和分析, 得出了下面主要结论:

1)、首次系统提出了在变浓度空气源热泵系统中使用三元混合工质的概念, 并分析了它代替二元混合工质的优势。

2)、通过数值计算选出了四种三元非共沸混合工质: R32/R125/R227ea、R32/R143a/R227ea、R32/R143a/R134a 和 R32/R125/R134a, 可以作为 R22 的替代物应用于变浓度热泵系统中。然后定性分析了用变浓度装置将它们分离的难易程度及与目前系统的兼容性。结果表明 R32/R125/R134a 是首选工质。

3)、将使用三元非共沸混合工质的变浓度热泵与传统热泵进行了冬季供热性能与负荷匹配的比较,发现它具有传统热泵所不具有的巨大节能潜力,并可以提高室内的室内环境的舒适性。

将三元非共沸混合工质应用于变浓度空气源热泵系统,也存在着不利因素。其一,使得混合物的分离相对于二元混合工质变的更加困难,但是如果合理的选择工质,这是可以克服的;其二,非共沸混合工质的传热传质阻力以及传统蒸发器、冷凝器的设计使得非共沸混合工质本身的优势难以得到充分发挥,需要我们设计新型的换热器来利用非共沸混合工质的优点,以此提高来提高系统性能;其三,使得变浓度装置的控制变的更加复杂。

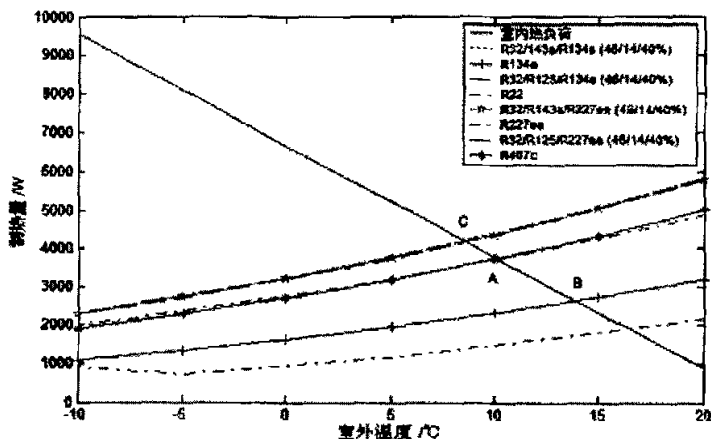


图 2.11 制热量随室外温度变化图

第三章 混合工质分离的理论分析^[40]

本章分析了简单分馏和精馏分离变浓度装置的分​​离原理并进行了比较，然后分析了变浓度装置中储液量随着系统浓度的变化而变化的规律。本章内容有助于更深入的理解混合工质变浓度的调节理论及其规律。

3.1 两种分离系统的原理分析

3.1.1 简单分馏系统

简单分馏系统是早期研究变浓度容量调节系统中常用的一种系统，它由一个或多个储液罐组合而成。其特点是结构简单，但是浓度的变化的范围有限，不能在较大范围内实现浓度和容量的调节。图 3.1 为带储液罐的简单分馏制冷系统图。由于储液罐与外界只有少量的漏热，因此可以认定储液罐内的两相制冷剂处于近视的热平衡状态。图 3.2 为非共沸混合工质 R32/R134a 的温度—摩尔分数图。由于储液罐内的制冷剂处于热平衡状态，所以，离开储液罐的制冷剂气体和留在罐内的制冷剂液体必然位于同一水平线上。换句话说，单个储液罐系统所能够改变系统运行浓度的能力不会超过一个简单的相平衡过程。当制冷系统在某个运行浓度下运行时，理想的浓度变化范围在上下两条平行线之间，如图 3-2 所示。系统

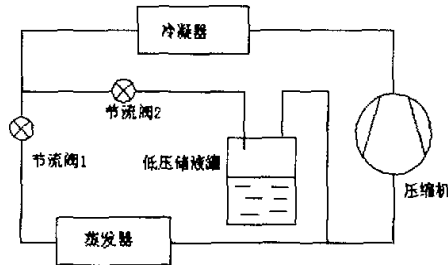


图 3.1 带储液罐的简单分馏制冷系统图

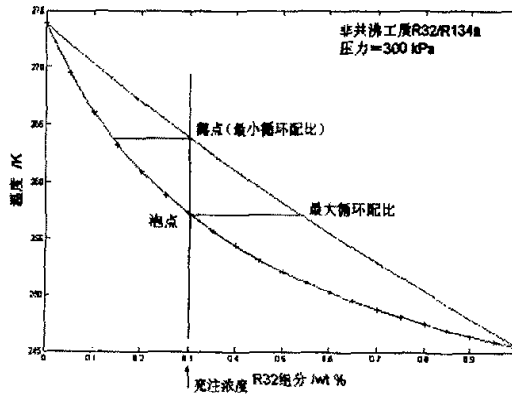


图 3.2 R32/R134a 的温度—摩尔分数图

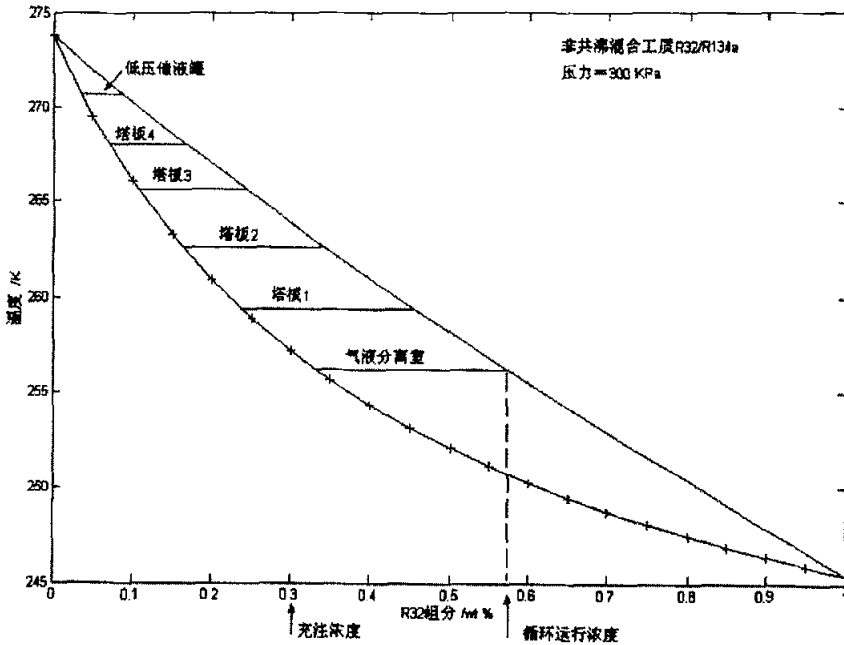


图 3.4 理想板式塔的精馏柱操作过程

了精馏分离系统。

图 3.4 描述了理想板式塔的精馏柱操作过程。图中将气液分离室和低压储液罐的气液分离效果作为制冷剂进入和离开精馏柱的边界条件。为了表述更为形象方便，图中假定精馏柱中有四块理论板。

3.2 两种分离装置中混合工质质量迁移分析

3.2.1 基本关系

对比上述两种不同的分离系统，我们发现，精馏分离系统有获得接近纯质的高沸点制冷剂并储存在低压储液罐中和获得更大非共沸混合工质组分迁移地能力。我们可以根据质量守恒定律和组分守恒定律来定量的描述这种迁移关系。

设 M_{sl} 为储存在低压储液罐中的制冷剂液体质量， M_T 为总的制冷剂充注量， X_c 为系统循环组分， X_{ic} 为系统充注浓度， X_{sl} 为储液罐中制冷剂液体的浓度。

对于二元混合工质 R32/R134a，根据质量守恒定律，有

$$M_T X_c = M_{sl} X_{sl} + (M_T - M_{sl}) X_{ic} \quad (1)$$

整理得：

$$\frac{M_{sl}}{M_T} = \frac{X_c - X_{ic}}{X_c - X_{sl}} \quad (2)$$

无论是简单分馏还是精馏分离系统, M_T 和 X_{ic} 都是已知量, M_{sl} 可以根据实际情况假定; 在简单分馏系统中, X_C 和 X_{sl} 是如图 3-2 中所示的水平线的两个端点, 在精馏分离系统中, X_C 和 X_{sl} 是两个独立的量。

对于三元混合工质 R32/R125/R134a, 根据质量守恒定律, 有

$$M_T X_{icA} = M_{sl} X_{slA} + (M_T - M_{sl}) X_{cA} \quad (3)$$

$$M_T X_{icB} = M_{sl} X_{slB} + (M_T - M_{sl}) X_{cB} \quad (4)$$

$$M_T (1 - X_{icA} - X_{icB}) = M_{sl} (1 - X_{slA} - X_{slB}) + (M_T - M_{sl})(1 - X_{cA} - X_{cB}) \quad (5)$$

经过整理得:

$$\frac{M_{sl}}{M_T} = \frac{X_{cA} - X_{icA}}{X_{cA} - X_{slA}} \quad (6)$$

$$\frac{M_{sl}}{M_T} = \frac{X_{cB} - X_{icB}}{X_{cB} - X_{slB}} \quad (7)$$

$$\frac{M_{sl}}{M_T} = \frac{X_{cC} - (1 - X_{icA} - X_{icB})}{X_{cC} - (1 - X_{slA} - X_{slB})} \quad (8)$$

其中, A、B、C 分别表示 R32、R125 和 R134a。其余符号意义与二元混合工质公式相同。

3.2.2 结果及分析

如图 3.5 所示为二元混合工质 R32/R134a 以充注质量浓度 30/70% 时储液罐中液体制冷剂质量与充注量质量之比随着循环浓度的变化图。其中, 横坐标为 R32 的质量百分比, 纵坐标为质量比。从图中可知, 对于简单分馏系统和精馏分离系统, 随着运行组分中低沸点组分的增加, 储液罐中制冷剂的质量也呈增加趋势。但是在给定的质量比的情况下, 精馏分离系统能够得到低沸点制冷剂 R32 浓度更高的循环组分。也就是说, 两个不同系统下得到相同的循环浓度, 精馏系统所需的存储量更少。

当运行浓度 $X_C = 0.3$ 时, M_{sl} 等于零, 即低压储液罐中没有储液量, 此时系统以充注浓度运行。对于简单分馏系统, 当运行浓度 $X_C = 0.515$ 时, $M_{sl} = M_T$, 即制冷系统中的所有制冷剂都集中到储液罐中, 这在实际制冷系统中是不可能的。对于精馏系统而言, 当 $X_C = 0.93$ 时, $M_{sl}/M_T = 0.7$, 即此时系统充注量有

超过一半以液体形式积存在低压储液罐中。

对于二元混合工质，我们将(2)式重新编排，得

$$X_c = \frac{X_{ic} - \left[\frac{M_{sl}}{M_T} \right] X_{sl}}{1 - \frac{M_{sl}}{M_T}} \quad (9)$$

从上式可以看到，系统循环组分 X_c 取决于系统充注浓度 X_{ic} ，系统充注量 M_T ，储液罐中制冷剂液体的浓度 X_{sl} 和储存在低压储液罐中的制冷剂液体质量 M_{sl} 。对于一个给定的系统， X_{sl} 和 M_{sl} 取决于运行的工况和进入精馏柱前的节流阀的开度。对于三元工质也有类似分析。

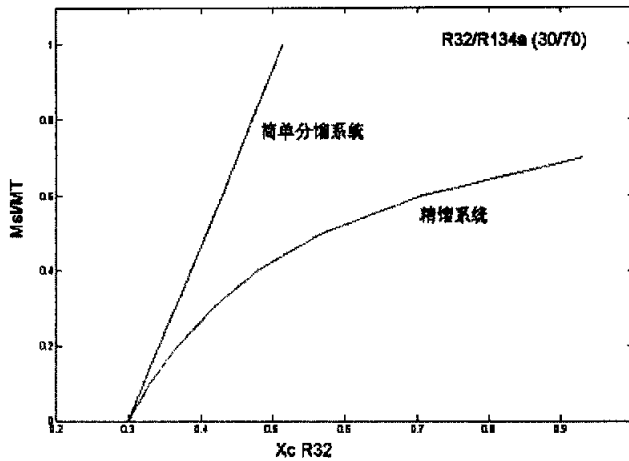


图 3.5 二元混合物质量迁移分析

图 3.6 所示为三元混合工质 R32/R125/R134a 以充注质量浓度 23/25/52% 时储液罐中液体制冷剂质量与充注量质量之比随着循环浓度的变化图。相对于 R134a 而言，R32 和 R125 沸点接近，是低沸点工质，在精馏分离过程中比例基本保存不变，因此可以看成一种低沸点工质，而 R134a 是高沸点工质，这样既避免了用三维图形，又不会影响到分析的定性结果。其中横坐标为 R32+R125 的质量百分比，纵坐标为质量比。从图中可知，对于简单分馏系统和精馏分离系统，随着运行组分中低沸点组分的增加，储液罐中制冷剂的质量也呈增加趋势。但是在给定的质量比的情况下，精馏分离系统能够得到低沸点制冷剂 R32+R125 浓度更高的循环组分。也就是说，两个不同系统下得到相同的循环浓度，精馏系统所需的存储量更少。

当运行浓度 $X_c = 0.48$ 时， M_{sl} 等于零，即低压储液罐中没有储液量，此时

系统以充注浓度运行。对于简单分馏系统，当运行浓度 $X_C = 0.69$ 时， $M_{sl} = M_T$ ，即制冷系统中的所有制冷剂都集中到储液罐中，这在实际制冷系统中是不可能的。对于精馏系统而言，当 $X_C = 0.93$ 时， $M_{sl}/M_T = 0.5$ ，即此时系统充注量有一半以液体形式积存在低压储液罐中，比二元混合工质 R32/R134a 所需要的存储量少。

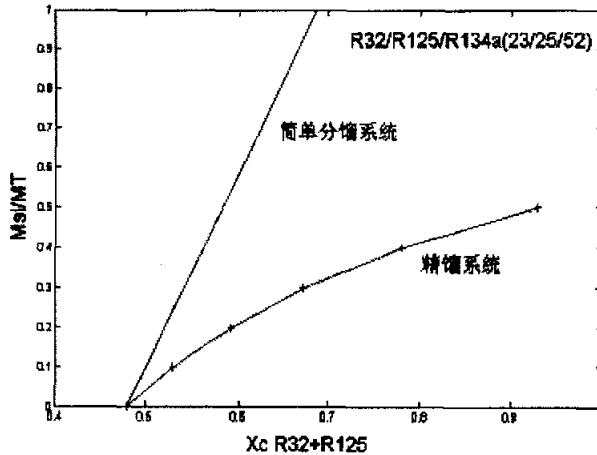


图 3.6 三元混合物质量迁移分析

3.3 本章总结

通过上述分析，我们可以得到下列结论：

(1)、描述了非共沸混合工质的简单分馏和精馏分离原理并进行了比较，可以说简单分馏只是精馏分离的一种特殊情况。精馏分离可以不受热平衡条件的限制来更大程度的分离混合工质，其改变混合工质组分配比的能力比简单分馏系统大很多。以等效的板式精馏代替填充式精馏进行了定性分析。

(2)、对简单分馏和精馏分离两种分离装置中混合工质质量迁移特性进行了分析，得到了 M_{sl}/M_T 的与系统浓度的基本关系式。

(3)、进行了混合工质 R32/R134a 和 R32/R125/R134a 在两种分离装置中的图解分析。在给定的 M_{sl}/M_T 比的情况下，精馏分离系统能够得到低沸点制冷剂浓度更高的循环组分。也就是说，两个不同系统下得到相同的循环浓度，精馏系统所需的存储量更少。

(4)、三元混合工质 R32/R125/R134a 比二元混合工质 R32/R134a 所需要的制冷剂液体储存量更少。

第四章 系统运行性能及特性分析

根据前期的研究,我们发现压缩机气体的排气温度过高,使混合工质 R32/R134a 中 R32 的质量百分比浓度只能增大到 47%,而且此时系统的供热量并没有比同工况下的 R22 系统有明显增加^[96]。因此,如何有效的降低压缩机气体的排气温度,成为能否达到本课题预期目的的关键。

通常,可以通过以下三种方法降低压缩机气体的排气温度。第一,通过改善和优化系统结构参数,使得系统的排气温度降低。如增强制冷剂与第二换热流体的换热效果、减小系统管路的压力和热损失等;第二,采用新的制冷剂混合物或在原来的二元混合物 R32/R134a 中加入一种能降低系统排气温度的制冷剂元从而形成新的三元混合物,关于三元混合物在变浓度容量调节热泵系统中的应用已在第二章中有了详细的阐述,本章将把研究重点放在二元和三元混合物在变浓度容量热泵系统中的性能研究上;第三,在压缩机运转过程中注入液体或气液两相制冷剂来冷却压缩机气缸和电机,从而有效的降低压缩机气体的排气温度。

上述三种方法都能降低压缩机气体的排气温度,只是程度上有所差异。其中第一种和第三种方法经常互相结合,用于低温空气源热泵系统中。本章将主要介绍第二种和第三种方法在本课题中的应用。

4.1 结构参数对排气温度的影响

系统的结构参数对排气温度的影响主要体现在冷凝器、蒸发器及系统管路上。风冷热泵冬季环境温度较低情况下制热时,如果冷凝器中制冷剂与第二流体的换热效果好,则可以降低冷凝压力,减小压比,因此制冷剂流量增大,排气温度降低。同时,如果蒸发器中制冷剂与第二流体的换热效果好,则可以增大蒸发压力,在减小压比的同时,增大了压缩机的吸气比容,制冷剂流量增大,排气温度降低。同时,减小蒸发器的压力损失对于降低排气温度也很有裨益。因此,我们有必要采取措施来增强制冷剂与第二流体间的换热,同时尽可能的减小换热器的压力损失。

同理,我们也可以分析蒸发器后压缩机前管路的热损失和压力损失对排气温度的影响。尽可能的减小这些损失对有效减小排气温度是很有益处的。

压缩机的吸气压力损失同样对降低排气温度不利。我们可以通过采用滚动转子或涡旋式压缩机来减小这种损失。

4.2 二元和三元混合工质的运行性能比较与分析

在这部分，我们将根据第二章所选出的最佳三元混合工质混合物 R32/R125/R134a 和 R32/R134a 及 R22 和 R407C 系统进行理论的运行性能分析及比较，从而得到在本系统中应用三元混合物的优点。

4.2.1 比较方法

为了比较的方便，我们选定以空调标准工况为变浓度的起始点（即空调工况的平衡点），然后随着蒸发温度的降低，逐渐增加混合物中的低沸点组分，以此来遏制系统制热量的减少，直至蒸发温度降的足够低。比较的基准可以是以压缩机吸气压力不变为信号[36]。具体的实现方法是先根据循环基本模型计算出制冷剂混合物在不同混合比时各个工况下的系统性能，然后再根据所得数据作为神经网络模型的训练和测试数据，然后用得到的神经网络模型来预测不变吸气压力变浓度热泵系统制热工况下的系统性能，最后得到结果。

考虑到二元混合物 R32/R134a 在低温工况下的排气温度比较高，限制了变浓度热泵系统的应用范围，根据第三章筛选出三元混合物 R32/R125/R134a 作为变浓度系统的工质，并与 R32/R134a 的系统性能进行了比较，其中的 R32 和 R125 的标准沸点分别是 -51.2°C 和 -48.45°C ，相对于 R134a 标准沸点 -26.1°C 而言，属于低沸点工质。实验结果表明^[24]，在精馏分离过程中，可以把 R32 和 R125 看成一种物质，R134a 为另一种物质，分离结束后，低沸点中 R32 和 R125 的组分配比与未分离前基本一致。

4.2.2 基本模型

模型只考虑压比对压缩机指示效率和容积效率的影响，忽略换热器的传热传质损失、节流阀损失、制冷剂的传输特性等因素。其中各部件的模型为^[42]：

(1)、压缩机

指示效率：

$$\eta = \frac{\lambda_p \lambda_v}{1 + \frac{1.5(\Delta p_{sm} + \Delta p_{dm} \varepsilon^{-\frac{1}{k}})}{(h_2 - h_1) / v_1}} \quad (1)$$

压缩机出口比焓：

$$h_{22} = h_1 + \left(\frac{h_2 - h_1}{\eta} \right) \quad (2)$$

压缩机出口温度：

$$T_2 = f(P_c, h_{22}) \quad (3)$$

$$\text{输气系数: } \lambda = \lambda_v \lambda_p \lambda_r \lambda_l = (1 - c \left\{ \varepsilon^{\frac{1}{k}} - 1 \right\}) 0.88 \cdot 0.9 \quad (4)$$

$$\text{实际输气量: } V_s = \lambda 60nV_g \quad (5)$$

$$\text{制冷剂流量: } m = \frac{V_s / v_1}{3600} \quad (6)$$

(2)、换热器

$$Q = m(h_{out} - h_{in}) \quad (7)$$

(3)、节流阀

$$h_{out} = h_{in} \quad (8)$$

其中, Δp_{sm} 、 Δp_{dm} 为吸、排气阀平均压力降 (Pa), ε 为压力比; h_1 为压缩机的吸气口制冷剂比焓, h_2 为压缩机的理论出口制冷剂的比焓 (kJ/kg); P_c 为冷凝压力 (Pa); v_1 为压缩机的吸气比容 (m^3/kg); V_g 为压缩机的理论输气量, 给定 为 $23.2\text{cm}^3/\text{转}$; n 为压缩机转速 (转/min); c 为相对余隙容积, k 为制冷剂的绝热指数; λ_v 为压缩机的容积效率, λ_p 为压力损失系数, λ_r 为温度系数, λ_l 为泄漏系数; h_{in} 和 h_{out} 分别表示对应部件的进出口比焓。

4.2.3 常规热泵的性能模拟

首先, 我们进行了混合工质常规热泵系统在不同浓度在不同蒸发温度下的稳态模拟计算, 为变浓度容量调节热泵系统以吸气压力为控制信号的系统性能的模拟打下基础。

取统一工况如下: 假设蒸发温度与进风温度温差为 5°C , 蒸发温度从 2°C 到 -18°C , 冷凝温度 50°C , 冷凝器出来的制冷剂被过冷至 46.1°C , 压缩机吸气口过热度为 11.1°C , 滚动转子定转速压缩机的理论排气量为 $23.2\text{cm}^3/\text{rev}$ 。制冷剂的热物性计算由 MATLAB 通过调用 REFPROP7.0^[39] 数据库中的子函数来实现, 调用过程中碰到有些二元工质对的相互作用系数没有给定数据, 就一律取为零作为估计值进行计算。计算结果如表 4.1、4.2、4.3 所示。

表 4.1 R32/R134a 常规模拟计算结果

| 蒸发温度/ $^\circ\text{C}$ | COP | W/W | T222/K | Q0 kJ/m ³ | Pc2/Pa | Pc2/Pa | R134a | R32 |
|---------------------------|--------|-----------|----------|----------------------|--------|---------|-------|------|
| 2 | 3.0641 | 1220.0473 | 361.1831 | 4.387129 | 524000 | 2030000 | 0.66 | 0.34 |

| | | | | | | | | |
|-----|--------|-----------|----------|----------|--------|---------|------|------|
| 2 | 3.035 | 1351.3174 | 365.3345 | 4.808182 | 578000 | 2220000 | 0.56 | 0.44 |
| 2 | 3.0098 | 1479.217 | 369.1296 | 5.214672 | 630000 | 2400000 | 0.46 | 0.54 |
| 2 | 2.9936 | 1604.8845 | 372.5202 | 5.621355 | 682000 | 2570000 | 0.36 | 0.64 |
| 2 | 2.98 | 1726.6552 | 375.6176 | 6.014492 | 732000 | 2730000 | 0.26 | 0.74 |
| -2 | 2.8392 | 1164.2447 | 363.9999 | 3.90375 | 458000 | 2030000 | 0.66 | 0.34 |
| -2 | 2.8144 | 1292.0998 | 368.5739 | 4.289248 | 506000 | 2220000 | 0.56 | 0.44 |
| -2 | 2.7921 | 1416.7808 | 372.8046 | 4.660263 | 552000 | 2400000 | 0.46 | 0.54 |
| -2 | 2.7721 | 1538.0978 | 376.7355 | 5.017539 | 596000 | 2570000 | 0.36 | 0.64 |
| -2 | 2.7639 | 1659.294 | 380.1751 | 5.389554 | 642000 | 2730000 | 0.26 | 0.74 |
| -4 | 2.7332 | 1131.8251 | 365.5329 | 3.667112 | 426000 | 2030000 | 0.66 | 0.34 |
| -4 | 2.7133 | 1258.5315 | 370.2853 | 4.04165 | 472000 | 2220000 | 0.56 | 0.44 |
| -4 | 2.6945 | 1382.0877 | 374.6983 | 4.401553 | 516000 | 2400000 | 0.46 | 0.54 |
| -4 | 2.6772 | 1502.3184 | 378.8161 | 4.747568 | 558000 | 2570000 | 0.36 | 0.64 |
| -4 | 2.6661 | 1620.972 | 382.5487 | 5.094292 | 600000 | 2730000 | 0.26 | 0.74 |
| -6 | 2.6419 | 1100.2586 | 366.9836 | 3.458614 | 398000 | 2030000 | 0.66 | 0.34 |
| -6 | 2.6196 | 1223.282 | 372.0255 | 3.80686 | 440000 | 2220000 | 0.56 | 0.44 |
| -6 | 2.5985 | 1343.2619 | 376.7435 | 4.140746 | 480000 | 2400000 | 0.46 | 0.54 |
| -6 | 2.5838 | 1462.2586 | 381.0587 | 4.475324 | 520000 | 2570000 | 0.36 | 0.64 |
| -6 | 2.5746 | 1579.9388 | 384.9856 | 4.81059 | 560000 | 2730000 | 0.26 | 0.74 |
| -8 | 2.5515 | 1065.4473 | 368.5532 | 3.248595 | 370000 | 2030000 | 0.66 | 0.34 |
| -8 | 2.5327 | 1186.739 | 373.7894 | 3.585002 | 410000 | 2220000 | 0.56 | 0.44 |
| -8 | 2.5142 | 1304.983 | 378.7089 | 3.906941 | 448000 | 2400000 | 0.46 | 0.54 |
| -8 | 2.5014 | 1422.4812 | 383.2237 | 4.229581 | 486000 | 2570000 | 0.36 | 0.64 |
| -8 | 2.4888 | 1536.5053 | 387.485 | 4.538544 | 522000 | 2730000 | 0.26 | 0.74 |
| -10 | 2.4684 | 1029.9634 | 370.1348 | 3.052041 | 344000 | 2030000 | 0.66 | 0.34 |
| -10 | 2.4467 | 1146.5108 | 375.7028 | 3.361243 | 380000 | 2220000 | 0.56 | 0.44 |
| -10 | 2.4307 | 1262.8423 | 380.8359 | 3.671043 | 416000 | 2400000 | 0.46 | 0.54 |
| -10 | 2.4197 | 1378.6625 | 385.5625 | 3.981559 | 452000 | 2570000 | 0.36 | 0.64 |
| -10 | 2.4128 | 1493.649 | 389.8972 | 4.2928 | 488000 | 2730000 | 0.26 | 0.74 |
| -12 | 2.3858 | 991.1566 | 371.8566 | 2.853816 | 318000 | 2030000 | 0.66 | 0.34 |
| -12 | 2.3726 | 1108.3973 | 377.5024 | 3.165591 | 354000 | 2220000 | 0.56 | 0.44 |
| -12 | 2.3582 | 1222.5212 | 382.8512 | 3.462713 | 388000 | 2400000 | 0.46 | 0.54 |
| -12 | 2.3434 | 1333.4002 | 387.9482 | 3.745796 | 420000 | 2570000 | 0.36 | 0.64 |
| -12 | 2.3374 | 1446.6872 | 392.5019 | 4.044599 | 454000 | 2730000 | 0.26 | 0.74 |
| -15 | 2.278 | 934.845 | 374.3638 | 2.591702 | 284000 | 2030000 | 0.66 | 0.34 |
| -15 | 2.2647 | 1046.6765 | 380.4161 | 2.876338 | 316000 | 2220000 | 0.56 | 0.44 |
| -15 | 2.2498 | 1155.3524 | 386.1977 | 3.146381 | 346000 | 2400000 | 0.46 | 0.54 |
| -15 | 2.239 | 1264.1088 | 391.5781 | 3.417421 | 376000 | 2570000 | 0.36 | 0.64 |
| -15 | 2.2316 | 1372.6563 | 396.5697 | 3.689444 | 406000 | 2730000 | 0.26 | 0.74 |
| -18 | 2.1828 | 879.2521 | 376.8743 | 2.357243 | 254000 | 2030000 | 0.66 | 0.34 |
| -18 | 2.168 | 984.6333 | 383.3756 | 2.613673 | 282000 | 2220000 | 0.56 | 0.44 |
| -18 | 2.1517 | 1086.7833 | 389.6388 | 2.85557 | 308000 | 2400000 | 0.46 | 0.54 |
| -18 | 2.1441 | 1193.1295 | 395.3105 | 3.114007 | 336000 | 2570000 | 0.36 | 0.64 |

| | | | | | | | | |
|-----|--------|-----------|----------|----------|--------|---------|------|------|
| -18 | 2.1348 | 1295.8233 | 400.7934 | 3.358222 | 362000 | 2730000 | 0.26 | 0.74 |
|-----|--------|-----------|----------|----------|--------|---------|------|------|

表 4.2 R32/R125/R134a 常规模拟计算结果

| 蒸发温度 /°C | COP | W/W | T222/K | Q0/kJ/m ³ | Pe2/Pa | Pe2/Pa | R134a | R125 | R32 |
|-------------|--------|-----------|----------|----------------------|--------|---------|-------|------|------|
| 2 | 3.0107 | 1253.4538 | 355.7737 | 4.429893 | 550000 | 2110000 | 0.52 | 0.23 | 0.25 |
| 2 | 2.9771 | 1364.0019 | 357.3252 | 4.763267 | 600000 | 2280000 | 0.42 | 0.28 | 0.3 |
| 2 | 2.947 | 1482.1942 | 358.6882 | 5.119977 | 654000 | 2460000 | 0.32 | 0.33 | 0.35 |
| 2 | 2.9204 | 1602.6636 | 359.6688 | 5.481895 | 710000 | 2640000 | 0.22 | 0.38 | 0.4 |
| 2 | 2.8961 | 1730.7438 | 360.4266 | 5.866233 | 770000 | 2830000 | 0.12 | 0.43 | 0.45 |
| -2 | 2.7844 | 1194.7593 | 358.0828 | 3.93053 | 480000 | 2110000 | 0.52 | 0.23 | 0.25 |
| -2 | 2.7595 | 1303.6093 | 359.7513 | 4.245671 | 526000 | 2280000 | 0.42 | 0.28 | 0.3 |
| -2 | 2.7273 | 1416.7757 | 361.3505 | 4.557051 | 572000 | 2460000 | 0.32 | 0.33 | 0.35 |
| -2 | 2.7041 | 1534.5231 | 362.483 | 4.888951 | 622000 | 2640000 | 0.22 | 0.38 | 0.4 |
| -2 | 2.6836 | 1660.2108 | 363.366 | 5.244112 | 676000 | 2830000 | 0.12 | 0.43 | 0.45 |
| -4 | 2.684 | 1162.6909 | 359.2675 | 3.700459 | 448000 | 2110000 | 0.52 | 0.23 | 0.25 |
| -4 | 2.6568 | 1268.4191 | 361.0725 | 3.991829 | 490000 | 2280000 | 0.42 | 0.28 | 0.3 |
| -4 | 2.6338 | 1382.3399 | 362.6556 | 4.307864 | 536000 | 2460000 | 0.32 | 0.33 | 0.35 |
| -4 | 2.6089 | 1497.2105 | 363.9105 | 4.617118 | 582000 | 2640000 | 0.22 | 0.38 | 0.4 |
| -4 | 2.5874 | 1620.2751 | 364.8998 | 4.950355 | 632000 | 2830000 | 0.12 | 0.43 | 0.45 |
| -6 | 2.5912 | 1129.3084 | 360.468 | 3.483534 | 418000 | 2110000 | 0.52 | 0.23 | 0.25 |
| -6 | 2.567 | 1233.594 | 362.3413 | 3.764841 | 458000 | 2280000 | 0.42 | 0.28 | 0.3 |
| -6 | 2.5418 | 1344.0331 | 364.0618 | 4.057173 | 500000 | 2460000 | 0.32 | 0.33 | 0.35 |
| -6 | 2.5199 | 1457.6922 | 365.3708 | 4.357268 | 544000 | 2640000 | 0.22 | 0.38 | 0.4 |
| -6 | 2.4972 | 1577.5875 | 366.478 | 4.668124 | 590000 | 2830000 | 0.12 | 0.43 | 0.45 |
| -8 | 2.4996 | 1092.4398 | 361.7701 | 3.26524 | 388000 | 2110000 | 0.52 | 0.23 | 0.25 |
| -8 | 2.4783 | 1195.1487 | 363.7137 | 3.536397 | 426000 | 2280000 | 0.42 | 0.28 | 0.3 |
| -8 | 2.456 | 1304.006 | 365.4977 | 3.818833 | 466000 | 2460000 | 0.32 | 0.33 | 0.35 |
| -8 | 2.4368 | 1416.2948 | 366.8627 | 4.109447 | 508000 | 2640000 | 0.22 | 0.38 | 0.4 |
| -8 | 2.4167 | 1534.8052 | 368.017 | 4.41102 | 552000 | 2830000 | 0.12 | 0.43 | 0.45 |
| -10 | 2.421 | 1057.4235 | 362.9946 | 3.074787 | 362000 | 2110000 | 0.52 | 0.23 | 0.25 |
| -10 | 2.3959 | 1155.5342 | 365.11 | 3.320725 | 396000 | 2280000 | 0.42 | 0.28 | 0.3 |
| -10 | 2.3762 | 1262.6249 | 366.9604 | 3.59292 | 434000 | 2460000 | 0.32 | 0.33 | 0.35 |
| -10 | 2.3546 | 1370.7166 | 368.4773 | 3.859801 | 472000 | 2640000 | 0.22 | 0.38 | 0.4 |
| -10 | 2.3371 | 1487.7371 | 369.6785 | 4.152023 | 514000 | 2830000 | 0.12 | 0.43 | 0.45 |
| -12 | 2.3428 | 1019.309 | 364.3234 | 2.882999 | 336000 | 2110000 | 0.52 | 0.23 | 0.25 |
| -12 | 2.3196 | 1115.1625 | 366.5255 | 3.117933 | 368000 | 2280000 | 0.42 | 0.28 | 0.3 |
| -12 | 2.3018 | 1220.2787 | 368.446 | 3.379535 | 404000 | 2460000 | 0.32 | 0.33 | 0.35 |
| -12 | 2.2821 | 1326.387 | 370.0327 | 3.636157 | 440000 | 2640000 | 0.22 | 0.38 | 0.4 |
| -12 | 2.2665 | 1441.6827 | 371.2856 | 3.918476 | 480000 | 2830000 | 0.12 | 0.43 | 0.45 |
| -15 | 2.235 | 960.8791 | 366.3707 | 2.614896 | 300000 | 2110000 | 0.52 | 0.23 | 0.25 |
| -15 | 2.2166 | 1054.5715 | 368.6546 | 2.840044 | 330000 | 2280000 | 0.42 | 0.28 | 0.3 |

| | | | | | | | | | |
|-----|--------|-----------|----------|----------|--------|---------|------|------|------|
| -15 | 2.1935 | 1151.2909 | 370.8659 | 3.063347 | 360000 | 2460000 | 0.32 | 0.33 | 0.35 |
| -15 | 2.1786 | 1255.7084 | 372.5059 | 3.311361 | 394000 | 2640000 | 0.22 | 0.38 | 0.4 |
| -15 | 2.1635 | 1366.4929 | 373.8962 | 3.571435 | 430000 | 2830000 | 0.12 | 0.43 | 0.45 |
| -18 | 2.1392 | 902.734 | 368.4415 | 2.373655 | 268000 | 2110000 | 0.52 | 0.23 | 0.25 |
| -18 | 2.119 | 990.2393 | 370.9456 | 2.573445 | 294000 | 2280000 | 0.42 | 0.28 | 0.3 |
| -18 | 2.1 | 1084.3009 | 373.2413 | 2.786647 | 322000 | 2460000 | 0.32 | 0.33 | 0.35 |
| -18 | 2.0843 | 1183.1282 | 375.0658 | 3.01081 | 352000 | 2640000 | 0.22 | 0.38 | 0.4 |
| -18 | 2.069 | 1288.5085 | 376.618 | 3.247732 | 384000 | 2830000 | 0.12 | 0.43 | 0.45 |

表 4.3 R22 常规模拟计算结果

| 蒸发温度/°C | COP | W/W | T222/K | Q0 | Pe2/Pa | Pc2/Pa |
|---------|--------|-----------|----------|--------|--------|---------|
| 2 | 3.0947 | 1212.7248 | 365.1613 | 4.388 | 531201 | 1942688 |
| -2 | 2.8678 | 1165.1705 | 368.6173 | 3.929 | 466365 | 1942688 |
| -4 | 2.7659 | 1138.2762 | 370.3339 | 3.7134 | 436281 | 1942688 |
| -6 | 2.6706 | 1109.5873 | 372.1858 | 3.507 | 407689 | 1942688 |
| -8 | 2.5814 | 1079.275 | 374.0794 | 3.309 | 380540 | 1942688 |
| -12 | 2.4978 | 1047.5068 | 375.8971 | 3.119 | 354786 | 1942688 |
| -15 | 2.4191 | 1014.486 | 377.8841 | 2.938 | 330380 | 1942688 |
| -18 | 2.2094 | 909.4572 | 384.0868 | 2.442 | 264787 | 1942688 |

4.2.4 神经网络的应用和处理结果及讨论

为了模拟变浓度系统在以吸气压力为控制信号^[36]的系统性能,我们引入神经网络(Artificial neural networks: ANN)来处理系统的稳态模拟结果,从而得到二元和三元混合工质变浓度容量调节热泵系统以吸气压力为控制信号的系统性能并进行了比较。

4.2.4.1 神经网络基础知识^[43]

神经网络的基本处理过程是神经元。生物学上的神经元具有 R 个输入,每个输入都通过一个适当地权值 w 与下一层相连,完成一种非线性操作后输出最后的结果。

神经网络的运行类似于一个黑箱模型,而不需要系统的详细信息。它通过训练学习掌握输入和输出的关系。神经网络通常包括一个输入层、多个隐含层和一个输出层。图 4.1 和图 4.2 中分别是一个人工神经元和多层神经网络的简图。

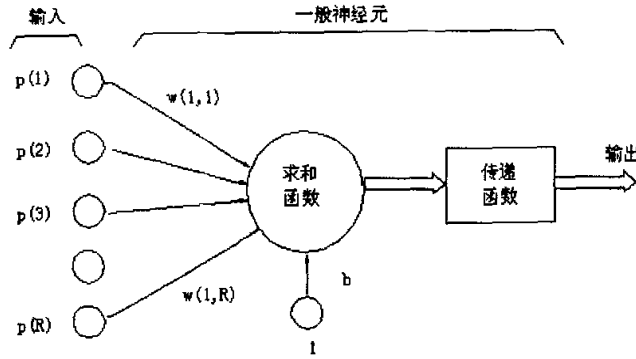


图 4.1 神经元模型

输入层 隐含层 输出层

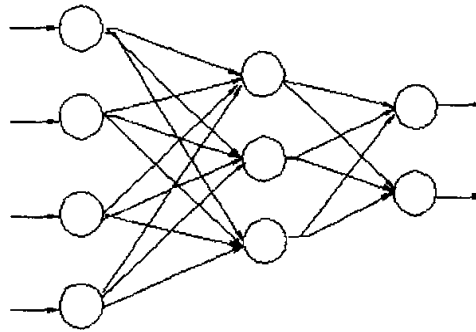


图 4.2 多层神经网络简图

图 4.1 中，每一个输入 p 与其连接权值 w 相乘。最简单的情况下，输入和偏置简单相加，然后传送给传递函数 f 而得到最后的结果。有偏置的网络比没有偏置的网络更容易表示输入和输出的关系。BP 网络所采用的传递函数均是可微的单调递增函数，包括 logsig 、 tansig 和 purelin 等线性非线性方程。选择哪一种传递函数取决于所要解决的问题。

神经网络非常重要的一个环节是训练，通过训练来调整权值使得输入能够得到理想的输出结果。训练以前，权值是任意给定没有意义的，训练之后，权值包含量有用的信息。当训练达到要求时，训练停止，然后神经网络通过权值来决定输出。

训练所使用的学习算法包括很多种，其中 BP 算法是一种目前比较流行的算法，它包括多种变体。标准的 BP 是一种剃度下降法。对于一个给定的问题，我们很难判断哪一种训练算法是最快。基于 BP 算法的神经网络通过改变权值来学习，并存储在感知器中。

学习过程中的平方误差和 (Sum Squared Error SSE) 表示，其表达式为：

$$SSE = \sum_j |t_j - o_j|^2 \quad (9)$$

其中 t 是预测值, o 是输出值。

4.2.4.2 神经网络在变浓度热泵中的应用

神经网络属于人工智能的一种,用来描述人脑的结构和机理。它具有很强的自适应和学习能力、鲁棒性和容错能力。目前,神经网络已经在信号处理(模式识别和智能控制)、函数拟合等领域里获得了广泛的应用,以实现复杂的功能。

与传统的模型相比,神经网络具有快速、处理能力强的优点。因此,基于神经网络的模型在有些领域,尤其是用传统模型处理问题有困难的地方开始替代传统模型。目前,国外已经有很多神经网络在制冷领域的应用方面的论文^[44-47],国内最近几年这方面的论文也开始出现。其中,1999年,Swider 用一个神经网络模型来模拟蒸气压缩制冷机的稳态性能,精确度在 5%以内^[44]。2004年,Erol 用神经网络模型进行混合工质 R12/R22 在不同配比、不同蒸发器入口温度下的蒸气压缩式热泵的性能分析,其中输入层为混合比、蒸发器入口温度和冷凝压力,输出层为 COP 和 RE,并分别使用了 LM、SCG 和 CGP 三种学习算法和 logistic sigmoid 作为传递函数。结果表明, R^2 等于 0.9999, RMS 等于 0.006,具有很高的拟合精度^[46]。

本小节将描述神经网络 BP 算法在变浓度热泵中的应用。根据研究的目的,对混合工质 R32/R134a 和 R32/R125/R134a,我们分别选择蒸发温度和压缩机吸气压力作为输入层。在相同的蒸发温度下,吸气压力的变化间接反映了混合工质的配比变化。其中,蒸发温度选取了 2、-2、-4、-6、-8、-10、-12、-15 和 -18 °C,吸气压力根据模拟结果选择。为了全面反映和比较两种不同混合工质的性能和运行参数,我们选定了 COP、制热量、排气温度、压缩机耗功、混合工质配比和冷凝压力作为输出层。为了提高模型的精度,我们对每一个输出量都以相同的输入层建立了神经网络模型,即两种混合工质共有 12 个模型。模型的训练算法根据模拟结果的精度进行选择,一般包括 LM、trainbr(从 LM 算法改进得到)。隐含层个数根据训练的效果进行调整,一般在 5~8 个之间。传递函数选择 logistic sigmoid。所有的输入层数据都可以很容易的规范化到 0~1 之间,这样可以提高训练的精度。

在这里,我们根据前面的稳态模拟结果,对 R32/R134a 和 R32/R125/R134a 分别可以获得 90 组数据,其中的 54 组用于训练神经网络,剩余的用于测试网络的训练效果。

我们基于 MATLAB6.1 的神经网络工具箱开发了模拟程序。训练过程中,根据输出结果的精度改变隐含层的神经元个数(5 个左右)。训练后用测试数据测试网络,得到 SSE 值来判断训练好后的神经网络模型的模拟和预测能力。

4.2.4.3 预测结果及分析

我们首先来看看神经网络模型的训练效果。由于共有 12 个模型，涉及的图形过多，这里仅举其中一个模型为例进行说明。

从图 4.3 中可以看到,对于制热量的训练数据,采用 Trianbr 方法进行训练,其回归 R 值等于 1, 即预测值与计算值彼此完全吻合。同样从图 4-5 中我们可以看到制热量测试数据地计算值与预测值几乎完全重合。从图 4-4 中发现, 经过 27 次训练之后, 总平方误差 $SSE=0.00953944$, 达到了模型的拟合精度的要求。

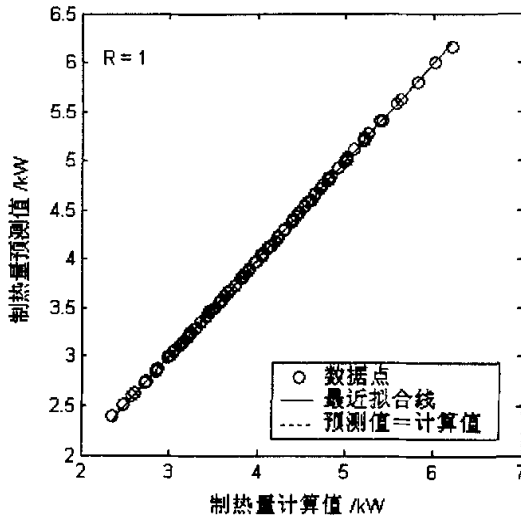


图 4.3 制热量训练数据计算值与预测值比较

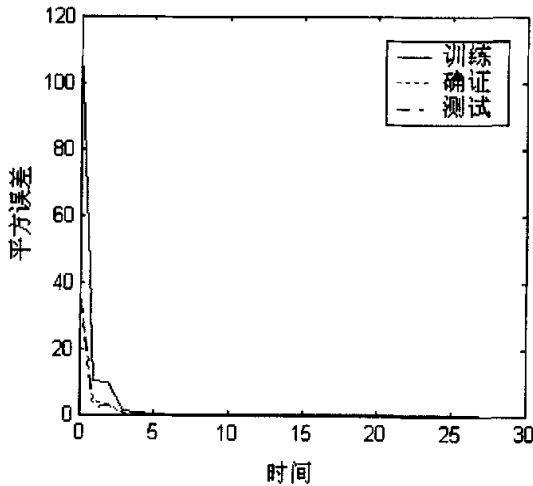


图 4.4 训练与测试时 SSE 与迭代次数的关系

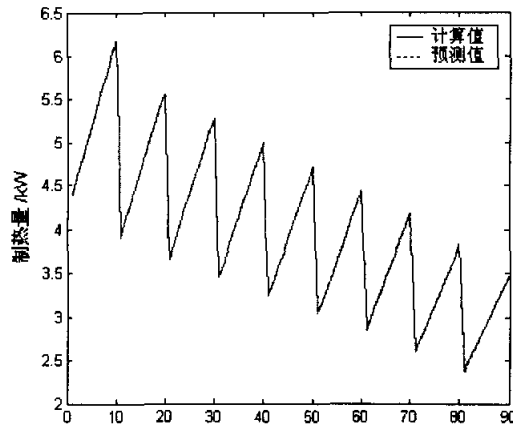


图 4.5 制热量测试数据计算值与预测值得比较

下面, 我们开始用这个经过训练的神经网络模型来预测以吸气压力为控制信号的变浓度热泵系统的系统性能和状态参数。我们分别控制吸气压力在 350、400 和 450kPa, 然后将吸气压力和蒸发器温度作为每个神经网络模型的输入层, 就可以得到 12 个结果。结果如图 4.6-4.19 所示, 其中左边为混合工质 R32/R134a(混 1)的结果, 右边为 R32/R125/R134a(混 2)的结果。

由图 4.6 和图 4.7 所示, 随着控制吸气压力的增大, 系统的制热量也增大了。混 1 的制热量随着蒸发温度的降低略有增加, 而混 2 的制热量在定吸气压力下基本保持不变。在相同的控制压力下, 混 1 的制热量比混 2 的制热量大这是由于混 2 中地低沸点工质中含有 R125, 它的制热量比 R32 小的缘故。但是两者比 R22 系统的制热量都有较大程度的增加。

由图 4.8 和图 4.9 所示, 随着控制吸气压力的增大, 系统的 COP 稍有减小, 且都随着蒸发温度的降低而降低。但是混 1 和混 2 系统与 R22 系统的 COP 相比相

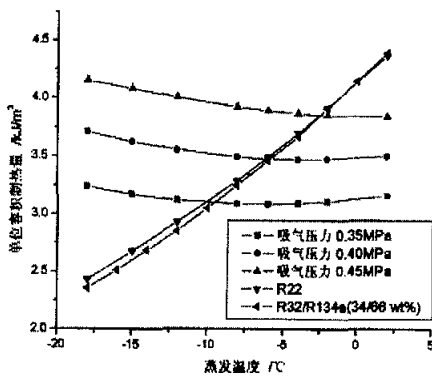


图 4.6 混 1 单位容积制热量随蒸发温度和吸气压力变化图

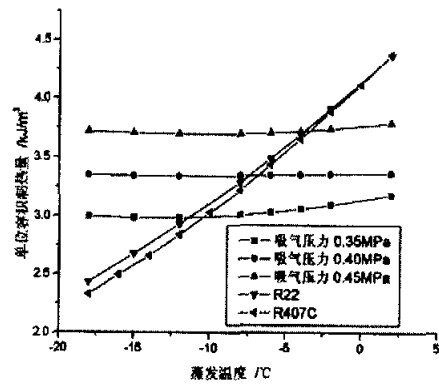


图 4.7 混 2 单位容积制热量随蒸发温度和吸气压力变化图

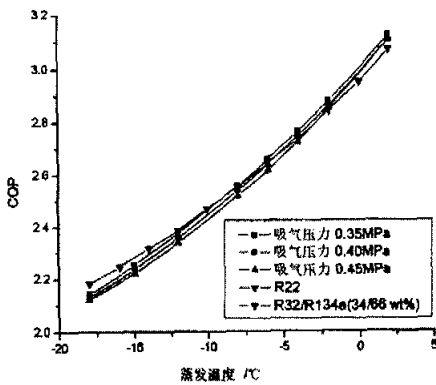


图 4.8 混 1COP 随蒸发温度和吸气压力变化图

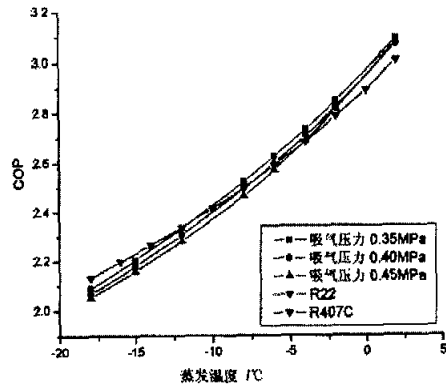


图 4.9 混 2COP 随蒸发温度和吸气压力变化图

差很小。

通过图 4.10 和图 4.11，我们发现，压缩机耗功都随着蒸发温度的降低而增大，这是由于混合物中低沸点组分增大的缘故。同时随着吸气压力的增大而增加，这是由于吸气压力增大导致吸气比容减小，系统流量增大的缘故。注意到混 1 系统在控制吸气压力较大时压缩机功率已经超过压缩机的额定功率(1.5 匹)。

使用混 2 的优势可以从图 4.12 和图 4.13 的对比中充分显示出来。混 1 随着蒸发温度的降低和吸气压力的增大而上升很快，远远超过 R22 系统的排气温度和系统所能够承受的范围。如果想采用混 1 而同时得到较大的容量调节作用，就必须采取其他措施来降低排气温度，如压缩机中间进液，这样会使系统设备负责化并成本增加。相反，混 2 的排气温度虽然也随着蒸发温度的降低和吸气压力的增大而增加，但是要比 R22 系统小很多，同时考虑到系统的流量比 R22 系统大，对电机的冷却作用更强，所以实际系统的排气温度更低。

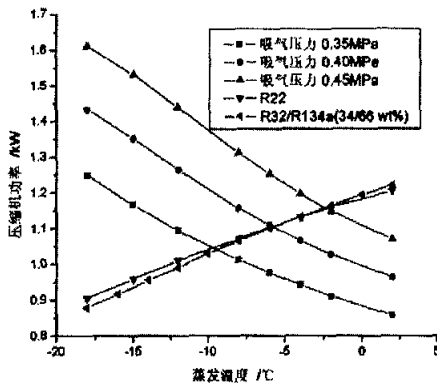


图 4.10 混 1 压缩机耗功随蒸发温度和吸气压力变化图

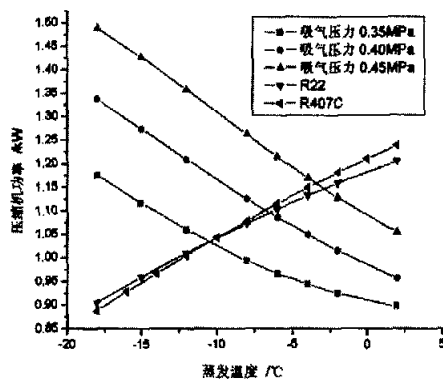


图 4.11 混 2 压缩机耗功随蒸发温度和吸气压力变化图

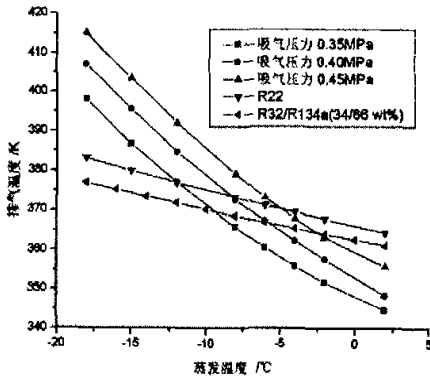


图 4.12 混 1 排气温度随蒸发温度和吸气压力变化图

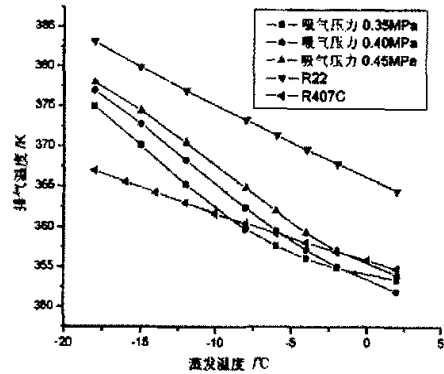


图 4.13 混 2 排气温度随蒸发温度和吸气压力变化图

图 4.14 和图 4.15 可知，随着蒸发温度的降低，混 1 和混 2 中 R134a 的组分减小，且控制吸气压力越低，R134a 的组分就越多。混 1 和混 2 比较，相同蒸发温度和吸气压力下，混 1 中 R134a 组分比混 2 中多，这是由于混 1 中 R32 组分比混 2 中 R32/R125 的压力大，相同压力下的 R134a 组分就有所增加。

由图 4.16、4.17 可知，混 1 和混 2 的冷凝压力变化趋势比较接近。如果想要在 R22 系统的装置中实现较大范围的容量调节，则只能降低控制的吸气压力值。但是这样制热量就会减小。或者我们需要新的能承受这个压力的设备来实现我们的设想。

系统压比的变化可以从图 4.18 和图 4.19 中清楚的看出。对于变浓度系统，控制的吸气压力越低，则压比越大，这对于系统的高效运行是很不利的，所以吸气压力不能太低；同时从上面可以看出，系统的吸气压力也不能太高，故存在一个最优的吸气压力满足系统安全和高效运行。图 4.18 和 4.19 中定浓度混合工质系统的压比在低温下比变浓度系统高，表明系统浓度的改变有利于减小系统的压比。

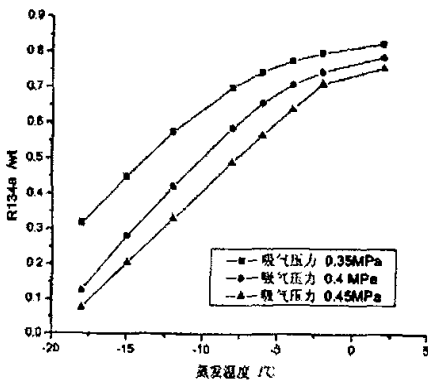


图 4.14 混 1 中 R134a 组分随蒸发温度和吸气压力变化图

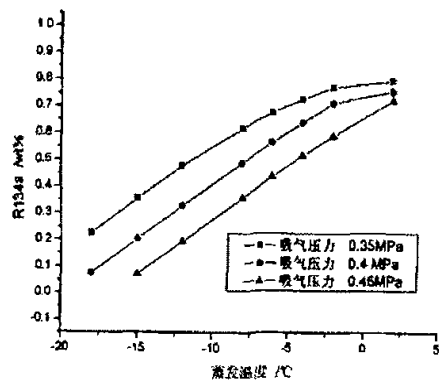


图 4.15 混 2 中 R134a 组分随蒸发温度和吸气压力变化图

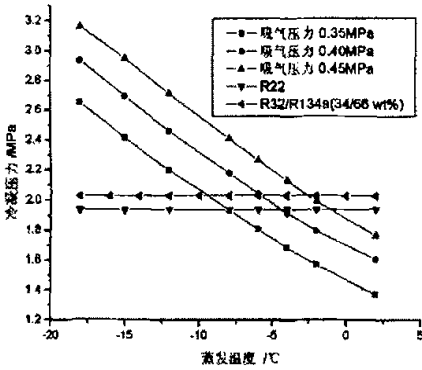


图 4.16 混 1 中冷凝压力随蒸发温度和吸气压力变化图

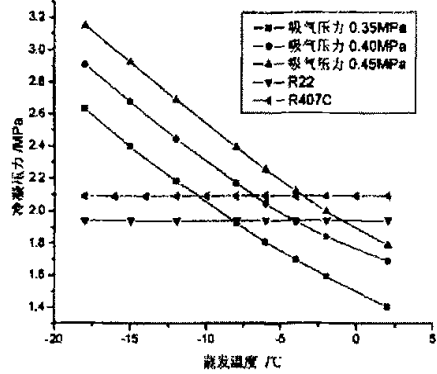


图 4.17 混 2 中冷凝压力随蒸发温度和吸气压力变化图

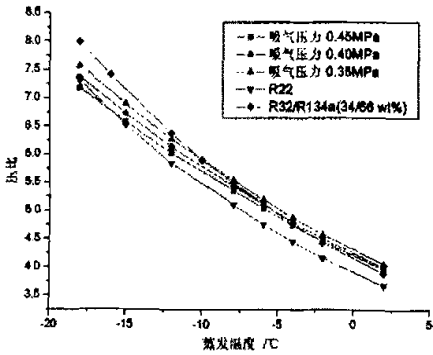


图 4.18 混 1 中压比随蒸发温度和吸气压力变化图

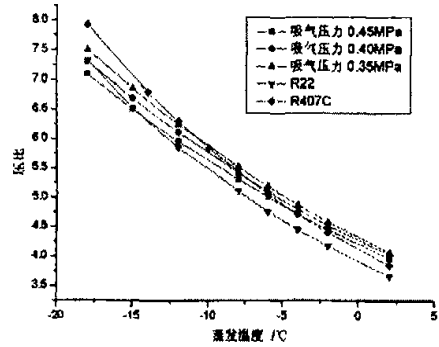


图 4.19 混 2 中压比随蒸发温度和吸气压力变化图

通过上面的分析可知,用混 2 代替混 1 作为变浓度容量调节风冷热泵系统的工质,可以有效的降低系统的排气温度,同时制热量有所降低,这可以通过调节吸气压力解决。同时, COP 比混 1 系统稍小,压缩机功率的增加得到有效遏制,保证压缩机在安全范围内运行。

4.3 滚动转子压缩机中间进液的运行特性分析

滚动转子全封闭制冷压缩机降低排气温度和提高制冷能力的一种有效方法,是在运转过程中注入制冷剂。本文采用浙江省兰溪市蓝海压缩机有限公司生产的带中间进液的滚动转子全封闭压缩机,这里,我们将详细分析它的结构、运行过程和循环的热力学关系。

4.3.1 带中间进液滚动转子压缩机的结构

如图 4.21 所示,转子与气缸内壁的接点 O_1 与转子接触滑片的接触点 O_2 处在同一位置上,此角度位置作为基点 O' ,此位置时压缩腔容积为零。从这基点并始,

内接点 O_1 如进入吸入孔的开口位置时,压缩腔的容积增大,制冷剂气体经吸入孔吸入气缸(见图4.22)。从基点位置起转子回转384度,内接点 O_1 通过吸入孔,关闭吸入孔,吸气行程结束,此时压缩室容积最大。转子回转至距基点580度左右时。排气阀打开,排出高压气体。内接点 O_1 回到图2所示位置,即转子离开基点回转720度时,排气结束。

转子除回转开闭吸、排气孔,还需开闭注入孔,所以要确定注入孔的位置。设转子在如图4.20所示的位置关闭注入孔,在如图4.22所示的位置时打开注入孔。关闭吸入孔所对应的转子回转中心与关闭注入孔所对应的转子回转中心所夹的角作为吸入角 α (见图4.20),将注入压用 P_1 表示,吸入压用 P_s 表示,转子的半径为 R 。根据厂方提供的资料显示,转子吸气角 θ 约为24度,吸入角 α 约为156度。所以转子是在24度和180度的范围内打开注入孔,进行注入制冷剂液体工作的。液体制冷剂在吸入行程回程角 α 的起点位置开始注入,在注入角 α 的终点位置注入结束。

需要说明一点。当制冷剂从吸入孔倒流出来的临界状态,转子已关闭吸入孔。故在吸气角 θ 范围内,不会影响到系统的制冷剂吸气量,且能有效地利用被注

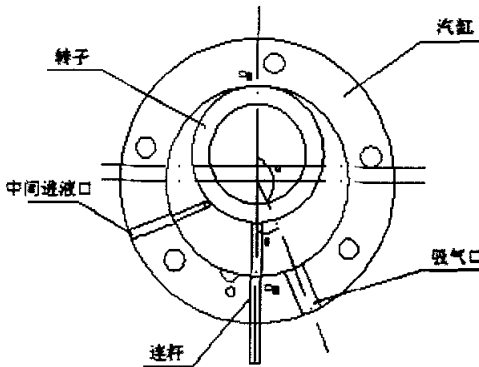


图 4.20

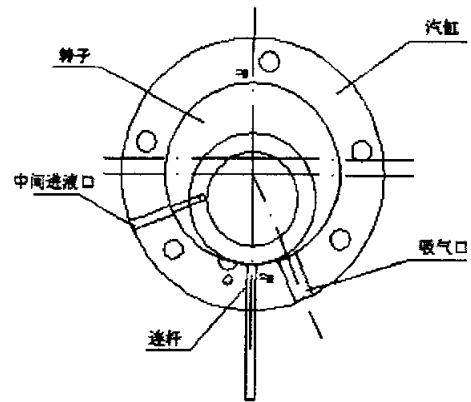


图 4.21

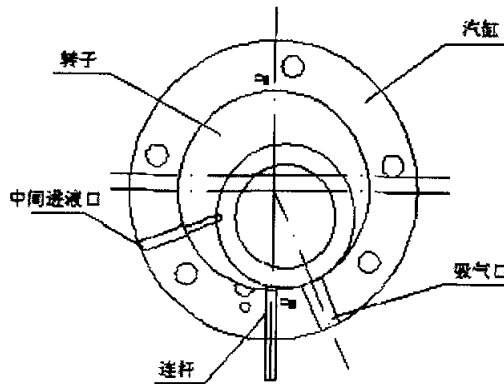


图 4.22

入的制冷剂所有能力，在吸入行程结束时，压缩室内压力即成为注入压 P_i 。

转子经过吸气角 θ 时，吸入行程结束，进入压缩行程，转子即进入注入角 α 位置。在注入角范围内，只有注入孔30向压缩腔开口。在压缩腔的内压大致与注入压相等的转子位置时，注入孔被关闭，因此，注入的制冷剂不会倒流到注入孔，可全部得到有效利用。被注入的制冷剂加上从吸入孔进入的气体量，可实现高效的压缩运转，可提高压缩机的制冷能力，同时注入的制冷剂吸收了部分的压缩热，有效的降低了压缩腔内的制冷剂温度。

下面，对注入中压制冷剂来提高压缩机能力的情况，由压焓图加以说明。

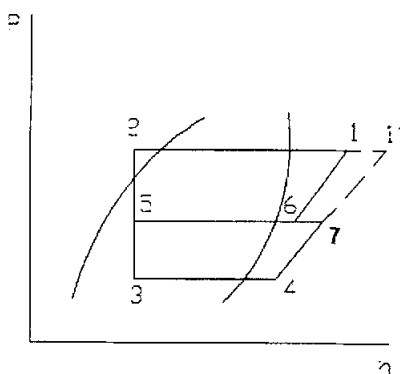


图 4.23 中间进液 p-h 图

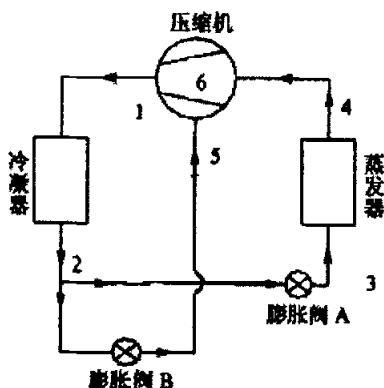


图 4.24 中间进液循环图

图 4.23 中，1—4 为制冷循环。1 点表示从压缩机排出孔排出的高温高压过热气体，2 点表示经冷凝器冷凝后的高压液体，3 表示经节流装置节流后的气液混合状态，5 表示经节流装置节流成的中压制冷剂，4 示经蒸发器蒸发后的低压制冷剂从压缩机的吸入孔吸入的状态，6 表示制冷剂注入压缩腔后的状态。

注入中压制冷剂时，经节流阀节流后的中压制冷剂(5 状态)注入压缩室，注入量为 g ，制冷剂经过 1-2-3-4 的循环量为 1 时，从压缩机排出孔排出的高压气体制冷剂的排出量等于 $1+g$ ，由于注入了中压制冷剂，排气量增大了。与循环 1'-2-3-4 相比，压缩机的排气温度也有了较大的降低。

同样，在制热循环时，制热能力也得到提高。

4.3.2 中间进液压缩制冷循环的热力学分析

图 4.24 表示带中间进液滚动转子压缩机制冷循环的系统图。压缩机增设补液口后，其压缩过程被补液过程分割成两段，变为准二级压缩过程。前一级是压缩和补液同时进行，可视为绝热增压，等容混合过程；后一级为补液后的压缩过程。如图 4-4 所示，因此，压缩机的补液-压缩过程可近似分为两个阶段。热力参数的关系如下所示：

(1)、中间进液过程的计算

根据热力学原理: $(1+g)h_6 = h_7 + gh_5$ (kJ/kg)

进液中压 P_1 可以根据 $P_1 = (P_0/P_k)^{1/2}$ 或实际情况确定, 一旦 P_1 确定之后, g 也就确定了。

$$\text{故} \quad h_6 = \frac{h_7 + gh_5}{1+g} \quad (\text{kJ/kg})$$

(2)、制冷量

$$q_0 = h_4 - h_3 \quad (\text{kJ/kg})$$

(3)、冷凝器放热量

$$q_k = (1+g)(h_1 - h_2) \quad (\text{kJ/kg})$$

(4)、压缩机耗功量

$$w_0 = h_7 - h_4 + (1+g)(h_1 - h_6) \quad (\text{kJ/kg})$$

(5)、压缩机排气温度

$$T_1 = f(h_1) \quad (\text{K})$$

(6)、制冷性能系数

$$COP_r = \frac{q_0}{w_0}$$

(7)、制热性能系数

$$COP_h = \frac{q_k}{w_0}$$

4.3.3 讨论

考虑到系统的安全性, 检验中间进液对系统性能的影响, 并与我们研究所以前的实验结果进行比较, 本文在原有实验装置的基础上, 只更换了压缩机而保持其他设备不变, 但仍然采用 R32/R134a 制冷剂作为系统循环工质进行实验研究。

4.4 本章总结

通过上面的分析、模拟、讨论, 我们得到了以下主要结论:

- a 引入神经网络模型模拟并分析了以吸气压力为控制信号的变浓度热泵系统, 在此基础上分析并比较了混合工质 R32/R125/R134a 和 R32/R134a 作为制冷剂的系统性能。发现以 R32/R125/R134a 作为变浓度容量调节风冷热泵系统的工质, 可以有效的降低系统的排气温度, 压缩机功率的增加得到有效遏制, 保证了压缩机在安全范围内运行; 同时制热量有所降低, 这可以通过调节吸气压力解决, COP 比 R32/R134a 系统稍小;
- b 通过对吸气压力的优化, 我们发现存在一个最优的吸气压力, 以保证系统安

- 全高效的运行；
- c 对滚动转子中间进液压缩机的结构、运行特性和循环的热力学性能进行了分析。这种类型的压缩机可以在不影响吸气量的情况下有效的降低排气温度并提高系统的制冷/制热能力。

第五章 实验研究

在前面理论分析和仿真计算的基础上,作者在研究所原有的空气源热泵系统试验台上进行了改装,增加了压缩机中间进液管路及手动节流阀(电磁阀),对以吸气压力为控制信号的混合工质变浓度容量调节热泵系统实际的性能进行了实验验证,并与 R22 常规热泵系统进行比较;然后根据试验结果对吸气压力进行了优化,并在此基础上进行了不同排气温度和定中间进液阀开度的试验研究。

5.1 实验系统介绍

5.1.1 实验系统图

为了测试中间进液变浓度容量调节热泵系统的实际运行性能,并验证仿真计算的模拟结果,我们在浙江大学制冷与低温研究所搭建了一套空气源热泵实验系统。该热泵实验系统的系统原理图如 5.1 所示,其主要由变浓度容量调节热泵系统、实验测试辅助系统和测量与自动控制系统三大部分构成。

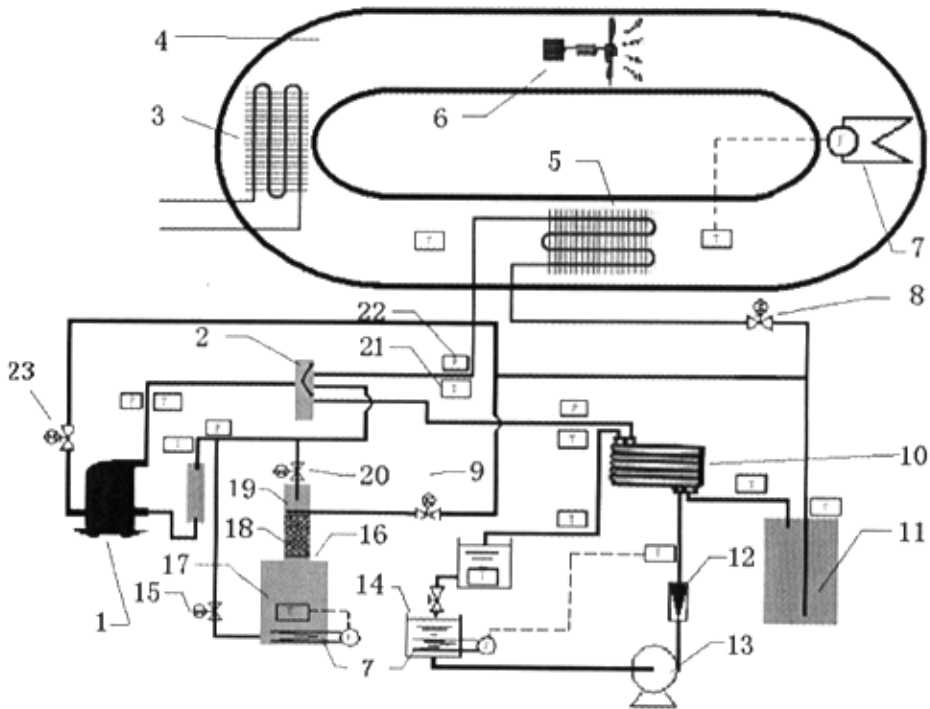


图5.1 中间进液变容量热泵系统实验装置

- 1:压缩机 2:四通换向阀 3:冷源换热器 4:风道 5:室外换热器 6:风机
7:电加热器 8:电子膨胀阀 9:电磁阀 10:室内换热器 11:高压储液罐

12: 流量计 13: 水泵 14: 水槽 15: 电磁阀 16: 分离装置 17: 低压储液罐
18: 精馏柱 19: 气液分离室 20: 电子调节阀 21: 温度信号 22: 压力信号
23: 电磁阀或节流阀

5.1.2 分离装置结构及工作原理

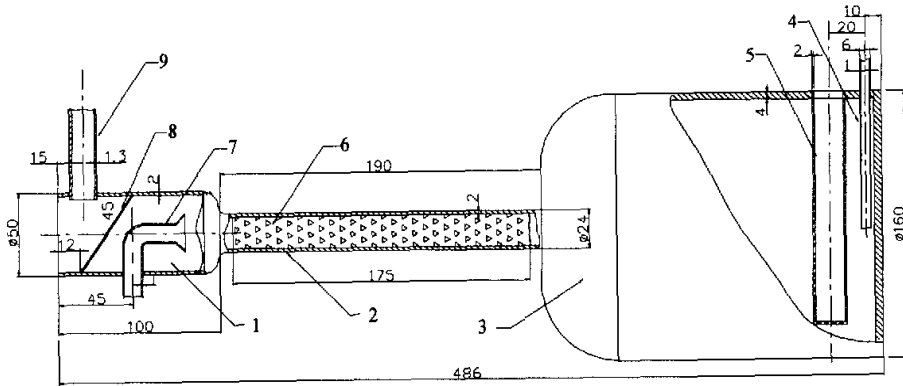


图5.2 分离装置结构图

- 1 气液分离室 2 精馏柱 3 低压储液罐 4 减容、回油管
5 电加热套管 6 填料 7 进料管 8 金属网 9 回气管

图 5.2 为分离装置结构图。按图 5.1 所采用的部件编号, 分离装置 16 主要由低压储液罐 17、精馏柱 18、气液分离室 19、加热器 7、电磁阀 9、15 和电子调节阀 20 组成。低压储液罐是该装置的主体部分, 在其上方焊接了一个铜管作为精馏柱, 精馏柱中充满了金属螺旋填料, 是气液两相进行接触、发生传热传质过程的场所。在低压储液罐底部装有两根功率各为 250W 的电加热器, 为精馏提供热量。在低温工况下, 系统因蒸发温度降低而导致过热度下降, 如果节流装置不做调整, 蒸发器内制冷剂逐渐地就不能完全蒸发, 为了压缩机的安全运行, 电子膨胀阀 8 做关小动作, 使过热度恢复, 但相应地造成系统质量流量减小, 压缩机吸气压力下降。当吸气压力下降低于设置值的下限, 连接于高压储液罐 11 底部和精馏柱上部管路上的电磁阀 9 打开 (节流小孔开度固定), 工质经小孔节流后成为两相状态被引入到分离装置。其中气相工质直接从上部通过电子膨胀阀 20 流回压缩机吸气管路, 而液相部分向下流入精馏柱 18, 在此与从低压储液罐 17 的被加热而上升的气相工质接触传质, 实现混合工质的分离操作, 混合工质中的难挥发组分从气相转移到液相, 液相中的易挥发组分进入气相, 高沸点组元下流, 低沸点组元上升, 最终留存在低压储液罐 17 底部的液相工质中难挥发的组分占优, 从气液分离室 19 顶部逸出的气相工质中易挥发的组分占优, 这样就实现了对混合工质的高、低沸点组分的分离。与常规精馏分离装置^[48-50]相比, 本系统不需设置专门的精馏回流液冷却装置, 简化了分离系统。

5.1.3 循环主系统

循环主系统即是一个常规的空气源热泵系统，其主要由压缩机、冷凝器、蒸发器和膨胀节流阀四大基本部件，再加上高压储液罐、干燥过滤器、视镜、截止阀和连接管路等附件所构成。本实验装置所采用的各部件的型号及其主要的结构、性能参数如下：

(1) 压缩机

本热泵装置所采用的压缩机为兰溪蓝海型号为 QXL-23E 的带中间进液的定转速滚动转子式压缩机，理论排气量为 $23.2\text{cm}^3/\text{rev}$ 。当以 R407C 为制冷工质时，空调工况下的名义制冷量为 3970W。

(2) 冷凝器

冷凝器为套管式水冷冷凝器，内管为内径 $\Phi 12\text{mm} \times 0.75\text{mm}$ 的紫铜管，内侧流动工质为水；外管为内径 $\Phi 19\text{mm} \times 1\text{mm}$ 的无缝钢管，内侧流动工质为制冷剂，冷凝换热管长为 10.0m。套管式冷凝器形式为圆螺旋型，环管直径为 0.25m。冷凝器采用整体发泡保温，减少了与环境之间的漏热，以确保制热量测量的准确性；冷凝器采用逆流形式布置，冷却水下进上出的流过内管，高温制冷剂气体从上部进入外管，冷凝后的液体从下部流出。

(3) 蒸发器

蒸发器为空气冷却式平直套片管干式蒸发器，换热管为 $\Phi 10\text{mm} \times 0.7\text{mm}$ 的紫铜管，翅片为厚度 0.2mm 的铝套片，翅片间距 2.2mm。管束按正三角形叉排列，垂直于空气流动方向的管间距为 25mm，沿空气流动方向的管排数为 4，分路数为 2，蒸发器的换热管长为 10.8m。蒸发器采用叉流形式布置，制冷剂由下而上的流过蛇行盘管。

(4) 节流阀

节流阀采用手动精密针形阀，可以实现对阀开度的精细调节。

(5) 高压储液罐

在本装置中，高压储液罐主要有三个作用：一是在变工况时，存储多余的制冷剂液体，调节系统的循环质量；二是避免因冷凝器换热不充分时导致两相流进入节流装置而影响系统性能，确保进入节流装置的制冷工质为液体。三是在变浓度容量调节时，使循环工质充分混合，令各部件内工质的浓度趋于一致。

5.1.4 实验测试系统

5.1.4.1 风循环系统

风循环系统是在实验室条件下模拟热泵实验所需的冬季室外环境，主要由一个密闭矩形截面的循环风道构成，风机采用浙江黄岩风机厂出产的 T30No.5 型风机，额定功率为 1.1kW。在风机前安装了一个风门调节装置。热泵系统的室外换热器放置在风道直管段的中央，通过测量进出风的温差来测量室外换热器的吸热

量。在风道中还安装了 3 组共 3kW 的电加热器,用以平衡室外换热器从空气中吸收的热量及风道散热量,保持室外换热器进风温度的恒定。为了尽量减小空气湿度对实验的影响,为此特别加强了风道的密封和保温。进行每轮实验时首先把风道内的空气温度降到很低温度,以除去空气中的水分,凝结水通过风道底部的排水管排出后,再把风温升到所需的温度。

此外,为了保证系统在夏季仍能提供冬季运行所需的低温工况,并加速空气的降温速率,在风道中还加装了一个辅助冷源,辅助冷源是压缩机功率为 2 匹的水源热泵系统。该风冷系统在冬季可以使进风温度降到-10℃以下。

5.1.4.2 水循环系统

水循环系统为热泵实验系统的水冷冷凝器提供进水温度恒定的冷却水,由水泵、套管式水冷冷凝器、初混水箱、恒温水箱和调节阀门通过水管串联构成。冷却水的流量(流速)可以通过改变管路阀门的开度进行调节。在恒温水箱内装有两根功率可调的电加热器,总加热功率为 2kW。从冷凝器出来的高温热水(一般 40℃以上)在初混水箱中与水量可调的温度较低的自来水混和后,温度先降到略低于设定水温,然后再在恒温水箱中被加热到使得流入冷凝器进口的水温为设定值,进入冷凝器进行换热。

5.1.4.3 电气控制系统

本实验装置的电气系统实现了以下两项功能:

a. 各电气设备的启停控制

通过继电器控制电路,灵活控制热泵压缩机、风机、冷却水泵、辅助冷源制冷机和电加热器等设备的启停,并指示各电气设备的运行状态。

b. 对实验装置进行自动保护并进行故障诊断

包括压缩机高低压保护、压缩机热保护、各电加热功率器件过载保护。

5.1.4.4 实验测量系统

本实验需要测量的物理量主要有温度、压力、流量、风速、功率和工质的组分浓度等几类。

(1)、温度的测量

分别采用水银温度计、铜-康铜热电偶和 Pt100 铂电阻进行测温;水银温度计用来测量实验时的环境温度(仅做参考),精度为 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$;11 支铜-康铜热电偶用来测量热泵系统中普通测点的温度,精度为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$;16 支 Pt100 铂电阻用来对实验系统中的关键测点进行精确测量,精度为 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$;

采用铜-康铜热电偶测量的 11 个普通测点为:压缩机的吸、排气温,压缩机的机壳温度,冷凝器制冷剂侧的进、出口温度,蒸发器制冷剂侧的进、出口

温度, 高压储液罐出口温度, 节流膨胀阀进口温度, 分馏装置工质的进、出口温度。测点均采用贴壁方式测量, 热点偶紧贴于缠绕了一层透明绝缘层的紫铜管壁上, 外面包裹保温材料以减少环境漏热的影响。由于实际上测量的是管道壁温, 所以跟管内制冷剂的实际温度存在着一定的误差。

采用 Pt100 铂电阻测量的 16 个关键测点为: 冷凝器的进、出口水温 (2 只), 蒸发器的进、出风温 (4 只、9 只) 和变浓度分离装置低压罐内温度 (1 只, 置于低压储液罐的套管内)。

测量水温的 Pt100 铂电阻分别置于内径 $\Phi 5$ 铜管, 之间用胶间隔直接插入水管并密封, 与水直接接触来提高水温测量的准确度。

测量蒸发器进出风侧温度的铂电阻, 布置在距蒸发器两侧测温网线上, 进风侧测点为 4 个等面积的矩形区域的中心。因蒸发器出风侧受换热的影响较大, 截面上的温度分布不是很均匀, 因此, 特采用了 9 支铂电阻温度计布置于九等分面积的中心来测量出风侧的空气温度。

实验前对铂电阻和热电偶在其使用温区范围内 ($-15^{\circ}\text{C}\sim 100^{\circ}\text{C}$) 进行筛选、标定与校准。

测温的二次仪表采用北京中泰研创科技有限公司的 PS-010 型热电偶信号调理板和 PS-011 型热电阻信号调理板。PS-010 型热电偶信号调理板虽然板上自带了冷端补偿(CJC)电路, 但本实验中所有热电偶冷端均采用冰瓶补偿。PS-011 型热电阻信号调理板, 调理板采用三线恒流驱动方式, 所有 Pt100 铂电阻均采用三线制方式测量, 可有效消除联接导线的附加电阻所造成的测量误差。

本实验系统中的热电偶和铂电阻测温信号经信号调理板调理放大后, 被转换成为标准的 $-5\text{V}\sim 5\text{V}$ 直流电压信号, 然后由计算机数据采集系统采集和记录。

(2)、压力的测量

实验系统的压缩机吸气口、排气口、高压储液罐的进口、蒸发器进口、出口各安装了一只精密压力表来指示和测量系统的高、低压压力。低压表的量程为 $0\sim 1.6\text{MPa}$, 最小分度为 0.01MPa , 精度为 0.4 级; 高压表的量程为 $0\sim 4\text{MPa}$, 最小分度为 0.02MPa , 精度为 0.4 级。

为了实现对系统压力的自动检测和对压缩机吸气压力的自动控制, 在压缩机吸气口和高压储液罐的进口还分别安装了两个压力变送器, 压力变送器采用杭州自动化仪表总厂出产的 YSG-2 型电感压力变送器, 精度等级为 1.5 级, 低压压力变送器的有效量程为 $0\sim 1\text{MPa}$, 高压压力变送器的有效量程为 $0\sim 3\text{MPa}$, 采用 220V 交流供电, 输出信号为 $0\sim 10\text{mA}$ 标准直流电流信号, 联机自行采集。实验前将压力变送器与精密压力表进行了对比校验。

(3)、冷却水流量的测量

采用浙江余姚流量仪表厂的转子式流量计，满量程为 1000 升/小时，最小刻度为 20 升/小时。实验前采用德国塞多利斯（Sartorius）公司生产的 BS4000S 型精密电子天平采用称重法进行标定。

(4)、风速的测量

采用型号为 QDF-2 的热球式电风速计，其有效量程为 0.05~10m/s，精度等级为 3 级（由浙江省气象局标定）。取蒸发器出口铂电阻布置位置（共九点）进行测量。

(5)、功率的测量

分别测量压缩机的耗功和低压储液罐底部电加热器的加热功率，功率表为青岛青智仪器有限公司出产的 ZW1403 型单相数字式功率表，精度等级为 0.5 级。该数字功率表配有 RS-232 串行通讯接口，可通过 MODBUS-RTU 通讯协议与上位计算机进行远程通讯。利用数据采集计算机的 COM1 和 COM2 两个串行通讯口实现对功率数据的自动采集。

(6)、工质组分浓度的测量

为了随时掌握热泵系统循环工质的组分浓度，在蒸发器出口设置了一个取料口，用于在系统稳定运行过程时抽取工质，检测循环组分浓度。抽取时保证 6~7℃蒸发器进出口温差以保证抽取的是气相。工质的组分浓度采用上海分析仪器总厂出产的 GC112A 气相色谱仪测量。

5.1.4.5 自动控制系统

自动控制系统要求在热泵系统容量及外部条件变化时，使风道内蒸发器的进风温度和冷凝器的进水温度始终保持在设定值，为热泵系统的各项性能测试提供各种稳定的工况条件。其次是要实现变浓度热泵系统容量的自动调节，使变浓度容量调节热泵可以根据负荷及室外侧环境温度的变化，自动调整循环工质的组分浓度，从而改变系统容量。

本实验装置的自动控制系统对常规 PID 控制算法进行了微分先行、不完全微分和遇限削弱积分三项改进，并采用了 PID 参数在线自整定技术，以上这些措施使其获得了较好的控制效果，可以将进风温度和进水温度控制 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 范围内。变浓度装置的温度控制系统在采用了带 Smith 预估补偿的 PID 控制算法后，目前能将变浓度装置内的温度控制在 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 范围内。

因为实验系统的自动控制部分完成稍迟，因此本文大部分实验采用手动控制，尽管实验工作量明显增大，但仍能达到控制进风、进水温度偏差分别在 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 和 $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ 之内。

5.1.4.6 计算机数据采集和测控系统

本实验采用以虚拟仪器集成开发系统—LabVIEW 为基本开发平台的一套集实时数据采集、报警监测、自动控制、存盘记录和数据处理于一体的实用化测控软件。

a. 组成系统的硬件

● 数据采集卡

为北京中泰研创科技有限公司的 PC-6360 型多功能模入接口卡，通过与 PS-010 和 PS-011 热电偶、热电阻前端信号调理板相配接，对系统中的热电偶和铂电阻信号进行采集。本系统还可利用卡上的数字量 I/O 接口及计数/定时器实现对电磁阀的继电器控制和为电子膨胀阀提供驱动脉冲信号。

● 串行通讯接口

利用微机自带的 COM1 和 COM2 两路 RS-232 串行通讯接口，通过 MODBUS-RTU 通讯协议与两只数字功率表进行远程通讯，实现对压缩机和再沸加热器功率的自动数据采集。

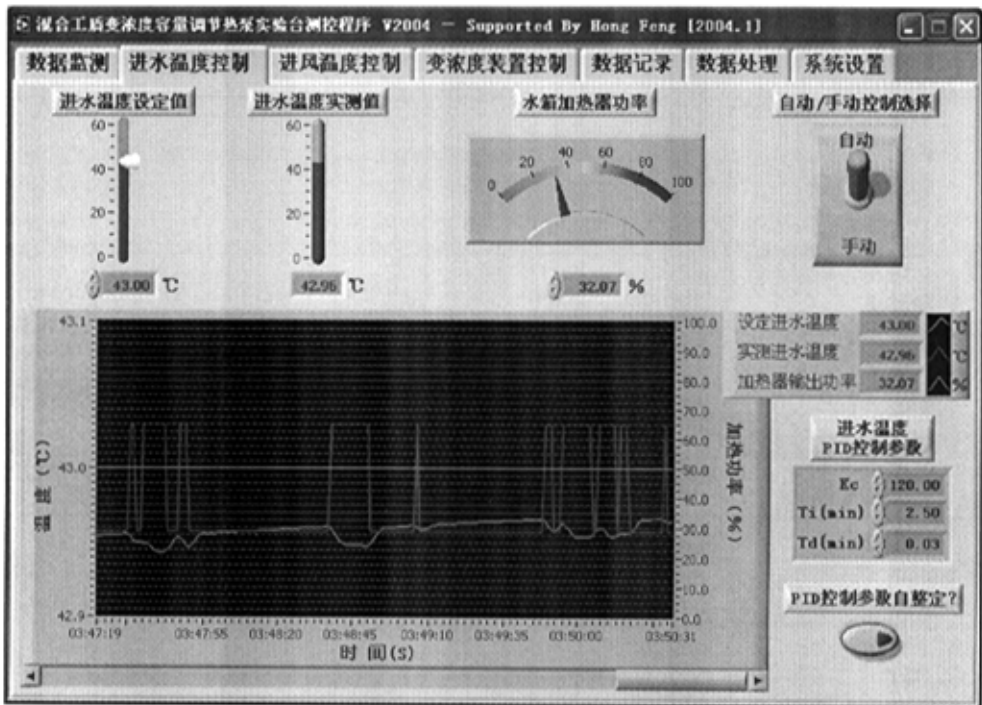


图 5.3 变容量系统数据采集和参数控制界面

● D/A 转换卡

为北京阿尔泰科贸有限公司的 BH5017 型高速光隔离 D/A 转换卡，可提供多范围的直流电压或电流输出。

本自动控制系统利用 D/A 转换卡上的 3 路模拟量输出通道输出 0~5V 的直流电压信号驱动固体继电器调压模块,以此来分别调节风道加热器、水箱加热器和变浓度装置再沸加热器的加热功率。

b. 计算机采集界面和参数控制界面 (图 5.3)

5.2 中间进液变浓度容量调节风冷热泵系统的实验研究

本文首先进行了 R32/R134a 定浓度混合工质与 R22 系统系统性能上的比较,以制热量为参考,得到了制热量与 R22 系统相近的混合工质配比;然后根据混合工质各个浓度下在不同蒸发温度下的实验性能和数据进行吸气压力的优化,权衡利弊,得到最优的吸气压力;最后根据优化的吸气压力进行实验研究,通过调节中间进液量来控制不同的排气温度。

本文在进行变浓度热泵系统的变工况稳态性能实验时通过进水温度和进风温度控制系统,始终保持冷凝器的进水温度恒定在 $40\pm 0.1^\circ\text{C}$,并根据情况调节进风温度。实验步骤如下:首先启动风道内的辅助冷源,把进风温度首先降 -2°C 以下,除去风道内空气中的水分后,再关闭辅助冷源,打开加热器把风温升到一定温度,使实验在干工况条件下进行。然后再通过风温的自动控制系统,把进口风温恒定在设定值,待热泵系统运行稳定后,测量并记录此时各测参数,并抽样检测此时系统中循环工质的浓度配比。然后再把进口风温逐步降低并分别稳定到新的温度值,在以上各个工况条件下分别测量了热泵系统的稳态运行性能。

在变浓度实验中,采用压缩机的吸气压力作为浓度调节的反馈控制信号。随着进风温度的降低,吸气压力逐渐下降,当观察到进风温度稳定在新值时,则手动打开控制阀门 9、20 (见图 5.1),同时打开低压储液罐内的加热器开关,使变浓度容量调节装置串入系统循环,以增加低沸点工质的含量,来提高吸气压力。当吸气压力恢复到正常的范围后,再关闭控制阀门 9、20,关闭加热器,使变浓度容量调节装置停止工作。

随着系统制冷剂中 R32 组分的增加和蒸发器进风温度的降低,压缩机的排气温度很快超过 110°C ,这时我们可以打开旁通中间进液阀 23,使得从冷凝器出来的部分制冷剂液体经过节流后进入压缩机来达到冷却排气温度的目的。

由于系统减容的操作控制过程尚有待完善,故本文此处只给出了系统随风温降低的增容实验。

5.2.1 R32/R134a(33.1/66.9 wt%)与 R22 系统的稳态性能对比实验研究

由于环保方面的原因,近年来国内外开展了很多关于在常规空调中用 R32/R134a 混合物来替代 R22 的研究^[51-53],初步证明了该工质对替代 R22 的可行性。从本文的研究目的出发,我们以制热量为参考,找到了与 R22 系统制热量相近的 R32/R134a 混合配比,研究了此浓度下系统性能随蒸发器进风温度的变

化趋势，并与同工况下 R22 的系统性能进行了比较。

进行制冷剂 R22 的系统实验前，首先对系统进行检漏、保压和抽真空，然后充入 R22 大约 3.2kG。实验步骤除了控制吸气压力和变浓度装置操作外与前面描述的变浓度实验过程差不多。

图 5.4~5.6 是变蒸发器进风温度实验结果。此时，蒸发器进口风速为 2.308m/s，混合工质 R32/R134a 的实际质量配比为 33.1/66.9%左右，冷凝器冷却水流量修正值为 480L/h，进水温度保持在 $40 \pm 0.1^\circ\text{C}$ 。在变风温实验过程中，混合工质的配比会略有波动。实验时 R22 系统的过热度控制在 5°C 左右，混合工质的过热度控制在 6°C 左右。

由图 5.4 可见,此浓度配比下混合工质的制热量与 R22 系统非常接近，且随着风温的变化，两者的变化趋势也很相似，即都随着进风温度的降低制热量也跟着减少。同样两者的 COP 变化趋势也相近，但是 R22 系统的 COP 比混合工质的要高。从图 5.5 中我们发现，混合工质的冷凝压力比 R22 系统的冷凝压力高，这可能是两个方面的原因引起，一方面，此浓度配比下的混合工质在相同的冷凝温

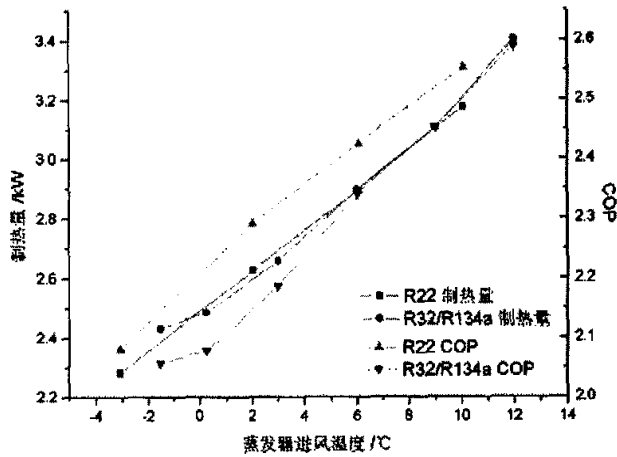


图 5.4 系统制热量和 COP 随进风温度变化图

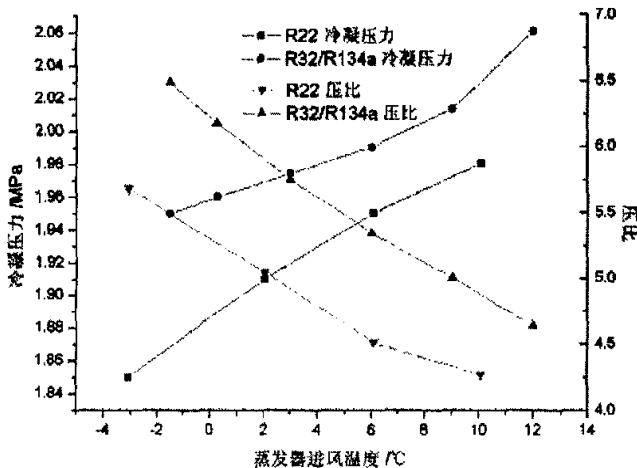


图 5.5 系统冷凝压力和压比随进风温度变化图

度下对应的冷凝压力就比 R22 系统高,另一方面是混合工质的传热传质阻力大,使得冷凝器的换热效果比 R22 系统差。两者的冷凝压力都会随着进风温度的降低而降低,这主要是因为随着进风温度的降低,冷凝器的热负荷下降,在同样的冷却水流量下,冷凝温度下降,冷凝压力降低。同时,混合工质的压比也比 R22 系统大,这也能是两个方面的原因引起,一方面,此浓度配比下的混合工质在相同的蒸发温度下对应的蒸发压力就比 R22 系统低,另一方面是混合工质的传热传质阻力大,使得蒸发器的换热效果比 R22 系统差。由图 5.6 可知,混合工质的耗电量比 R22 系统大,且都随着进风温度的降低而减少,这与混合工质本身的物性和压比大有较大关系。从图中还发现 R22 系统的排气温度很高,其原因是系统压缩机为 R407C 压缩机,所用油为酯类油,而 R22 工质本身的绝热指数较大造成的。另外,混合工质的排气温度有个明显的转折,这是由于此时系统排气温度已经很高,打开了中间进液阀,降低排气温度所致。

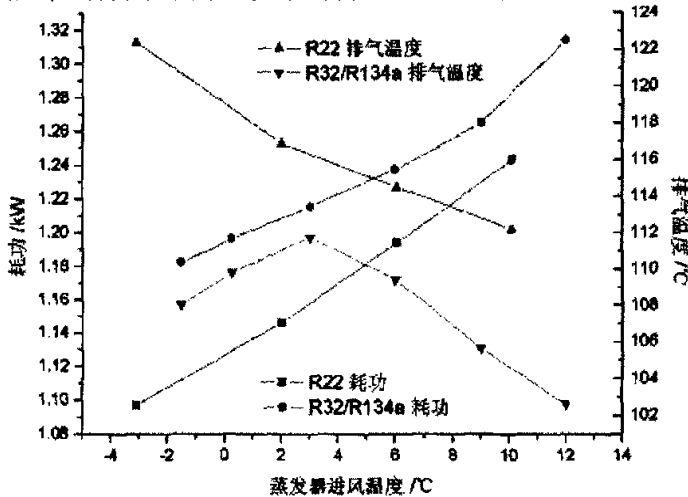


图 5.6 压缩机耗功和排气温度随进风温度变化图

5.2.2 基于实验数据的吸气压力优化

实验中,我们选择吸气压力作为变浓度容量调节热泵系统的反馈控制信号,因此,选择合适的吸气压力使它满足实际工况和安全的需要是本研究的一个重要问题。在第四章中我们已经对以吸气压力为反馈控制型号的变浓度热量调节热泵系统进行了模拟,并研究了不同吸气压力下系统性能和状态参数的变化规律。本部分将以实验数据为基础,以神经网络为工具,对系统的吸气压力进行了优化,找到合理的吸气压力值来同时满足工况、系统性能和安全的需要。

5.2.2.1 不同浓度下的稳态实验研究

这部分我们进行了不同浓度配比的 R32/R134a 在不同蒸发器进风温度下的

稳态制热工况实验研究。实验步骤与前面变浓度实验相似，只是在不同浓度下要测试多个蒸发器进风温度下的稳态数据。此时，蒸发器进口风速为 2.308m/s，冷凝器冷却水流量修正值为 480L/h，进水温度保持在 $40 \pm 0.1^\circ\text{C}$ 。不同浓度下混合工质的配比用气相摄谱仪测量，在变风温实验过程中，混合工质的配比会略有波动。实验时混合工质的过热度控制在 $5 \sim 6^\circ\text{C}$ 左右。实验数据如表 5.1 所示。

表 5.1: 不同 R32/R134a 浓度配比在不同进风温度下的实验数据

| R32/R134a 浓度比 | 排气压力/MPa | 吸气压力/MPa | 进风温度/ $^\circ\text{C}$ | 排气温 度/ $^\circ\text{C}$ | 进出风 温差/ $^\circ\text{C}$ | 进出水 温差/ $^\circ\text{C}$ | 压缩机 功率/kw |
|---------------|----------|----------|------------------------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|--------------|
| 0.562752 | 2.26 | 0.322 | -5.67 | 111.61 | 2.11 | 4.73 | 1.39 |
| 0.562752 | 2.272 | 0.344 | -3.46 | 111.70 | 2.26 | 5.01 | 1.42 |
| 0.562752 | 2.286 | 0.369 | -1.35 | 109.72 | 2.41 | 5.22 | 1.47 |
| 0.562752 | 2.295 | 0.392 | 0.61 | 111.72 | 2.53 | 5.40 | 1.51 |
| 0.508969 | 2.248 | 0.407 | 3.03 | 110.16 | 2.72 | 5.53 | 1.47 |
| 0.508969 | 2.23 | 0.382 | 1.06 | 111.78 | 2.55 | 5.21 | 1.46 |
| 0.508969 | 2.218 | 0.355 | -1.11 | 112.25 | 2.38 | 4.90 | 1.42 |
| 0.508969 | 2.202 | 0.338 | -2.63 | 113.96 | 2.25 | 4.70 | 1.41 |
| 0.508969 | 2.183 | 0.312 | -4.85 | 114.89 | 2.19 | 4.36 | 1.39 |
| 0.442496 | 2.135 | 0.314 | -3.43 | 110.89 | 2.35 | 4.38 | 1.34 |
| 0.442496 | 2.15 | 0.334 | -1.52 | 110.31 | 2.52 | 4.63 | 1.35 |
| 0.442496 | 2.17 | 0.362 | 0.66 | 108.38 | 2.58 | 4.95 | 1.38 |
| 0.442496 | 2.186 | 0.382 | 2.62 | 108.44 | 2.78 | 5.17 | 1.39 |
| 0.442496 | 2.19 | 0.402 | 4.55 | 113.60 | 2.98 | 5.37 | 1.41 |
| 0.41581 | 2.154 | 0.399 | 5.10 | 109.08 | 3.01 | 5.35 | 1.38 |
| 0.41581 | 2.134 | 0.376 | 3.19 | 112.62 | 2.79 | 5.05 | 1.36 |
| 0.41581 | 2.12 | 0.352 | 1.06 | 112.03 | 2.59 | 4.82 | 1.34 |
| 0.41581 | 2.11 | 0.325 | -1.05 | 113.32 | 2.41 | 4.51 | 1.33 |
| 0.41581 | 2.1 | 0.318 | -2.01 | 110.41 | 2.37 | 4.33 | 1.32 |
| 0.387991 | 2.055 | 0.309 | -1.71 | 112.50 | 2.36 | 4.36 | 1.29 |
| 0.387991 | 2.068 | 0.329 | 0.20 | 108.03 | 2.56 | 4.59 | 1.30 |
| 0.387991 | 2.08 | 0.349 | 2.26 | 111.15 | 2.78 | 4.76 | 1.31 |
| 0.387991 | 2.092 | 0.37 | 4.07 | 109.71 | 2.98 | 5.06 | 1.33 |
| 0.387991 | 2.105 | 0.389 | 5.91 | 107.85 | 3.18 | 5.32 | 1.34 |
| 0.387991 | 2.113 | 0.411 | 7.86 | 114.27 | 3.35 | 5.41 | 1.35 |
| 0.354165 | 2.08 | 0.434 | 9.92 | 105.47 | 3.39 | 6.09 | 1.32 |
| 0.354165 | 2.064 | 0.412 | 7.90 | 106.79 | 3.20 | 5.83 | 1.30 |
| 0.354165 | 2.052 | 0.392 | 6.00 | 109.65 | 3.02 | 5.54 | 1.28 |
| 0.354165 | 2.038 | 0.372 | 3.95 | 112.38 | 2.86 | 5.24 | 1.26 |
| 0.354165 | 2.04 | 0.349 | 2.13 | 105.56 | 2.70 | 5.16 | 1.26 |
| 0.354165 | 2.01 | 0.307 | -2.01 | 110.79 | 2.36 | 4.51 | 1.21 |
| 0.331062 | 1.95 | 0.3 | -1.52 | 108.07 | 2.41 | 4.48 | 1.18 |
| 0.331062 | 1.96 | 0.317 | 0.26 | 109.84 | 2.60 | 4.58 | 1.20 |

| | | | | | | | |
|----------|-------|-------|-------|--------|------|------|------|
| 0.331062 | 1.974 | 0.343 | 3.02 | 111.80 | 2.86 | 4.89 | 1.22 |
| 0.331062 | 1.99 | 0.372 | 6.00 | 109.45 | 3.13 | 5.33 | 1.24 |
| 0.331062 | 2.013 | 0.402 | 9.00 | 105.66 | 3.44 | 5.71 | 1.27 |
| 0.331062 | 2.06 | 0.444 | 12.00 | 102.61 | 3.53 | 6.26 | 1.31 |
| 0.283482 | 1.94 | 0.424 | 12.00 | 100.55 | 3.48 | 6.14 | 1.27 |
| 0.283482 | 1.92 | 0.392 | 9.00 | 101.32 | 3.16 | 5.62 | 1.21 |
| 0.283482 | 1.88 | 0.357 | 5.10 | 105.18 | 2.78 | 5.07 | 1.17 |
| 0.283482 | 1.865 | 0.338 | 3.20 | 108.00 | 2.61 | 4.79 | 1.15 |
| 0.283482 | 1.85 | 0.31 | 0.74 | 113.15 | 2.39 | 4.46 | 1.12 |
| 0.239249 | 1.765 | 0.307 | 2.23 | 105.97 | 2.46 | 4.48 | 1.06 |
| 0.239249 | 1.79 | 0.332 | 5.06 | 102.47 | 2.78 | 4.86 | 1.09 |
| 0.239249 | 1.8 | 0.35 | 6.91 | 100.18 | 2.97 | 5.11 | 1.11 |
| 0.239249 | 1.82 | 0.372 | 8.90 | 97.95 | 3.19 | 5.43 | 1.12 |
| 0.239249 | 1.84 | 0.402 | 11.91 | 95.49 | 3.35 | 5.88 | 1.15 |
| 0.239249 | 1.865 | 0.427 | 14.50 | 93.69 | 3.59 | 6.24 | 1.18 |

5.2.2.2 吸气压力的神经网络优化

与第四章的吸气压力优化过程一样，我们引入了神经网络作为优化工具，根据不同浓度下的稳态实验数据进行吸气压力优化计算，为进一步的实验研究打下基础。有关神经网络的基本知识和优化过程可以参考第四章，这里仅仅列出了与前面不同的地方。

根据变浓度系统的控制方法，我们选取 R32 组分浓度和吸气压力作为神经网络的输入层，输出层分别为制热量、压缩机耗功、冷凝压力、压比和蒸发器进风温度五个重要性能参数，并分别建立了五个神经网络模型。模型的训练算法根据模拟结果的精度进行选择，一般选择 Trainbr(从 LM 算法改进得到)和 LM。隐含层个数根据训练的效果进行调整，一般在 4~6 个之间，其中制热量隐含层个数为 16 个。传递函数选择 logistic sigmoid。所有的输入层数据都可以很容易的规范化到 0~1 之间，这样可以提高训练的精度。

在这里，我们根据前面的稳态实验结果，对 R32/R134a 可以获得 48 组数据，其中的 24 组用于训练神经网络，剩余的用于测试网络的训练效果。

我们基于 MATLAB6.1 的神经网络工具箱开发了模拟程序。结果如图 5.7~5.13 所示。

我们首先来看看神经网络模型的训练效果。由于共有 5 个模型，涉及的图形过多，这里仅举其中一个模型为例进行说明。从图 5.7 中可以看到，对于蒸发器进风温度的训练数据，采用 Trainlm 算法进行训练，其回归 R 值等于 0.996，即预测值与计算值彼此很吻合。同样从图 5.9 中我们可以看到进风温度测试数据地计算值与预测值非常接近了。从图 5.8 中发现，经过 6 次训练之后，总平方误差

SSE=0.00518237, 达到了模型设定拟合精度的要求。

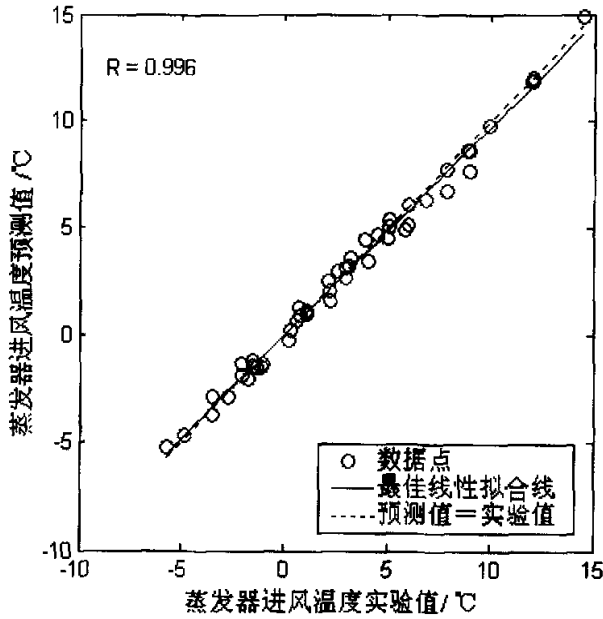


图 5.7 蒸发器进风温度训练数据实验值与预测值比较

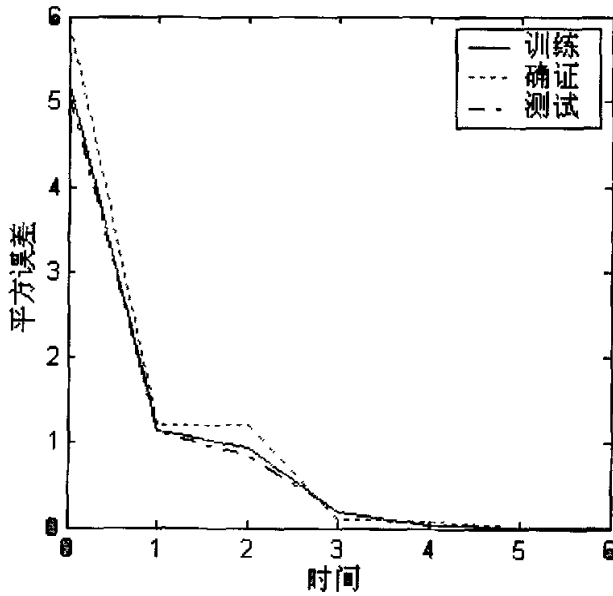


图 5.8 训练和测试时 SSE 与迭代次数的关系

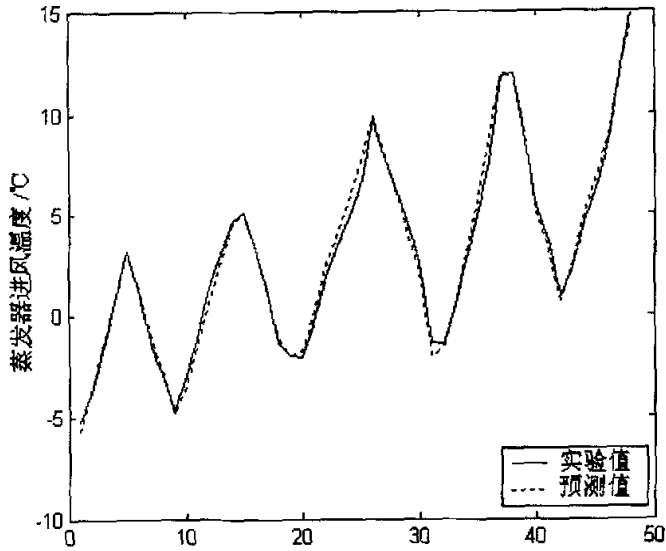
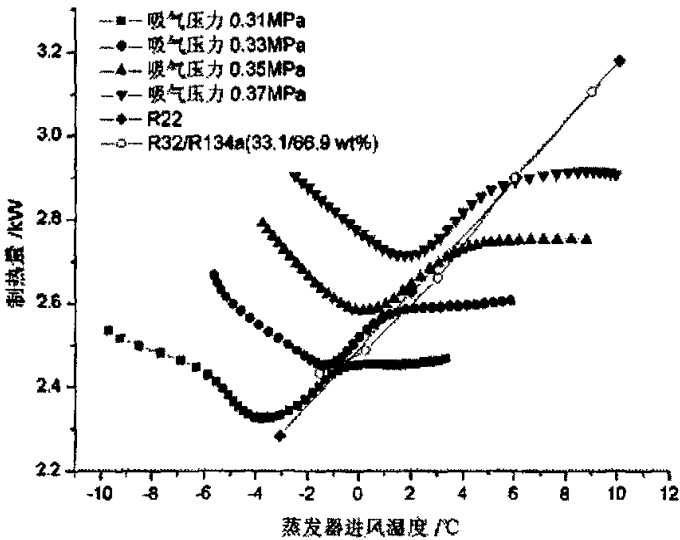


图 5.9 蒸发器进风温度测试数据实验值与预测值比较

下面，我们使用上面的神经网络模型来预测和分析实际实验系统的性能。图 5.10 是不同吸气压力下系统制热量随蒸发器进风温度变化图，随着吸气压力的下降，系统的制热量有呈比例减少的趋势，即吸气压力越低，系统制热量越小。同时，各个吸气压力下制热量随蒸发器进风温度的降低变化趋势相似，都是先减小后增加，这主要是由于混合物中 R32 组分增加和蒸发温度较低时排气温度过高，压缩机中间进液阀打开后压缩机功率增大所致。从该图可知，控制的吸气压力越高，对于提高系统的制热量越明显，但在相同进风温度下所需要的混合物中 R32 的比例就越高。即同样的混合物配比下控制吸气压力越高，相应的蒸发器进风温



5.10 不同吸气压力下系统制热量随蒸发器进风温度变化图

度就越高。同第四章的理论模拟结果比较,发现理论与实验结果存在图较大偏差,虽然实验中的吸气压力比理论低,但系统的制热量反而增加的更加明显,这可能是由于三方面的原因造成的。第一、理论模拟是基于纯物理模型的,没有考虑设备的实际情况,如换热器,压缩机等,造成理论与实际较大程度的偏差;第二、理论模拟时没有考虑压缩机的中间进液对系统的影响,而实际上,中间进液会增大压缩机的功耗,从而增加了制热量;第三、神经网络模型在处理数据时候的误差也是造成这种情况的原因之一。

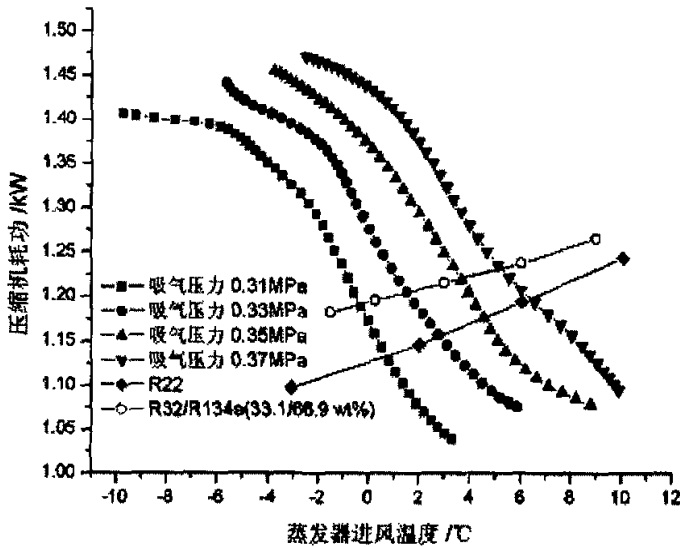


图 5.11 不同吸气压力下压缩机功率随蒸发器进风温度变化图

分析图 5.11, 压缩机耗电随着吸气压力的增大而增加, 且随着进风温度的降低而迅速升高, 而常规空调的压缩机耗电随着蒸发器进风温度的降低而减少。这也是由于 R32 组分浓度的增加和中间进液阀的开启引起的。值得关注的是, 当吸气压力较大时, 比如 0.37MPa, 当蒸发温度降低到 -2.51°C , 此时压缩机耗电已经达到了 1.47kW, R32 浓度为 60%, 如果再降低蒸发温度, 压缩机就有过载的危险。因此, 为了保护压缩机和尽可能的降低蒸发器进风温度, 扩大变浓度热泵的使用范围, 就不得不以牺牲制热量为代价, 来换取压缩机的安全工作。

系统冷凝压力的变化可以从图 5.12 中找到。冷凝压力随着吸气压力的增大而增加, 当吸气压力较大时, 比如 0.37MPa, 当蒸发温度降低到 -2.51°C , 此时冷凝压力已经达到了 2.301kW, 而且还有继续增长的趋势。为了保证机组中高压侧设备的安全, 必须将冷凝压力控制在 2.5MPa 以内。因此, 将吸气压力控制在一定范围内是保证机组高压侧和压缩机安全所必须的。

图 5.13 是不同吸气压力下系统压比随蒸发器进风温度的变化规律。从图中可知, 随着蒸发器进风温度的降低, 系统的压比都增大了, 且混合物的压比普遍比 R22 系统高。与前面不同的是, 当进风温度降低时, 吸气压力越高, 压比越

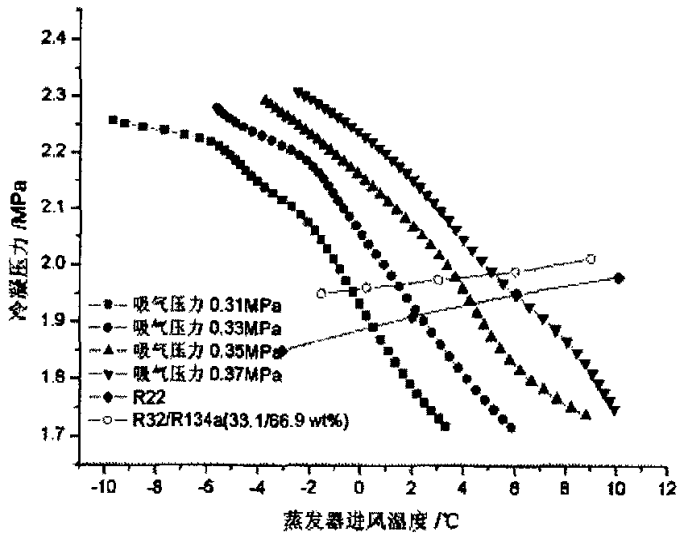


图 5.12 不同吸气压力下系统冷凝压力随蒸发器进风温度变化图

小,而当吸气压力较低时,压比大。如当吸气压力为 0.31MPa,进风温度为-9.71℃时,系统的压比已经达到了 7.28,远高于正常情况的 5~6。因此,作为控制信号的吸气压力也不能太低。因此存在一个最优的压力,同时满足系统安全高效的运行。

综合考虑上面各方面的因素,为了在尽可能低的蒸发器进风温度下获得更多的制热量,扩大变浓度容量调节热泵系统的应用工况,同时又兼顾系统的安全性,我们选定系统的最优吸气压力为 0.3MPa 开展下一步的实验,同时验证本部分模型的正确性。

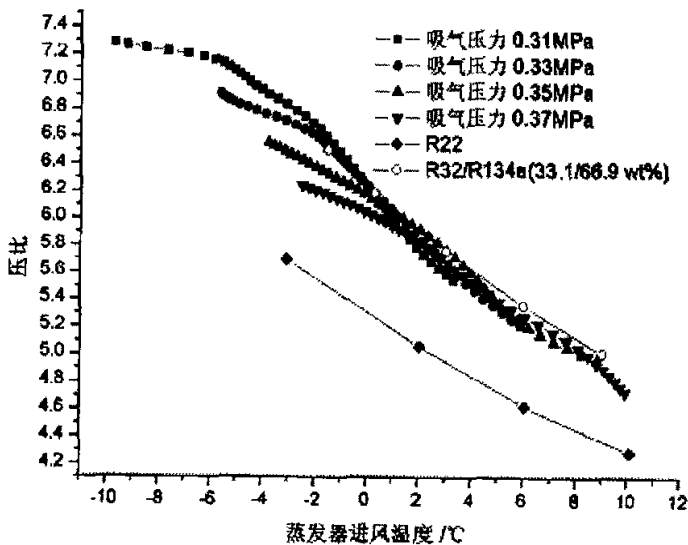


图 5.13 不同吸气压力下系统压比随蒸发器进风温度变化图

5.2.3 基于最优吸气压力的排气温度控制实验研究

5.2.3.1 控制策略

上面一节中我们找到了最优的吸气压力作为变浓度容量调节热泵的控制型号, 本节我们将以此吸气压力下进行进一步的实验研究。实验的步骤如前所述。

由图 5.7 可知, 如果吸气压力为 0.31MPa 时, 当蒸发器进风温度为 0℃左右时, R22 系统、R23/R134a(33.1/66.9 %)和吸气压力为 0.31MPa 变浓度热泵系统的制热量非常接近, 因此, 在进风温度 0℃之前, 我们可以选择定浓度系统, 混合工质中组分 R32 的浓度接近 33.1%, 0℃之后, 可以通过控制吸气压力来调节系统浓度达到增加系统的制热量的目的。这样, 可以尽可能的在进风温度降低时增大制热工况下系统的制热量。而当进风温度上升到平衡点(风冷热泵在标准工况下的进风温度)子后, 同样的, 我们可以随着系统负荷的下降调整混合工质的配比, 增加 R134a 的组分来减少系统的制热量。达到节能的目的。

5.2.3.2 实验研究

图 5.14~5.18 给出了在不同进风温度、进水温度 40℃、水量 480L/h、风速 2.308m/s 下的实验数据。实验中, 我们通过调整中间进液节流阀的开启度来控制压缩机的排气温度, 同时考察了不同排气温度下系统性能的变化规律。

从图 5.14 可以看到, 当蒸发器进风温度大于 0.5℃左右时, R32/R134a(33.1/66.9%)以定浓度运行, 当浓度小于 0.5℃时, 打开变浓度装置来调节系统浓度, 随着蒸发器进风温度的降低, 使得吸气压力控制在 0.3MPa 左右。当进风温度从 0.5℃降到-8.3℃时, 系统的制热量基本保持不变, 甚至略有增大, 此时系统中 R32 的浓度为 59.64%。且控制的排气温度较低时, 系统的制热量较大, 这是排气温度较低时系统的中间进液量更大, 系统的流量也就更大, 所以制热量比排气温度高时多。

图 5.15 是系统制热 COP 随进风温度的变化情况。与 R22 系统相比, 变浓度热泵系统的 COP 并没有明显的减少, 这表明变浓度热泵系统在制热工况下能在较低的进风温度下以较大的 COP 明显增大系统的制热量, 明显节约了能源。同时, 我们注意到排气温度较低的情况比排气温度高的情况 COP 大, 这主要是因为制热量增加的同时系统的耗功量并没有明显的增加, 这可以从图 5.16 中看

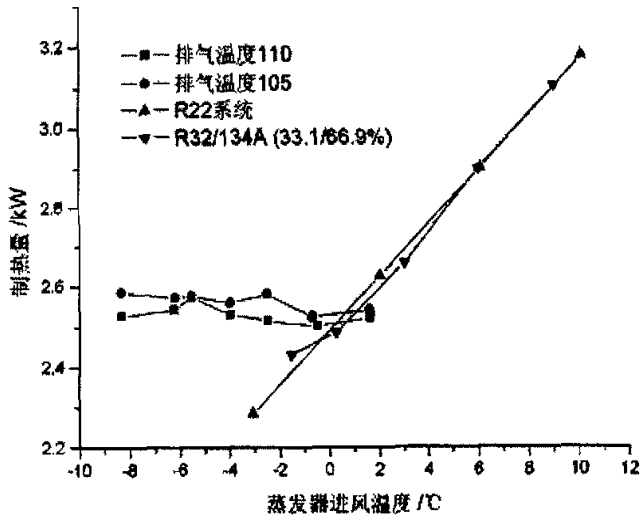


图 5.14 制热工况下系统制热量随进风温度变化图

出。随着蒸发器进风温度的降低，压缩机的耗功量上升很快，并且在 -8.32°C 达到了 1.435kW ，这与第四章的模拟结果稍有不同。如果我们继续降低进风温度，为了降低排气温度，我们将不得不继续开大中间进液阀，这样压缩机的功率也将增大，压缩机有超载的危险。

图 5.17 反映了系统压比随进风温度的变化情况。压比随着进风温度的降低而增大，其变化趋势与理论模拟结果相近。当进风温度降低到 -8.3°C 左右时，系统的压比已经达到了 8 左右，大大超过了正常的工作情况下的 5~6，已经是一般压缩机工作的极限。

总之，将吸气压力控制在 0.3MPa 左右在本实验中是比较合理的，在这个压力下，根据控制策略，当进风温度从 0.5°C 降到 -8.3°C 时，系统的制热量基本保持不变，甚至略有增大，此时系统中 R32 的浓度从 33.1% 增加到 59.64%，压缩机耗功接近 1.435kW ，压比达到 8 左右。我们假设 R22 系统的制热量随着进风温度的降低而线性下降，当进风温度降到 -8.3°C 时，变浓度系统制热量和耗功量比 R22 系统都增加了 25.5% 左右，而制热 COP 基本与 R22 系统相当。要进一步降低进风温度，扩大变浓度热泵的应用工况，将受到压缩机压比太大、压缩机耗功

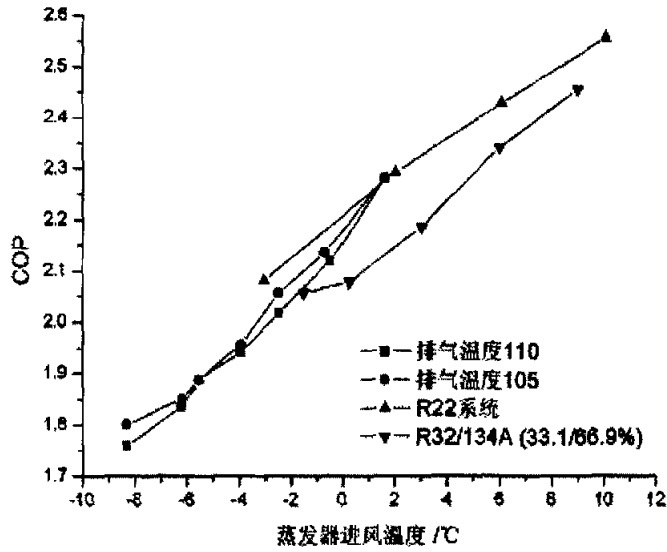


图 5-15 制热 COP 随蒸发器进风温度的变化图

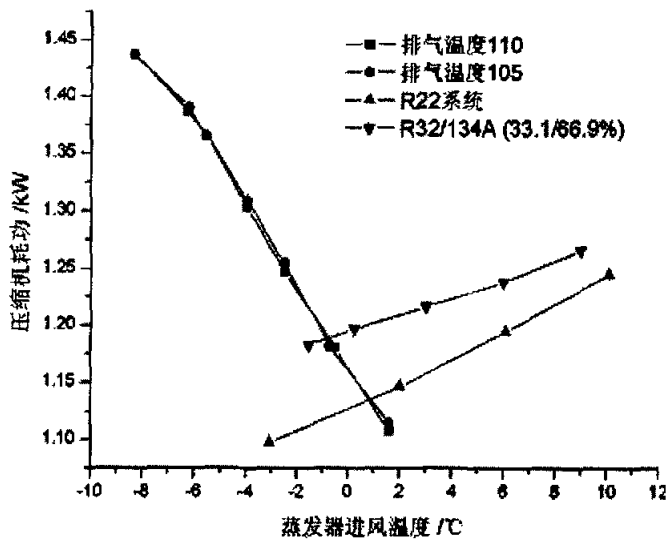


图 5-16 压缩机耗功随蒸发器进风温度的变化图

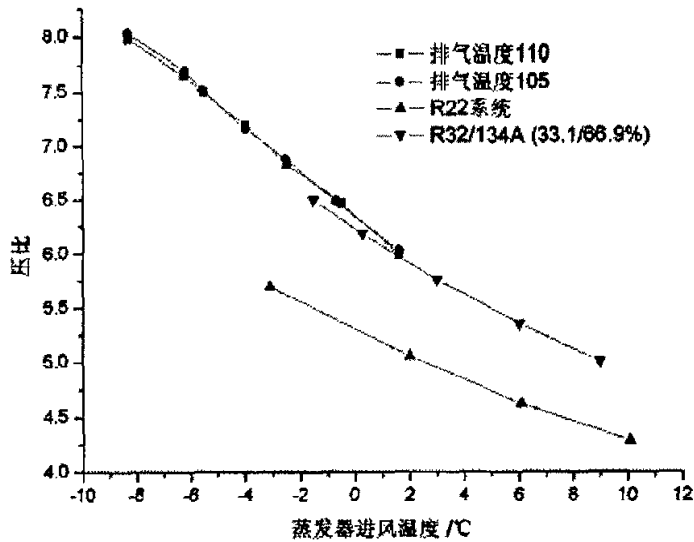


图 5.17 压比随蒸发器进风温度的变化图

多和冷凝压力过高等条件的限制。

5.2.3.3 制热季节能效比比较

为了更加直观、形象的反映变浓度容量调节热泵系统所带来的节能效果，本节将举例从季节能效比的角度对变浓度容量调节热泵系统和常规 R22 热泵系统的制热工况进行比较。所选择的工况：蒸发器进风温度为-8.3℃，冷凝器进水温度为 40℃。常规系统性能参数是在实验结果的基础上经过线性处理后近似表示，其制热量与变浓度系统的差额由电加热补偿。表 5.2 是能提供相同制热量的变浓度热泵系统和常规 R22 系统的性能比较。

表 5.2 制热性能比较

| | 常规 R22 热泵+电加热 | 变浓度系统(R32/R134a) |
|--------------|---------------|------------------|
| 制热量(%) | 74.5+25.5 | 100 (2.586kW) |
| 制热能效比(%) | 84.8 | 100 |
| 冷凝压力(MPa) | 1.8 | 2.418 |
| 蒸发压力(MPa) | 0.29 | 0.301 |
| 压比 | 6.21(77.3) | 8.03(100) |
| 制冷剂循环配比(wt%) | 100 | 59.64/40.36 |

从上面可以看到，假设在提供相同制热量得前提下，变浓度系统的制热能效比比常规 R22 热泵+电加热系统高 15.2%，因此节省了大量的电能，具有重要的意义。同时，变浓度伴随着系统压比的增大、冷凝压力升高和压缩机功率增大等问题。

5.3 本章小结

本章介绍了用于实验研究的实验台，并进行了大量的实验研究。通过对实验数据的总结和分析，得到了以下主要结论：

- a、本文所采用的压缩机中间进液方法可以明显的降低压缩机的排气温度，降低蒸发器进风温度，扩大变浓度容量调节风冷热泵系统的应用工况；
- b、以制热量的匹配为目标，找到了与 R22 系统制热量相当的 R32/R134a 浓度配比；
- c、以神经网络模型为工具，对实验数据进行分析，实现了对吸气压力的优化计算，找到了适合本实验台的最优吸气压力；
- d、根据最优吸气压力和控制策略进行了不同排气温度下的实验研究，发现变浓度容量调节热泵系统能够明显的遏制制热量随蒸发器进风温度降低而下降，在一个相当宽的范围能维持系统制热量不变，甚至有所增加；
- e、控制的排气温度低，可以增大系统的质量流量，增加制热量，提高系统能效比；
- f、与 R22 系统相比，本文所阐述的变浓度容量调节热泵系统可以明显的提高系统的制热能效比达 15.6%，同时伴随着系统的压比增大，冷凝压力升高和压缩机耗功量的明显增加。

第六章 总结与展望

本章对本文的工作和研究成果进行了总结,并对接下来如何进一步开展研究及如何解决目前存在的一些问题提出了一些建议。

6.1 主要结论

本文在对吸取前人的研究经验和成果的基础上,进行了很多改进,取得了很好的效果,推进了变浓度容量调节热泵系统的研究,并为接下来的研究开拓了新的思路。本文主要完成了以下工作,得到了一些重要结论:

1. 简要回顾了国内外变浓度容量调节热泵系统中混合工质的研究进展,首次提出了在变容量热泵系统中使用三元混合工质的概念,并分析了用它替换二元混合工质的优越性;然后,通过数值模拟选出了具有较大潜力的 R32/R125/R227ea、R32/R143a/R227ea、R32/R143a/R134a 和 R32/R125/R134a 三元非共沸混合工质,其中的 R32/R125/R134a 是目前最合适的;最后,根据选定的三元混合工质,分析了它们在变容量热泵系统中的运行特性,结果表明,它们在满足热泵变容量调节方面具有较大潜力,是替代 R22 的理想工质。

2. 比较了二元和三元混合工质在简单分馏和精馏分离装置中分离效果的差异,对变浓度系统在操作过程中出现的制冷剂质量随浓度改变而迁移现象进行了定性分析,具体如下:

(1)、描述了非共沸混合工质的简单分馏和精馏分离原理并进行了比较,可以说简单分馏只是精馏分离的一种特殊情况。精馏分离可以不受热平衡条件的限制来更大程度的分离混合工质,其改变混合工质组分配比的能力比简单分馏系统大很多。以等效的板式精馏代替填充式精馏进行了定性分析。

(2)、对简单分馏和精馏分离两种分离装置中混合工质质量迁移特性进行了分析,得到了 M_s/M_T 的与系统浓度的基本关系式。

(3)、进行了混合工质 R32/R134a 和 R32/R125/R134a 在两种分离装置中的图解分析。在给定的 M_s/M_T 比的情况下,精馏分离系统能够得到低沸点制冷剂浓度更高的循环组分。也就是说,两个不同系统下得到相同的循环浓度,精馏系统所需的制冷剂存储量更少。

(4)、三元混合工质 R32/R125/R134a 比二元混合工质 R32/R134a 所需要的制冷剂液体存储量更少。

3. 围绕如何有效降低压缩机气体的排气温度从三个方面进行了分析,得出了一些有益的结论,为进一步开展研究打下了坚实的基础:

(1)、增强换热器的换热效果,减小蒸发器的阻力损失和管路的热损失和阻

力损失，可以有效降低系统的排气温度；

(2)、引入神经网络模型模拟并分析了以吸气压力为控制信号的变浓度热泵系统，在此基础上分析并比较了混合工质 R32/R125/R134a 和 R32/R134a 作为制冷剂的系统性能。发现以 R32/R125/R134a 作为变浓度容量调节风冷热泵系统的工质，可以有效的降低系统的排气温度，压缩机功率的增加得到有效遏制，保证压缩机在安全范围内运行；但 COP 比 R32/R134a 系统稍小；

(3)、通过对吸气压力的优化，我们发现存在一个最优的吸气压力，以保证系统安全高效的运行；

(4)、对滚动转子中间进液压缩机的结构、运行特性和循环的热力学性能进行了简单分析。发现这种类型的压缩机可以在不影响吸气量的情况下有效的降低排气温度并提高系统的制冷/制热能力。

4. 在原有的实验台基础上进行了改进，为了方便比较和安全方面的考虑，依旧采用 R32/R134a 作为工质进行了中间进液变浓度容量调节热泵系统的实验研究，主要内容和结论如下：

(1)、本文所采用的压缩机中间进液方法可以明显的降低压缩机的排气温度，降低蒸发器进风温度，扩大变浓度容量调节风冷热泵系统的应用工况；

(2)、以制热量的匹配为目标，找到了与 R22 系统制热量相当的 R32/R134a 浓度配比为 33.1/66.9wt%；

(3)、以神经网络模型为工具，对实验数据进行分析，实现了对吸气压力的优化计算，找到了适合本实验台的最优吸气压力；

(4)、根据最优吸气压力和控制策略进行了不同排气温度下的实验研究，发现变浓度容量调节热泵系统能够明显的遏制制热量随蒸发器进风温度降低而下降，在蒸发器进风温度 0.5~-8.32℃ 的范围能维持系统制热量不变，甚至有所增加；

(5)、控制的排气温度低，可以增大系统的质量流量，增加制热量，提高系统能效比；

(6)、与 R22 系统相比，本文所阐述的变浓度容量调节热泵系统可以明显的提高系统的制热能效比达 15.6%，同时伴随着系统的压比增大，冷凝压力升高和压缩机耗功量的明显增加。

6.2 建议及展望

混合工质变浓度容量调节不但利用环保型的混合工质有效地调节了系统的容量，而且不产生附加能量损失，与其它容量调节方式相比，具有更好的调节效果。这种调节方式为热泵空调系统的容量调节提供了一个新的发展方向，也为热

泵空调系统实现节能与环保开辟了广阔的前景。

尽管本文对变浓度容量调节热泵系统进行了多方面的改进,并提出了一些有益的建议,但总体来说,要使得本装置变的更加可行和实用,还有以下几个方面有待进一步的研究和完善:

1. 首先,必须对系统的结构进行改进,特别是提高换热器与第二换热流体间的换热效果。实验中我们发现蒸发器的结构大大限制了蒸发器的换热效果,其蒸发压力的损失也比较大,从而对系统性能产生了较大的影响;冷凝器的换热效果也不是很好。另外,还需要对系统的多余管路进行整理,可以减小系统制冷剂的充灌量,同时减小制冷剂的分离时间;
2. 可以考虑用 R407C 替代 R32/R134a 的混合物作为变浓度容量调节热泵系统的制冷剂,并实现从 R407C 到 R410A 的转换,这对降低排气温度和改善系统结构有很大益处(不需要压缩机中间进液系统),且与目前市场上流行的以 R407C 和 R410A 作为 R22 替代物相吻合,不会存在系统的兼容性问题;
3. 必须对系统变浓度装置进行改进和深入研究,特别是在三元混合工质情况下的分离效果进行改进,希望能够尽可能的实现理论上的效果;
4. 本文只对系统进行了增容方面的实验研究,对系统减容的操作方法和控制方式还有待日后进一步研究和摸索。

尽管混合工质变浓度容量调节还有许多尚需解决的问题,还未达到完善的程度,离实用化还有一定距离。但因其结构简单,控制方式相对容易,而且无须对原有的常规热泵系统做太大的改动就可实现系统的节能与环保,所以随着制冷空调系统对节能和环保的要求日益提高,其必将在未来得到更加广泛研究和应用。

参考文献

- [1] T. Saito, T. Yshii. Regional reports- Asia and Pacific. 7th International Energy Agency Conference on Heat Pump Technologies. 2002, Volume 1: 38-46
- [2] 陈兴华, 叶学锋. 瑞典、芬兰家用热泵应用概况. 制冷与空调. 2003, 3(3): 9-11
- [3] 范存养等. 空气源热泵的应用与展望. 暖通空调, 1994(6): 20-24
- [4] 龙惟定. 上海地区使用风冷热泵冷热水机组的经济性分析, 暖通空调, 1995(5): 3-7
- [5] 江辉民, 王洋等. 国内外热泵的发展与新技术. 建筑热能通风空调, 2003, 22 (4): 7-9
- [6] 陆耀庆主编. 实用供热空调设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- [7] L.Buehler. Capacity control, ASHRAE Journal 1968(10)
- [8] J. C. Verma. Optimum utilization of capacity control devices in reciprocating compressors. In Proc. Purdue Comp. Tech. Conf., 1986: 509-520
- [9] Parreira, E. Pereira; Parise, J.A.R. Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressors Heat Recovery Systems & CHP. Sep.1993, 13(5): 451-461
- [10] 杨昭, 张启等. 热泵空调除湿系统变工况运行季节用能效率的研究. 太阳能学报, 2000, 21(1): 29-34
- [11] 谷轮数码涡旋技术. Copeland 公司中文网站
- [12] 张建一主编. 制冷装置节能技术. 机械工业出版社, 1999
- [13] 彦启森等. 小型变容量空调系统控制技术在日本的研究进展. 变频技术, 2000(9): 56-58
- [14] 杜晓芸, 吴建华等. 无传感器无刷直流电机在变频空调中的应用. 微特电机, 2002(1): 29-30
- [15] 朱平平, 高艳霞等. 家用变频空调器. 电世界, 2001(5): 4-6
- [16] David Simpson (刘相东译). 制冷技术相关方的变化. 家用电器科技, 1999(2): 15-17
- [17] 艾默生电气(中国)投资有限公司. 冷冻用涡旋压缩机应用指南. 制冷技术, 2002(1): 39-43
- [18] 杨昭, 刘志刚等.混合工质变浓度容量调节特性及节能机理的研究. 工程热物理学报, 1998(9): 13-16
- [19] You. Y., Ma Y. T., et al. A new heat pump system of continuous capacity control with NARMS. IEEE. 1989(4): 2117-2119
- [20] You, Y., Lu, C. R., New refrigeration/heat pump system of continuous capacity control with NARMS. Proceedings of the International Conference on Energy and Environment, ICEE May 1995: 331-335
- [21] 吉田雄二等. Development of new refrigeration circuit to control refrigerant mixture composition. Trans. of the JAR. 1988(5): 33-39

- [22] 杨昭. 空调热泵系统混合工质变浓度容量调节能和 R22 的替代研究. 天津大学博士学位论文, 1995
- [23] M. Kim, M. S. Kim, S. T. Ro. Capacity control of a heat pump system by Changing the Composition of Refrigerant Mixtures 20th international congress of refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999, volume III paper278
- [24] Michiyoshi Kusaka, et. al. The development of the energy saving technology by the composition control of R407C. Eighth international refrigeration conference at Purdue University, West Lafayette, USA. July 25-28, 2000: 55-62
- [25] Peter I. Rothfleisch. Accumulator distillation insert for zeotropic refrigerant mixtures. USA patent 5551255, Sep.3, 1996
- [26] James G. Gebbie, Michael K. Jensen, Piotr A. Domanski et. Experimental pure and binary mixture performance in heat pump with distillation. International Journal of Refrigeration 2004(27):940-947.
- [27] 弗兰克 R.比安卡尔迪, 戴维 J.MC 法林, 雷蒙德 L.DE 布卢瓦, 托拜厄斯 H.谢内尔. 可变制冷剂、级内压缩热泵. 中国专利 98118641.6.
- [28] Hewitt. N. J, McMullan. J.T, et. Advanced cycles and replacement working fluids in heat pumps. Applied thermal engineering. 2001(21): 237-248
- [29] 小林贤二, 归山晴行等. 空调装置. 中国专利 00135060.9
- [30] Kruse. H. The advantages of non-azeotropic refrigerant mixtures for heat pump application. International Journal of Refrigeration. 1981(14): 6-12
- [31] Cooper, W. D., Borchardt. H. J.. The use of refrigerant mixtures in air-to-air heat pumps. International congress of refrigeration, 15th, Progress in refrigeration science and technology proceeding, Venice, 1979
- [32] Gromoll B, Gotbier H. Continuous control of the heating capacity of heat pumps by means of non-azeotropic mixtures, IIR Commission E2, Trondheim, Norway, 1985
- [33] 吉田雄二等. Development of new refrigeration circuit to control refrigerant mixture composition. Trans. of the JAR. 1988(5): 33-39
- [34] Vineyard. E.A, Sand J.R and Statt T.G. Selection of ozone-safe, nonaeotropic refrigerant mixtures for capacity modulation in residential heat pumps. ASHRAE Trans, 1989, 95: 34~46
- [35] 郜志. 含 R227ea 的混合工质变浓度容量调节的空调系统的性能研究: [硕士学位论文]. 天津: 天津大学, 1998
- [36] 陈斌. 混合工质变容量热泵系统理论与试验研究: [博士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 2004

- [37] .Mulroy W J, Domanski P A and Didion D A. Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures Part 1. An experimental study, *Int J Refrig*, 1994, 17(4): 226~230
- [38] 杨昭, 刘志刚, 赵三元等. 新型 HCFCs 替代物筛选及性能实验. *太阳能学报*. 1998, 19 (2): 133~139
- [39] NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 7.0
- [40] Peter I. Rothfleisch, Simple Method of Composition Shifting With a Distillation Column for a Heat Pump Employing a Zeotropic Refrigerant Mixture. NISTIR5689, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, 1995
- [41] 陈光明, 陈国邦主编. 制冷与低温原理. 北京: 机械工业出版社. 2000
- [42] 吴业正主编. 小型制冷装置设计指导. 北京: 机械工业出版社. 1998
- [43] 楼天顺, 施阳主编. 基于 MATLAB 的系统分析与设计—神经网络. 西安: 西安电子科技大学出版社. 1999
- [44] Swider DJ. Experimental investigation and neural network modeling of vapor-compression liquid chillers, Student Research Project, 1999, University of Auckland, New Zealand
- [45] Erol Arcaklioglu, Ali Erisen, Ramazan Yilmaz. Artificial neural network analysis of heat pumps using refrigerant mixtures, *Energy Conversion and Management*, 2004, (45): 1917-1929
- [46] H. Bechtler, M. W. Browne, P. K. Bansal, etc. Neural networks- a new approach to model vapor-compression heat pumps, *Int. J. Energy*, 2001(25): 591-599
- [47] Erol Arcaklioglu, Abdullah Cavusoglu, Ali Erisen. Thermodynamic analysis of refrigerant mixtures using artificial neural networks, 2004(78): 219-230
- [48] 吴俊生等编著. 分离工程. 华东化工学院出版社, 1992.8
- [49] 朱自强等编著. 流体相平衡原理及其应用. 浙江大学出版社, 1990.4
- [50] 蒋维钧等编. 化工原理 (上、下册). 清华大学出版社, 1992.12
- [51] Corr. S. Trials with zeotropic refrigerants as replacements for R22 in an instrumented glycol/water chiller. International Refrigeration Conference at Purdue West Lafayette, Indiana, USA, July, 1994
- [52] 吴兆琳, 向文军, 蒋能照. HFC32 / HFC134a 在房间空调器中的应用研究. *流体机械*, 1995, 23 (7): 53-56
- [53] 李树林, 杜康荣, 刘咸定. 环保型空调器的研究与实验. *暖通空调*, 1998, 28 (4): 36-38

发表的学术论文

已发表或录用学术论文

1. 胡永亮, 陈光明, 陈斌, 王勤. 三元混合工质在变浓度调节热泵系统中的应用. 暖通空调, 录用;
2. 胡永亮, 陈光明, 王勤, 陈斌. R22 替代混合工质的配比优化计算. 流体机械, 录用;
3. 陈光明, 胡永亮, 洪峰. 混合工质变容量热泵系统浓度控制模式及实验研究. 浙江省暖通学术会议论文集;
4. 陈斌, 陈光明, 洪峰, 胡永亮. R32/R134a 变容量热泵系统实验研究. 暖通空调, 录用;
5. 陈斌, 陈光明, 刘利华, 洪峰, 胡永亮. 混合工质变容量调节技术及其应用. 流体机械, 2004, 32(12), 64~68。

致 谢

“天行健，君子以自强不息！”

每当我漫步在美丽的校园，回想着研究生二年多时间里的追寻与汗水、痛苦与欢乐，总是心生感激。能够在求是园这样令人自忘的山林中徜徉，能有机会接受老校长“求是、创新”校训的熏陶，实在是人生中一大幸事了。

在这里我遇到了那么多的好老师和好同学。这里有我最尊敬的导师陈光明教授，他创造的自由宽松的学术研究氛围让我获益匪浅，对课题高屋建瓴的指导让我深受启发，他那渊博的学识让我受益良多，他那高尚健美、虚怀若谷、平易近人的人格力量更是我学习的楷模。

这里有在学习和生活中给予我很多无私帮助的王勤副教授，王老师乐观的性格、敏捷的思维、扎实的专业知识、严谨的治学态度都给我留下了非常深刻的印象。

这里有给予我许多帮助的陈国邦老师、张绍志老师、陈琪老师、邱利民老师、甘智华老师、金滔老师、张权老师、黄国胜师傅和平祖国师傅，……

这里有同课题组的师兄陈斌博士、洪峰硕士和师姐刘利华硕士。特别感谢陈斌博士在试验台搭建、调试以及研究课题等各方面给我的诸多指导和帮助，是你将我引入了热泵的世界；感谢师兄洪峰在试验台测量和自控方面给我的指点，让我接触到丰富多彩的过程控制领域；感谢刘利华师姐在课题和生活上的诸多帮助；感谢张丽娜师妹帮我完成实验。没有你们的帮助，本文就不可能顺利完成，在这里表示我真诚的感谢。

当然，这里还有我可爱的师兄、师姐、师弟、师妹们：

何一坚、Maiga、张爱民、王林、王永川、徐敬玉、崔晓龙、宣永梅、周新丽、张玲、S. K. Tyagi、李阳春、孟祥锋、刘志勇、方铭、张华、房杉、仇嘉、朱煜，……，和你们在一起，让我时时感受到家的温暖。

在这里还要感谢我的同学王海鹰、王生龙、夏鹏、张锐和张海峰，以及制冷与低温专业 2002 级硕士班的所有同学，我将铭记与你们共度的令人难忘的快乐时光。

感谢大哥胡永有博士在学习和生活上对我的关心和帮助，感谢父母亲在成长过程中给我的无限关怀和期望。

最后，谨以此文献给我亲爱的家人、尊敬的老师和所有关心爱护我的人们！

胡永亮

公元二零零五年元月

于西子湖畔求是园