

不同工质的冷藏集装箱制冷系统，电子膨胀阀应该根据具体制冷剂的热力性质选取；电子膨胀阀流量系数对孔径和脉冲数比较敏感；在结构固定时，流量系数随蒸发温度的降低而升高，随冷凝温度的增加而增大，受过冷度变化的影响较小；电子膨胀阀的容量受孔径影响最大。在热负荷稳定时，电子膨胀阀开度突然变化而引起的蒸发器进、出口温度及过热度动态响应，蒸发器出口过热度不仅与电子膨胀阀的开度有关，而且在流量较大时，过热度还与制冷系统各参数有关。

关键词：冷藏集装箱，变频，节能，热反应系数，电子膨胀阀

Researches on the characters of energy saving in marine refrigerated containers by variable frequency control

ABSTRACT

Since 1970s, the energy problem has become one of the five biggest problems in the world. With the development of food industry and the increase in transported perishable commodity, the marine refrigerated container has been applied extensively, and then refrigeration devices consume too much energy. The marine refrigerated containers are of great mobility, and the changes of the outside air temperature, seawater temperature, the sun radiation intensity and the transported goods bring the changes in the latent and display heat load of refrigeration system. The traditional refrigeration system in containers adopts the mode of invariable revolution, and its system design is based on what can match the biggest heat load. So the refrigeration compressors and cooling fan motors have been chosen according to their biggest cool and heat burthen in working conditions. Actually, just in short time can refrigeration systems work in the biggest burthen. On Asian-European marine routes refrigeration systems are placed in 40-90% rating heat load for a long period of time and the energy is wasted considerably. Therefore, energy saving of refrigeration devices invites more and more attention.

This thesis analyzes the control principles of energy regulating ways in reefer units, compares the merits and demerits of these control methods in the outside working conditions of the changing burthen, and then puts forward the VVVF, a entirely new energy saving regulative and control method. In addition, the thesis educes the heat response factors of container's round wall constructions by analyzing the dynamic heat transfer and adopting the method of heat response factors, and illustrates the refrigerated container's characteristics through an experiment on an empty refrigerated container.

The main purpose of this thesis is to conduct a research on frequency conversion characteristics in reefer units through analyzing energy-consume, control method, and the technology of frequency conversion in refrigeration & air-conditioning. That is the focus of the research in this text.

The change of the revolution of compressor by using the frequency conversion technology while the outside burthen alters, enables that refrigerant discharge changes along

with the alteration of head load, and therefore refrigerating capacity will change respectively so that refrigeration system can match the variety in heat load. Meanwhile, after the revolution is reduced, the compressor energy-consume can be reduced and good results attained.

The thesis analyzes the main character of reefer units fan motors when they run with frequency conversion control and the variable discharge character of evaporator. Suction gas pressure goes up as the compressor run at the lower speed in the lower burthen, and this is beneficial to lower systems energy-consume. When the system is controlled by VVVF, the discharge change of the evaporator is not linear, the electronic expansion valve is adopted to regulate the system superheat degree, and the controlled object is parameter time varying, accordingly, the time varying controller should be adopted. Theory calculation of energy saving in fan motors shows that it is considerably effective in energy saving.

This thesis analyzes all kinds of throttle components, points out the advantage of adapting EEV, and analyzes the start-up and the discharge characteristics of EEV, and dynamic response of refrigeration systems when the opening degree of EEV is changed, etc. EEV is placed into a turnoff position while the unit starts up, and after being kept for a period of time it is placed into a bigger position, after some more time it is put into a basic control. EEV should be selected for various refrigeration systems according to the thermal properties of refrigerants; the discharge coefficient of EEV is sensitive to the aperture and impulse quantity of EEV; When the EEV structure is made, the discharge coefficient goes up with the lowering of evaporation temperature or goes down with the hoisting of the condensation temperature. It is less affected by the subcooled degree; the capacity of EEV is more affected by the aperture. When the heat load is stable, the sudden change of opening degree of EEV could cause the dynamic response of input temperature, output temperature and superheat degree. The output superheat degree of evaporator is not only relevant to the opening degree of EEV, but also to all kinds of parameters in refrigeration system when the discharge coefficient is bigger.

Gan Wei(Refrigeration & Cryogenic Engineering)

Directed by Professor Han Houde

KEY WORDS: refrigerated container, frequency convention, energy saving, heat response factors, electronic expansion valve

论文独创性声明

本论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。论文中除了特别加以标注和致谢的地方外，不包含其他人或其他机构已经发表或撰写过的研究成果。其他同志对本研究的启发和所做的贡献均已在论文中作了明确的声明并表示了谢意。

作者签名： 甘伟 日期： 2003.1.21

论文使用授权声明

本人同意上海海运学院有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留送交论文复印件，允许论文被查阅和借阅；学校可以上网公布论文的全部或部分内容，可以采用影印、缩印或者其它复制手段保存论文。保密的论文在解密后遵守此规定。

作者签名： 甘伟 导师签名： 韩子德 日期： 2003.1.

第一章 船舶冷藏集装箱制冷装置节能概述

20 世纪 70 年代以来，能源问题已被列为世界五大难题之一，随着世界食品工业的发展和易腐货物冷藏运输量的日益增大，船舶冷藏集装箱得到日益广泛的应用，远洋船舶运输冷藏集装箱的总能耗也随之迅速增加，因此，冷藏箱制冷的节能也越来越引起广泛的重视。

1.1 冷藏集装箱制冷装置节能的意义

制冷行业是能耗很大的行业，据中国制冷学会统计，我国制冷空调设备的年耗电量约占全国年耗电量的 5%-6%，夏季占季节发电量的 18%-20%，部分经济发达地区甚至占 25%-35%。可见制冷行业的节能对于解决我国的能源问题具有重要的作用。远洋船舶也是能源消耗的大户，特别是远洋冷藏船和全冷藏集装箱船。所以研究冷藏集装箱制冷装置的节能技术有利于各船公司的“开源节流”、提高能源利用率和降低运营成本、提高在国际运输市场竞争力。

正因为这样，世界各主要冷藏集装箱制冷机组生产厂商竞相研究各自低能耗高可靠性的制冷机组。Thermo King 公司推出的 SCR-40 Magnum 冷藏箱制冷机组比其竞争对手 (Carrier 和 MHI 等) 的产品降低能耗约 50%，制冷量却比 Carrier 公司的 69NT40 大近 65%，并且更加环保^[18]。该产品采用了 2 项节能措施：高级全封闭旋涡式压缩机和变速风机，压缩机有一个独特的蒸汽喷射系统——使得每个制冷循环制冷量加大；变速风机根据货物温度和环境温度调节转速。由于采用的节能技术，从而赢得了较大市场份额。

海运冷藏集装箱流动性大，随着外界气温、海水温度、太阳辐射强度和运送货物的变化，冷藏集装箱制冷系统的显热和潜热负荷随之不断变化。传统的冷藏集装箱制冷系统压缩机一般采用恒定转速运行方式，在设计系统时，以能够满足最大热负荷为依据，制冷压缩机和风机选型的根据是最大冷、热负荷工况。实际上，冷藏箱制冷系统只是短时间工作在最大负荷。亚-欧、亚-美航线上冷藏集装箱制冷系统长期处在 40~90% 的额定负荷下运行，能量浪费极其可观。

目前全球冷藏集装箱数约为 810000TEU，且每年仍有约 65000TEU 的新冷藏集装箱投入运营，船舶冷藏集装箱从北半球横越赤道到南半球运输途中，外界气温可能在 +50℃ 至 -30℃ 范围内变化，冷藏集装箱的热负荷随之剧烈变化，始终维持冷藏、保温货物在各自最佳温度状态下，以便保持易腐货物的质量品质和数量，并实现制

第一章 船舶冷藏集装箱制冷装置节能概述

20 世纪 70 年代以来，能源问题已被列为世界五大难题之一，随着世界食品工业的发展和易腐货物冷藏运输量的日益增大，船舶冷藏集装箱得到日益广泛的应用，远洋船舶运输冷藏集装箱的总能耗也随之迅速增加，因此，冷藏箱制冷的节能也越来越引起广泛的重视。

1.1 冷藏集装箱制冷装置节能的意义

制冷行业是能耗很大的行业，据中国制冷学会统计，我国制冷空调设备的年耗电量约占全国年耗电量的 5%-6%，夏季占季节发电量的 18%-20%，部分经济发达地区甚至占 25%-35%。可见制冷行业的节能对于解决我国的能源问题具有重要的作用。远洋船舶也是能源消耗的大户，特别是远洋冷藏船和全冷藏集装箱船。所以研究冷藏集装箱制冷装置的节能技术有利于各船公司的“开源节流”、提高能源利用率和降低运营成本、提高在国际运输市场竞争力。

正因为这样，世界各主要冷藏集装箱制冷机组生产厂商竞相研究各自低能耗高可靠性的制冷机组。Thermo King 公司推出的 SCR-40 Magnum 冷藏箱制冷机组比其竞争对手 (Carrier 和 MHI 等) 的产品降低能耗约 50%，制冷量却比 Carrier 公司的 69NT40 大近 65%，并且更加环保^[18]。该产品采用了 2 项节能措施：高级全封闭旋涡式压缩机和变速风机，压缩机有一个独特的蒸汽喷射系统——使得每个制冷循环制冷量加大；变速风机根据货物温度和环境温度调节转速。由于采用的节能技术，从而赢得了较大市场份额。

海运冷藏集装箱流动性大，随着外界气温、海水温度、太阳辐射强度和运送货物的变化，冷藏集装箱制冷系统的显热和潜热负荷随之不断变化。传统的冷藏集装箱制冷系统压缩机一般采用恒定转速运行方式，在设计系统时，以能够满足最大热负荷为依据，制冷压缩机和风机选型的根据是最大冷、热负荷工况。实际上，冷藏箱制冷系统只是短时间工作在最大负荷。亚-欧、亚-美航线上冷藏集装箱制冷系统长期处在 40~90% 的额定负荷下运行，能量浪费极其可观。

目前全球冷藏集装箱数约为 810000TEU，且每年仍有约 65000TEU 的新冷藏集装箱投入运营，船舶冷藏集装箱从北半球横越赤道到南半球运输途中，外界气温可能在 +50℃ 至 -30℃ 范围内变化，冷藏集装箱的热负荷随之剧烈变化，始终维持冷藏、保温货物在各自最佳温度状态下，以便保持易腐货物的质量品质和数量，并实现制

冷系统节能无论是对于航运公司降低运营成本还是对各制冷机组制造商抢占市场都具有重要的意义。

1.1.1 全球海上冷藏货运量的增长^[17]

由于全球一体化进程的不断深入，以及各国资源和经济发展的不平衡，导致了世界各国贸易的急速发展。冷藏货运量得到了很大增加。伦敦的德鲁里航运咨询公司 2000 年进行的调查表明，在到 2005 年为止的 5 年里，全球的冷藏品贸易量将会年均增长 1.7%，海运贸易额每年增长 2.1%，海上冷藏货运量 1996 年为 4700 万吨，2000 年近 5000 万吨，预计到 2005 年将达到 5700 万吨。在全球冷藏货运市场上，冷藏集装箱货运量所占的份额越来越大，在 1996 年，冷藏集装箱货占海上冷藏货运量的 41%，到 2005 年预计将达到 48%。

据英国远洋航运咨询公司（OSC）在它的“2005 年冷藏运输、贸易、和市场预测”的研究报告中也预计到 2005 年全球海上冷藏货贸易量将近 6000 万吨，其冷藏货物分布见表 1-1。

表 1-1 全球海运冷藏货运量的分布表（单位：百万吨）

货物类别 \ 年份	1995 年	1998	2005 年	10 年的增长率 (%)
香蕉	11.3	12.3	16.1	42.3
肉类食品	9.8	12.0	16.3	66.3
水果	7.6	8.4	8.6	13.2
落叶食物	4.8	5.6	6.2	29.2
鱼类	5.4	6.3	12.4	129.6
奶制品	1.4	1.6	2.1	50.0
其他	1.2	1.5	2.0	66.7
总计	41.5	47.7	63.7	53.5

在全球每年 5000 万吨的海上冷藏品运输中，全部为冷藏船和冷藏集装箱运输。其中冷藏集装箱的冷货运量每年约占总量的 40-45%。据 OSC 出版的《2010 年前的冷藏货运贸易》的报告表明：在 2000 年，冷藏集装箱所占份额为 44.5%，预计到 2005 年将达到 46.5%，2010 年将达到 48.5-48.7%（见表 1-2）。由于各自的优势，两种运输方式将并存发展，但是冷藏集装箱的运输比重将会有所增加，总的冷藏品运输总量将不断增加，年均 2000 多万吨的冷藏品将采用冷藏集装箱运输。

表 1-2 冷藏船和冷藏集装箱船冷藏品运输货运量预测（单位：千吨）

年份	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2010	
							情景 1	情景 2
冷藏船运输总量	27854	29279	29955	30666	31415	32205	37408	34900
冷藏集装箱运输总量	22306	23579	24586	25654	26786	27986	34542	32920
海上冷藏品运输总量合计	50160	52858	54541	56320	58201	60191	72950	67820
冷藏船运输所占市场份额	55.5%	55.4%	54.9%	54.4%	54.0%	53.5%	51.3%	51.5%
冷藏集装箱运输市场份额	44.5%	44.6%	45.1%	45.6%	46.0%	46.5%	48.7%	48.5%

※ 2010 年情景取决于经济合作与发展组织对经济增长速度预测的上下限。

由以上的分析表明全球冷藏品运输总量和冷藏集装箱运输总量将会不断增加，冷藏集装箱运输发展的潜力巨大。

1.1.2 船舶冷藏集装箱运输的发展

20 世纪 60 年代后期国际集装箱化运输迅速崛起，彻底改变了海上运输的面貌。70 年代全金属的隔热集装箱与冷藏集装箱用于易腐食品的冷藏运输。80 年代全铝冷藏集装箱一改原全钢箱的传统结构，受到国际海运公司和各租箱公司的欢迎和选用。90 年代冷藏集装箱技术的新突破和多式联运的兴起以及管理上的不断完善，进一步推动了冷藏集装箱运输的发展和广泛应用。

随着世界各国易腐货进出口量的迅速增加，海上冷藏集装箱运输得到了迅速发展。由于集装箱化运输的方便、高效的“门到门”运输优势，使得集装箱运输得到飞速发展。

到 2000 年，世界集装箱保有量为 1430 万 TEU，其中远洋船舶用箱量 1360 万 TEU，沿海或内河支线用箱量为 68 万 TEU，在过去的 10 年里，全球集装箱年均递增幅度为近 11%。根据最近出版的货运系统调查报告——《冷藏集装箱贸易趋势》显示，在 1998 年中期，全世界冷藏船队（航运公司和租箱公司）共拥有冷藏集装箱 361600 个或者 623900 个标准箱（TEU），其中世界各航运公司拥有量占 64%，各租箱公司拥有 36%。预测还将年均增长 11%。并且在未来的几年里这种增长趋势会继续保持下去。

据有关研究预测在未来的 5 年中，全球用箱量可望再递增 40%，到 2005 年，到达 2100 万 TEU，其中普通干箱 1670 万 TEU，特种箱 100TEU，冷藏集装箱将达 120 万 TEU。随着全球海上运输用冷藏集装箱的数量迅速增加，其生产制造和控制新技术也不断运用与集装箱上，首先是在箱体材料上，铝合金箱体代替了以往的不锈钢箱体，隔热层采用整体发泡而成的硬质聚氨酯泡沫塑料，在保持足够强度的前提下大大减轻了箱体的重量；其次控制技术的发展使得冷藏集装箱的控制和调节更加先

进、完善和更加的可靠，能够控制箱内温度在 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 内（实际控制在 $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ 内）。另外计算机技术不断应用于冷藏集装箱的控制、故障检测和记录等。并且气调冷藏集装箱也得到了很大的发展，通过气调可以控制箱内 CO_2 和 O_2 等的含量来达到果蔬等冷藏货的最佳运输环境。

1.2 船舶冷藏集装箱制冷节能的必要性及节能技术的发展

1.2.1 冷藏集装箱制冷装置节能的必要性

目前全球每年 2000 万多吨的冷藏品需采用冷藏集装箱运输，全球共有近 81 万 TEU 冷藏集装箱用于海上冷藏运输，并且每年新增近 6.5 万 TEU 的冷藏集装箱。考虑早期使用 R12 作为制冷剂的冷藏集装箱的退出和部分老箱的使用寿命，每年有近 3 万 TEU 被淘汰，总的冷藏集装箱保有量年均增长 3.5 万 TEU。在这之中，有 90% 以上是采用不带动力的机械式制冷机组。根据英国剑桥大学制冷技术实验室 (CRT) 的一项对比实验表明：在相同的货物要求和外界条件下，冷藏集装箱制冷机组 (Thermo King 公司的 SCR-40 Magnum, 采用节能设计) 节电 50%，通常一般机组耗电 $5\text{KW}\cdot\text{H}$ ，即省电 $2.5\text{KW}\cdot\text{H}$ ，按照每度电 0.08 美元计算，每运转一小时即节省开支 0.2 美元；如果每个冷藏集装箱年运行时间 3500 小时，年减少运转费用 700 美元；每个冷藏箱的使用寿命为 10-15 年，按 13 年计算，累计节省运转费用 9100 美元。对于一艘有 400 冷箱的全冷藏集装箱船舶每年将可以减少开支近 28 万美元。对于有冷藏集装箱的航运公司而言，采购时选用新的能源利用率高、能耗少的冷藏集装箱和对现有冷藏集装箱进行节能降耗改造，将会有很大的利润空间，其直接的经济效益是十分明显的。

此外，由于在相同的情况下，由于冷藏集装箱制冷机组的耗电量的下降，所以在同样的船舶电站容量下，每个船舶可以运输更多的冷藏集装箱，可以为航运公司带来新的利润。

环保方面，要求制冷装置的 ODP (Ozone Depleting Potential, 即臭氧衰竭潜能值) 为 0, GWP (Global Warming Potential, 即全球温升潜能值) 要尽可能小。目前新的冷藏集装箱采用的制冷剂基本上为 R134a 和 R404a, 由于 GWP 只是考虑了在制冷剂泄露到大气中去后造成的温室效应，而没有考虑在使用这种制冷剂所造成的温室效应，因此现在有的国家强调用 TEWI (Total Equivalent Warming Impact, 即当量温室效应) 来衡量制冷装置的温室效应，TEWI 包括工质排放产生的直接温室效应和能耗有关排放 CO_2 的的温室效应两个部分。考虑对温室效应的影响，远洋船舶上的电源一般为柴油机发电，因此冷藏集装箱制冷装置的节电实际上就减少了船

进、完善和更加的可靠，能够控制箱内温度在 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 内（实际控制在 $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ 内）。另外计算机技术不断应用于冷藏集装箱的控制、故障检测和记录等。并且气调冷藏集装箱也得到了很大的发展，通过气调可以控制箱内 CO_2 和 O_2 等的含量来达到果蔬等冷藏货的最佳运输环境。

1.2 船舶冷藏集装箱制冷节能的必要性及节能技术的发展

1.2.1 冷藏集装箱制冷装置节能的必要性

目前全球每年 2000 万多吨的冷藏品需采用冷藏集装箱运输，全球共有近 81 万 TEU 冷藏集装箱用于海上冷藏运输，并且每年新增近 6.5 万 TEU 的冷藏集装箱。考虑早期使用 R12 作为制冷剂的冷藏集装箱的退出和部分老箱的使用寿命，每年有近 3 万 TEU 被淘汰，总的冷藏集装箱保有量年均增长 3.5 万 TEU。在这之中，有 90% 以上是采用不带动力的机械式制冷机组。根据英国剑桥大学制冷技术实验室（CRT）的一项对比实验表明：在相同的货物要求和外界条件下，冷藏集装箱制冷机组（Thermo King 公司的 SCR-40 Magnum，采用节能设计）节电 50%，通常一般机组耗电 $5\text{KW}\cdot\text{H}$ ，即省电 $2.5\text{KW}\cdot\text{H}$ ，按照每度电 0.08 美元计算，每运转一小时即节省开支 0.2 美元；如果每个冷藏集装箱年运行时间 3500 小时，年减少运转费用 700 美元；每个冷藏箱的使用寿命为 10-15 年，按 13 年计算，累计节省运转费用 9100 美元。对于一艘有 400 冷箱的全冷藏集装箱船舶每年将可以减少开支近 28 万美元。对于有冷藏集装箱的航运公司而言，采购时选用新的能源利用率高、能耗少的冷藏集装箱和对现有冷藏集装箱进行节能降耗改造，将会有很大的利润空间，其直接的经济效益是十分明显的。

此外，由于在相同的情况下，由于冷藏集装箱制冷机组的耗电量的下降，所以在同样的船舶电站容量下，每个船舶可以运输更多的冷藏集装箱，可以为航运公司带来新的利润。

环保方面，要求制冷装置的 ODP（Ozone Depleting Potential，即臭氧衰竭潜能值）为 0，GWP（Global Warming Potential，即全球温升潜能值）要尽可能小。目前新的冷藏集装箱采用的制冷剂基本上为 R134a 和 R404a，由于 GWP 只是考虑了在制冷剂泄露到大气中去后造成的温室效应，而没有考虑在使用这种制冷剂所造成的温室效应，因此现在有的国家强调用 TEWI（Total Equivalent Warming Impact，即当量温室效应）来衡量制冷装置的温室效应，TEWI 包括工质排放产生的直接温室效应和能耗有关排放 CO_2 的的温室效应两个部分。考虑对温室效应的影响，远洋船舶上的电源一般为柴油机发电，因此冷藏集装箱制冷装置的节电实际上就减少了船

船舶 CO₂ 等温室气体排放，则总的对全球温室效应的作用就会下降。根据英国剑桥大学制冷技术实验室 (CRT) 研究表明，一个冷藏集装箱制冷机组一年的 CO₂ 贡献为 13 吨，节能 50% 就意味着少排放 6.5 吨的 CO₂。由此可见冷藏集装箱的节能节电对于全球温室效应的影响也有间接的减缓作用。

1.2.2 船舶冷藏集装箱制冷装置节能技术的发展

1.2.2.1 冷藏集装箱制冷装置设计中的节能

在设计冷藏集装箱制冷装置的时候首先要考虑的在满足使用要求的前提下确定合理的制冷方法和高效的制冷循环。目前在冷藏集装箱制冷系统中一般采用的都是蒸汽压缩式，利用制冷剂的相变来转移热量。

在设计中首先要合理地确定制冷循环的各个设计参数，如冷凝温度、蒸发温度、压缩机吸气温度以及节流前制冷剂过冷度和制冷剂蒸发过热度等。

冷凝温度是制冷系统循环的主要运行参数之一，它直接关系到冷藏集装箱制冷装置的制冷效果、安全可靠性和能耗水平。设计中冷凝温度是定值，而实际运行中的冷凝温度是变化的，冷凝温度与环境温度有关，环境温度随季节、昼夜和航区的不同而在不断的变化，因此在设计中要充分考虑冷藏集装箱的各种不利环境因素，选择适当的冷凝温度，保证制冷系统在高效下节能运行。选取较高的冷凝温度实际上就是把冷藏集装箱的运行条件考虑得恶劣些，虽然会增加初投资，但是常年运行费用将会降低，可以达到提高经济性和增加节能效果。

蒸发温度是制冷系统运行中最重要的参数，为了满足冷藏运输的要求，达到冷货所要求的温度就必须要有足够低的温度，但是温度过低又会是制冷装置的运行经济性下降，能耗增加。所以在满足冷藏集装箱运输温度要求的前提下应当选择较高的蒸发温度。

冷凝温度（冷凝压力）和蒸发温度（蒸发压力）是两个最重要的参数，基本上每 1℃ 冷凝温度的降低和每 1℃ 蒸发温度（压缩机吸气的温度升高 1℃）升高约有 2-3% 的节能效果，所以使这两个因素达到最优化的调整将显著减少冷藏集装箱制冷系统的运转费用和能耗。

为了保证压缩机的安全运行，防止液击冲缸现象的发生，要求吸气温度有一定的过热度，但是要尽量减少有害过热的出现，否则制冷系数下降，冷凝的热负荷增加。一定的有益过热度有利于保证系统的正常运行，但吸气过热度过大会使压缩机的排气温度升高。因此必须选择合理的过热度，达到安全、节能的效果。

制冷剂液体在节流前过冷对提高制冷系统循环的运行经济性是有利的，通过制

冷剂的过冷可以减少节流损失，提高制冷系数。

对于冷藏集装箱制冷装置，制冷剂的选择不仅直接关系到装置的结构及操作管理，更重要的是制冷剂的不同，直接关系到装置运行的经济性。在选择制冷剂的时候要综合考虑制冷剂的热力学、热物理和化学性质、环保要求以及装置的安全和经济性。

1.2.2.2 冷藏集装箱控制技术的发展与节能

由于制冷装置的热负荷总在不断的变化，在这种情况下，要保证整个制冷装置在安全、准确和经济合理的条件下运行，就必须对整个制冷装置进行及时准确的调节，使制冷装置的制冷量和热负荷趋于或达到平衡，从而达到在满足热负荷要求的前提下最低的能量消耗。可见，节能与控制技术是相互作用的。制冷装置的调节控制是否及时、合理，直接关系到制冷装置的运行特性和能耗。根据自动控制技术在制冷装置中应用的程度的不同，制冷装置的控制方式大致可以分为5级，即手动控制配合安全保护装置、局部自动控制、半自动控制、全自动控制、全自动最佳工况调节。随着自动控制技术的发展，制冷装置的控制方式也在不断改进。在60年代末以前制冷系统控制方法以最简单的双位调节与直接作用或比例调节为主；到70年代制冷系统引入了控制精度更高的比例积分调节系统；80年代初由于比例积分调节、串级调节、补偿调节、自适应控制和计算机控制在制冷控制系统中的应用，使制冷装置的自动化有了很大的发展，随着控制技术、电力电子技术、微电子技术及计算机技术的发展及其在冷藏集装箱上的不断应用，使冷藏集装箱的制冷系统控制精度不断提高，能耗不断下降。

1.3 船舶冷藏集装箱运行特性与变频节能的可行性

1.3.1 船舶冷藏集装箱运行特性

船舶冷藏集装箱实际上是一座运输易腐货物的海上活动冷库，它从北半球横越赤道到南半球，在经受可能高达 $+50^{\circ}\text{C}$ 的极高温和 -30°C 的极低温的外界恶劣气候的情况下，冷藏货物(果蔬、鲜花、冷却肉类等)的温度仍需要始终维持在 -10°C 至 $+25^{\circ}\text{C}$ 之间，冷冻货物(鱼、肉类)的温度仍要始终维持在 -25°C 至 -10°C 之间。冷藏集装箱在如此恶劣的工况下工作，制冷系统经历着严峻的考验。

由于目前船舶冷藏集装箱运输已迅速发展成为国际贸易中的一种重要运输手段，随着国际冷藏集装箱运输业的迅速发展，研究冷藏集装箱运行特性、提高制冷装置工作效率和经济性已成为世界范围内广泛重视的课题。西欧、北美和日本等发

冷剂的过冷可以减少节流损失，提高制冷系数。

对于冷藏集装箱制冷装置，制冷剂的选择不仅直接关系到装置的结构及操作管理，更重要的是制冷剂的不同，直接关系到装置运行的经济性。在选择制冷剂的时候要综合考虑制冷剂的热力学、热物理和化学性质、环保要求以及装置的安全和经济性。

1.2.2.2 冷藏集装箱控制技术的发展与节能

由于制冷装置的热负荷总在不断的变化，在这种情况下，要保证整个制冷装置在安全、准确和经济合理的条件下运行，就必须对整个制冷装置进行及时准确的调节，使制冷装置的制冷量和热负荷趋于或达到平衡，从而达到在满足热负荷要求的前提下最低的能量消耗。可见，节能与控制技术是相互作用的。制冷装置的调节控制是否及时、合理，直接关系到制冷装置的运行特性和能耗。根据自动控制技术在制冷装置中应用的程度的不同，制冷装置的控制方式大致可以分为5级，即手动控制配合安全保护装置、局部自动控制、半自动控制、全自动控制、全自动最佳工况调节。随着自动控制技术的发展，制冷装置的控制方式也在不断改进。在60年代末以前制冷系统控制方法以最简单的双位调节与直接作用或比例调节为主；到70年代制冷系统引入了控制精度更高的比例积分调节系统；80年代初由于比例积分调节、串级调节、补偿调节、自适应控制和计算机控制在制冷控制系统中的应用，使制冷装置的自动化有了很大的发展，随着控制技术、电力电子技术、微电子技术及计算机技术的发展及其在冷藏集装箱上的不断应用，使冷藏集装箱的制冷系统控制精度不断提高，能耗不断下降。

1.3 船舶冷藏集装箱运行特性与变频节能的可行性

1.3.1 船舶冷藏集装箱运行特性

船舶冷藏集装箱实际上是一座运输易腐货物的海上活动冷库，它从北半球横越赤道到南半球，在经受可能高达 $+50^{\circ}\text{C}$ 的极高温和 -30°C 的极低温的外界恶劣气候的情况下，冷藏货物(果蔬、鲜花、冷却肉类等)的温度仍需要始终维持在 -10°C 至 $+25^{\circ}\text{C}$ 之间，冷冻货物(鱼、肉类)的温度仍要始终维持在 -25°C 至 -10°C 之间。冷藏集装箱在如此恶劣的工况下工作，制冷系统经历着严峻的考验。

由于目前船舶冷藏集装箱运输已迅速发展成为国际贸易中的一种重要运输手段，随着国际冷藏集装箱运输业的迅速发展，研究冷藏集装箱运行特性、提高制冷装置工作效率和经济性已成为世界范围内广泛重视的课题。西欧、北美和日本等发

达国家的冷藏链建设已接近 100%，自带内置式制冷机组 40 英尺等大型冷藏集装箱占冷藏箱的 66%以上。船舶冷藏箱以自带制冷机组的内藏式机械制冷箱为主。它需要船舶电站大量供电。因此，随着冷藏集装箱运输技术的不断发展和广泛应用，研究新型节能冷藏集装箱制冷机组已成为国内外冷藏运输制冷界的共识。

1.3.2 制冷装置变频节能的可行性

传统的冷藏集装箱制冷系统压缩机一般采用恒定转速运行，制冷压缩机和风机的设计和选型是以其制冷量能够满足最大负荷为依据的，然而制冷系统实际上只是在较短的时间工作在最大负荷下，而绝大部分时间里处在 40-90%额定负荷下工作，尤其是海运冷藏集装箱，由于其流动性大，船舶航行在全球各个航线上，经纬度、气候条件及海水温度、太阳辐射强度都不一样，而且在航次范围内相对较短的时间里变化也较大；另外，由于冷藏集装箱所装载冷藏货物性的不同和要求的冷藏运输温度的不同，使得冷藏集装箱制冷系统热负荷不断变化。传统的冷藏集装箱一般采用 ON-OFF 控制，当达到设定温度后压缩机和冷凝风机停止工作，这样控制方式会造成能量上较大的浪费。为了使冷藏集装箱的制冷系统在部分负荷条件下的制冷量与负荷有较好的匹配，对冷藏集装箱的制冷系统必须进行能量调节。

制冷压缩机容量的变频调节已被证明是现行能量调节方法中能耗最小的调节方法，在家用空调和中央空调中已经得到了广泛的应用。冷藏集装箱变频节能主要途径是：1 提高冷藏集装箱制冷装置的性能，采用低能耗机组包括对制冷系统风机的变频控制与优化设计；2 改善冷藏集装箱的自动控制，使制冷系统在更经济合理的工况下运行。

结合蒸发器过热度调节规律、电子膨胀阀良好的过热度调节的品质和动态特性保证了制冷系统的稳定运行，使制冷装置的最佳控制成为可能；蒸发器、冷凝器风机的变频调速调节、电子技术的引入和模糊控制技术的发展，使得制冷系统的调节性能日趋完善，控制精度日趋精确，节能效果也会越来越显著。

因此，冷藏集装箱变频节能技术研究的主要问题是研究实现船舶冷藏集装箱制冷压缩机、冷凝风机、蒸发器风机的变频运行的可行性及其变频特性，由此采取的措施如一般的热力膨胀阀的改进或使用电磁膨胀阀与变频器的结合，以提高温度的控制精度，从而达到节约能源、降低运输成本和提高冷藏保温货物的运输质量的目的。

第二章 船舶冷藏集装箱及其制冷系统

2.1 船舶冷藏集装箱^[26]

集装箱用于国际贸易的海上运输和多式联运已经有 40 多年的历史,这种运输方式的出现,把全世界的贸易发展推向一个新的历史时期。目前集装箱的定义没有统一的说法,不同的国家和不同的国际组织的定义都有一定的差别。

国际标准化组织 (ISO) 国际标准的《集装箱名词术语》定义如下:“集装箱是一种运输设备,(1) 具有足够的强度可以长期反复使用;(2) 适于一种或多种运输方式运送,途中转运时,箱内货物不需要换装;(3) 具有快速装卸和搬运的装置,特别便于从一种运输方式转移到另一种运输方式;(4) 便于货物的装满和卸空;(5) 具有 1m^3 及 1m^3 以上的容积。我国国家标准全面应用了国际标准化组织的定义。

随着集装箱运输的发展,为了适应各种不同种类的货物运输需要出现了许多不同种类的集装箱,其中保温集装箱就是专门为运送有温度要求而特殊设计的集装箱。保温集装箱具有一定的隔热性能,能够减缓箱内外热量的交换,能够保持箱内一定的低温条件。保温集装箱包括带制冷机组的冷藏集装箱和不带制冷机组的隔热集装箱。冷藏集装箱一般又可以分为机械式制冷和非机械式制冷两大类。机械式冷藏集装箱又称冷冻集装箱,制冷装置内置于箱体上,是目前应用最为广泛的冷藏集装箱。

冷藏集装箱的主要优点有:1、可以用多种交通工具进行连续运输而无需换装货物,使货物的冷藏环境不被间断或破坏;2、可以进行从产地到销售点的“门到门”直达冷藏运输,为保证货物新鲜度提供最佳条件;3、装卸效率高,运输费用合宜;4、容积、重量适中,调度灵活,使用方便,可以深入内地,有利于开拓冷货市场;5、可以作为移动式冷库,储藏 -18°C 左右的冷货。

2.2 船舶冷藏集装箱的基本结构及尺寸

船舶冷藏集装箱的基本结构见图 2-1 所示。

目前我国参与国际联运的冷藏集装箱基本上为 ISO 标准中的系列 1 中 1AAA (40 英尺高箱)、1AA (40 英尺)、1CC (20 英尺) 三种类型的冷藏集装箱。其内外尺寸和容积重量如下表 2-1,

以上数据来自扬州通利冷藏集装箱有限公司,由于生产工艺和水平的差异,冷藏集装箱的内部尺寸、容积、最大总重量都有一定的不同。同时由于制冷方式的不同,如消耗冷剂式冷藏集装箱、机械式冷藏集装箱、制冷/加热冷藏集装箱、带动力

第二章 船舶冷藏集装箱及其制冷系统

2.1 船舶冷藏集装箱^[26]

集装箱用于国际贸易的海上运输和多式联运已经有 40 多年的历史,这种运输方式的出现,把全世界的贸易发展推向一个新的历史时期。目前集装箱的定义没有统一的说法,不同的国家和不同的国际组织的定义都有一定的差别。

国际标准化组织 (ISO) 国际标准的《集装箱名词术语》定义如下:“集装箱是一种运输设备,(1) 具有足够的强度可以长期反复使用;(2) 适于一种或多种运输方式运送,途中转运时,箱内货物不需要换装;(3) 具有快速装卸和搬运的装置,特别便于从一种运输方式转移到另一种运输方式;(4) 便于货物的装满和卸空;(5) 具有 1m^3 及 1m^3 以上的容积。我国国家标准全面应用了国际标准化组织的定义。

随着集装箱运输的发展,为了适应各种不同种类的货物运输需要出现了许多不同种类的集装箱,其中保温集装箱就是专门为运送有温度要求而特殊设计的集装箱。保温集装箱具有一定的隔热性能,能够减缓箱内外热量的交换,能够保持箱内一定的低温条件。保温集装箱包括带制冷机组的冷藏集装箱和不带制冷机组的隔热集装箱。冷藏集装箱一般又可以分为机械式制冷和非机械式制冷两大类。机械式冷藏集装箱又称冷冻集装箱,制冷装置内置于箱体上,是目前应用最为广泛的冷藏集装箱。

冷藏集装箱的主要优点有:1、可以用多种交通工具进行连续运输而无需换装货物,使货物的冷藏环境不被间断或破坏;2、可以进行从产地到销售点的“门到门”直达冷藏运输,为保证货物新鲜度提供最佳条件;3、装卸效率高,运输费用合宜;4、容积、重量适中,调度灵活,使用方便,可以深入内地,有利于开拓冷货市场;5、可以作为移动式冷库,储藏 -18°C 左右的冷货。

2.2 船舶冷藏集装箱的基本结构及尺寸

船舶冷藏集装箱的基本结构见图 2-1 所示。

目前我国参与国际联运的冷藏集装箱基本上为 ISO 标准中的系列 1 中 1AAA (40 英尺高箱)、1AA (40 英尺)、1CC (20 英尺) 三种类型的冷藏集装箱。其内外尺寸和容积重量如下表 2-1,

以上数据来自扬州通利冷藏集装箱有限公司,由于生产工艺和水平的差异,冷藏集装箱的内部尺寸、容积、最大总重量都有一定的不同。同时由于制冷方式的不同,如消耗冷剂式冷藏集装箱、机械式冷藏集装箱、制冷/加热冷藏集装箱、带动力

或不带动力的冷藏集装箱等等其各个尺寸都有一定的差异。ISO 系列 1AAA 的机械式冷藏集装箱的最小内部尺寸为 (单位mm): 长 11140、宽 2220、高 2455; 1AA 长 11140、宽 2220、高 2150; 1CC 系列: 长 5300、宽 2220、高 2150。国际通用的冷藏集装箱的外部尺寸必须符合 ISO 标准和我国国家标准的规定, 内部尺寸和有关热力性能不能低于相应的 ISO 标准和我国的国家标准。

表 2-1 机械式冷藏集装箱的尺寸和重量

类型	外部尺寸 (单位: mm)			内部尺寸 (单位: mm)			内部容积 (单位: m ³)	最大总重量 (单位: kg)
	长	宽	高	长	宽	高		
1AAA	12192	2438	2896	11594	2295	2540	67.6	34000
1AA	12192	2438	2591	11587	2295	2219	58.1	32000
1CC	6058	2438	2591	5469	2295	2288	28.7	24000

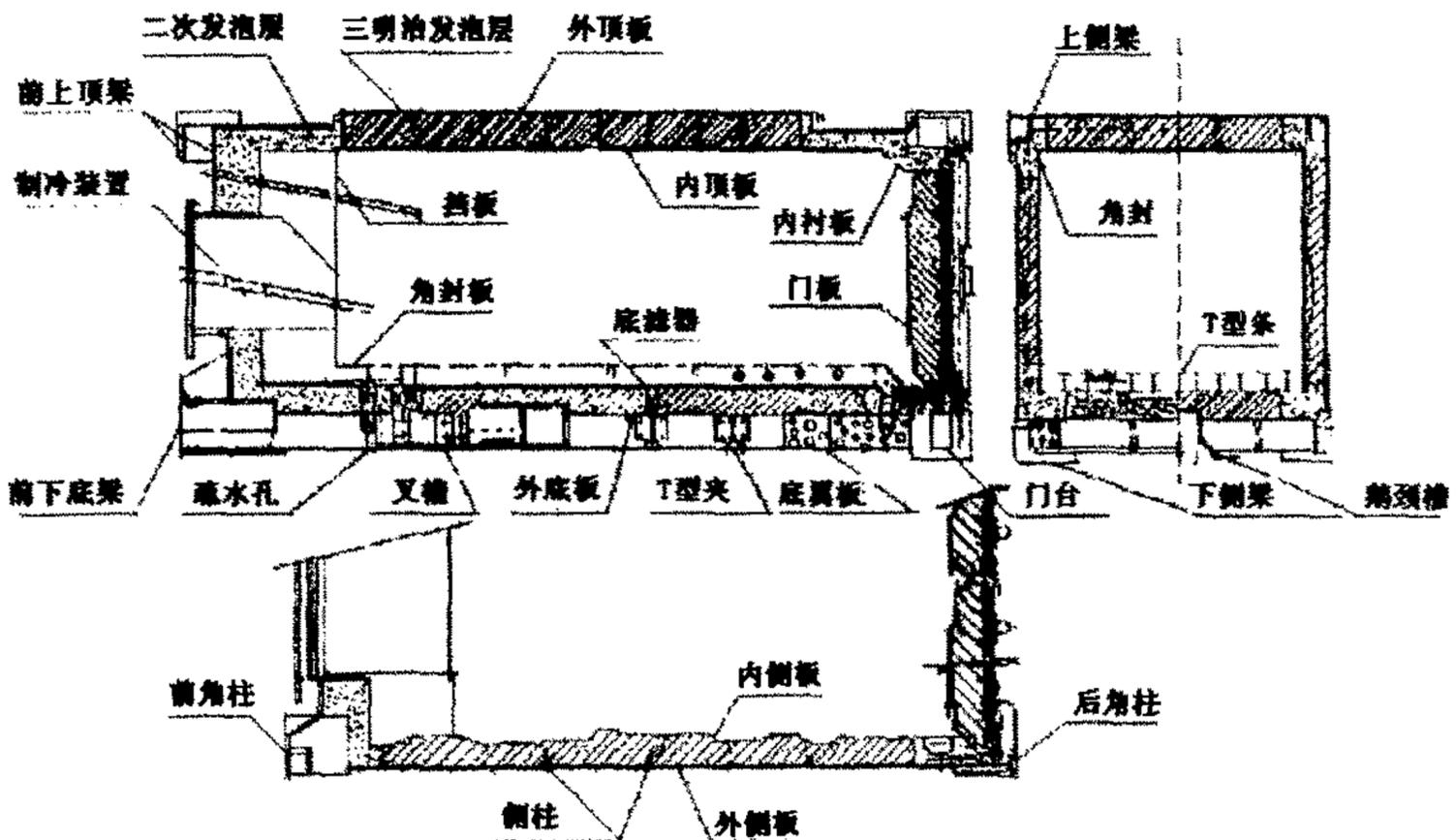


图2-1 冷藏集装箱基本结构图

2.3 船舶冷藏集装箱机械式制冷装置

目前在冷藏货海上运输的冷藏集装箱中大部分都为机械式冷藏集装箱, 这种冷藏集装箱的制冷系统和隔热箱体分别为不同的厂家生产然后组装。制冷机组内置于隔热箱体内, 使整个箱子的外部尺寸符合相关的标准要求, 便于冷藏集装箱的装卸船和海、陆运输。为了解决的在公路汽车运输中的制冷系统的电源供应问题, 有的

或不带动力的冷藏集装箱等等其各个尺寸都有一定的差异。ISO 系列 1AAA 的机械式冷藏集装箱的最小内部尺寸为 (单位mm): 长 11140、宽 2220、高 2455; 1AA 长 11140、宽 2220、高 2150; 1CC 系列: 长 5300、宽 2220、高 2150。国际通用的冷藏集装箱的外部尺寸必须符合 ISO 标准和我国国家标准的规定, 内部尺寸和有关热力性能不能低于相应的 ISO 标准和我国的国家标准。

表 2-1 机械式冷藏集装箱的尺寸和重量

类型	外部尺寸 (单位: mm)			内部尺寸 (单位: mm)			内部容积 (单位: m ³)	最大总重量 (单位: kg)
	长	宽	高	长	宽	高		
1AAA	12192	2438	2896	11594	2295	2540	67.6	34000
1AA	12192	2438	2591	11587	2295	2219	58.1	32000
1CC	6058	2438	2591	5469	2295	2288	28.7	24000

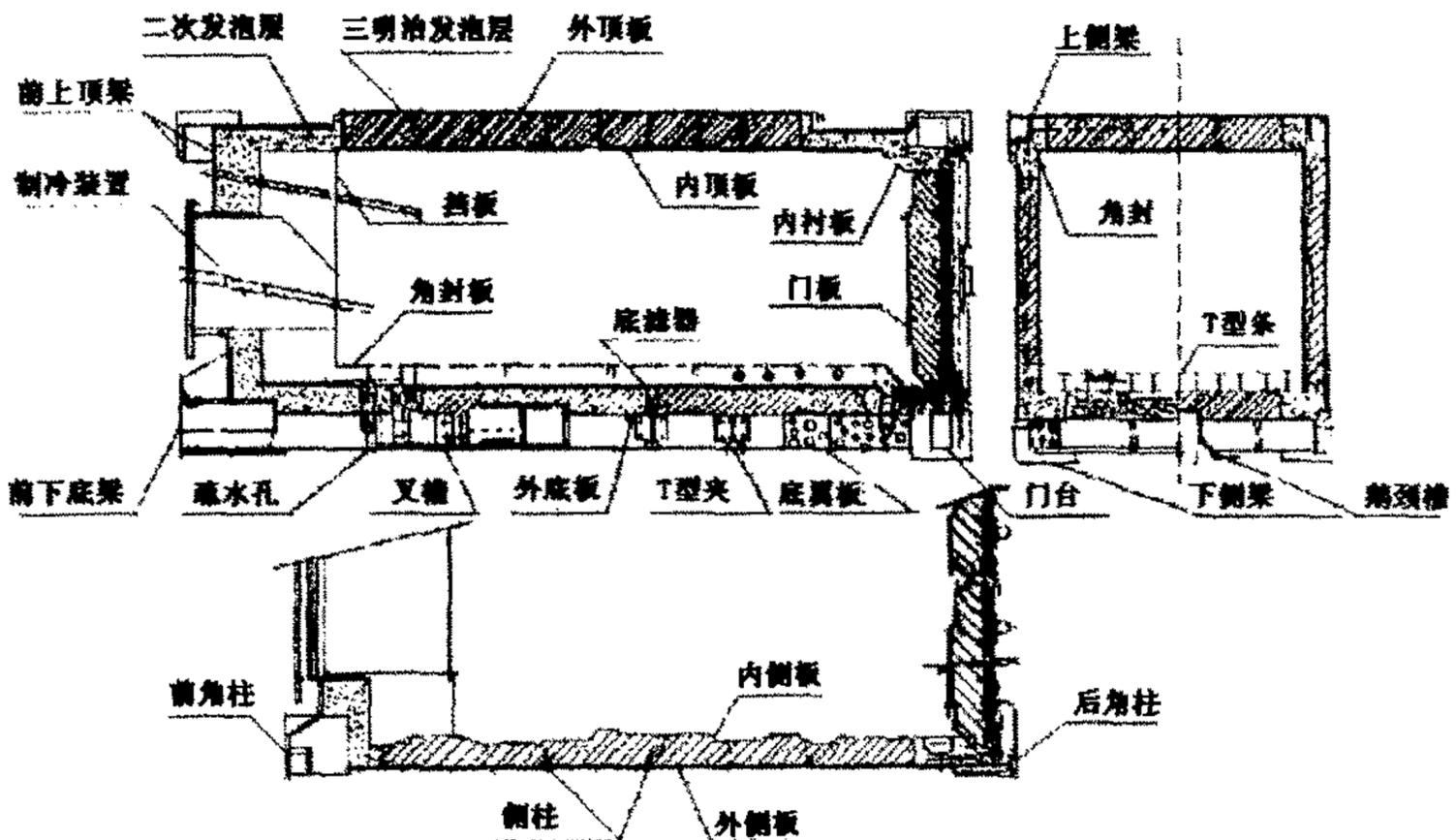


图2-1 冷藏集装箱基本结构图

2.3 船舶冷藏集装箱机械式制冷装置

目前在冷藏货海上运输的冷藏集装箱中大部分都为机械式冷藏集装箱, 这种冷藏集装箱的制冷系统和隔热箱体分别为不同的厂家生产然后组装。制冷机组内置于隔热箱体内, 使整个箱子的外部尺寸符合相关的标准要求, 便于冷藏集装箱的装卸船和海、陆运输。为了解决的在公路汽车运输中的制冷系统的电源供应问题, 有的

冷藏集装箱自带柴油发电机组，和制冷机组一体化内置于冷藏集装箱中，这种冷藏集装箱的制造成本较高，而且会使箱内有效容积相应减少，因此应用较少。目前比较合理的也是比较常用的一种解决公路运输电源问题的方法是采用一种外挂式柴油发电机组，在冷藏集装箱从船舶上卸下来需要公路运输的时候，将外挂式柴油发电机组通过标准挂装设备挂装在冷藏集装箱上为制冷机组供电。机械式冷藏集装箱制冷机组各部分结构如图 2-2 所示。

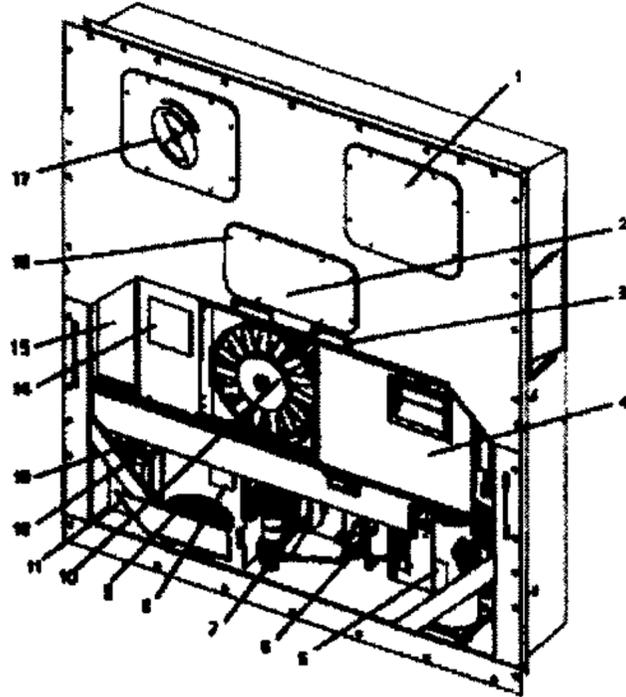


图2-2 机械式冷藏集装箱制冷机组

- 1、蒸发器风机（观测板） 2、加热器、吸气调节阀、冷却膨胀阀和蒸发器膨胀阀 3、叉车叉槽 4、控制面板（控制箱） 5、压缩机 6、储液器或水冷冷凝器 7、节能器 8、铭牌 9、电线及电源插头 10、冷凝风机 11、变压器 12、通讯接口 13、询问器接口 14、温度记录仪 15、低位换气孔 16、TIR运输协定密封 17、高位换气孔

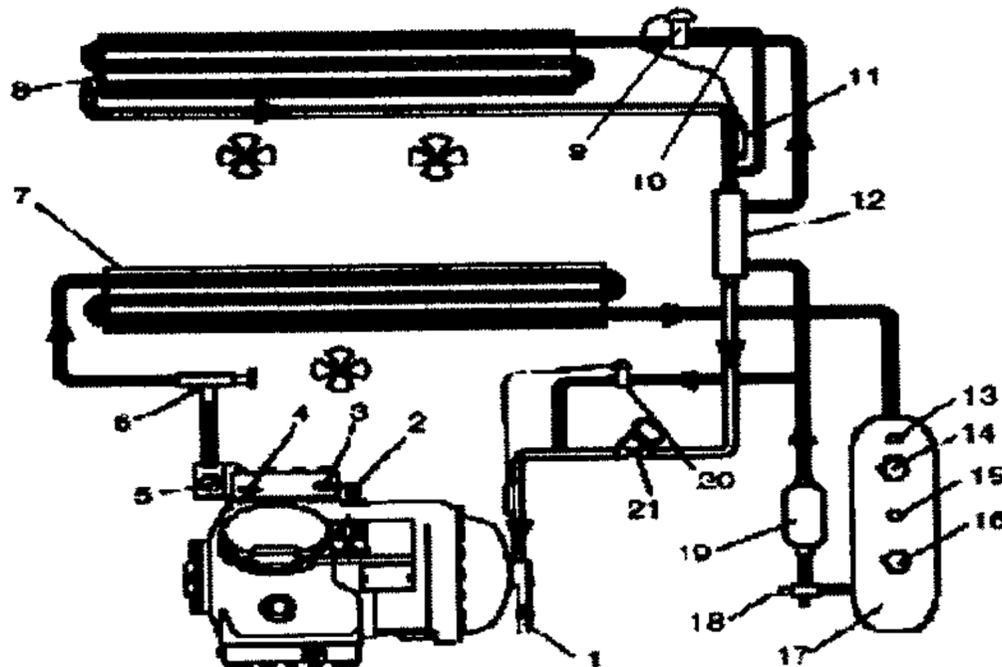


图2-3 制冷系统简图

- 1、吸气截止阀 2、吸气压力传感器 3、排气压力传感器 4、高压开关 5、排气截止阀 6、排气压力调节阀 7、空冷冷凝器 8、蒸发器 9、外平衡热力膨胀阀 10、外平衡管 11、热力膨胀阀感温包 12、回热热交换器 13、易熔塞 14、液位镜 15、冷凝压力传感器 16、示液镜/湿度指示器 17、储液器 18、液管辅助/备用阀 19、过滤干燥器 20、冷却阀

冷藏集装箱的制冷系统简图如图 2-3 所示。不同的冷藏集装箱制冷系统基本工作原理是相似的，不同的在于各自的控制方式和控制精度上略有不同。比如所用的制冷压缩机往复式和涡旋式；不同的机组能量的调节方式也不尽相同。以下主要分析其能量调节方式。

2.4 船舶冷藏集装箱能量调节控制方式分析

由于船舶冷藏集装箱的热负荷在随着船舶所在航区的纬度、气候条件的不断变化变化，而且不同的货物本身所要求的设定温度也不同，因此冷藏集装箱的制冷系统必须能够根据不同的要求进行适当的能量调节，以使冷藏集装箱的制冷量与热负荷相匹配。不同时期不同厂商生产的冷藏集装箱制冷系统的能量调节方式、容量调节范围都有所不同，但是原理上还是有一些共同点。

目前船舶冷藏集装箱环境工作温度设计为 -30°C — $+50^{\circ}\text{C}$ ，箱内温度控制在 -30°C — $+25^{\circ}\text{C}$ 。一般的设计工况有两个，即冷藏(chill)和冷冻(frozen)：冷藏工况的设定温度在 -5°C 或者高于 -5°C 以上，冷冻工况在 -5°C 以下。

2.4.1 冷藏(chill)方式下温度和能量调节分析

在冷藏工况(chill)下，以供气温度为控制温度进行正常的供气温度持续控制。此时，冷藏集装箱运转一般有五个运转档，分别为(1)全制冷运转(full cool)；(2)使用高温气体控制随动调节阀的容量控制(capacity control employing hot gas modulating valve)；(3)容量控制加低热运转(capacity control plus low heat)；(4)低热运转(low heat)；(5)高热运转(high heat)。其中(2)(3)为容量控制(制冷量调节)。

在刚开始冷藏运转时，控制系统把初始的运转档放在全制冷或者低热档上，当供气温度高于设定温度时制冷装置将进行全制冷运转；而当供气温度低于设定温度时候制冷装置进行低热运转。在从全制冷档开始运转的情况下，当供气温度达到设定温度(即全制冷运转的范围的下限温度)时，系统将转换到下一档的容量控制档进行运转。在制冷系统从低热档开始运转的情况下，当供气温度达到低于设定温度 2°C 的时候，由于这个温度是低热档运转的下限温度，制冷机组将进入下一档的高热档运转；而当供气温度达到设定高于温度 1.5°C 的时候，由于这个温度是低热运转档的上限温度，制冷机组将转换到上一档的容量控制+低热档进行运转。

当供气温度偏离特定运转档范围的设定温度时，制冷机组将转换到下一个运转档。容量控制和容量控制加低热运转档之间的转换，是依靠随动调节阀或者电子膨胀阀的控制条件以及蒸发器出口过热度或者温度的偏差来控制的。当电子膨胀阀的

冷藏集装箱的制冷系统简图如图 2-3 所示。不同的冷藏集装箱制冷系统基本工作原理是相似的，不同的在于各自的控制方式和控制精度上略有不同。比如所用的制冷压缩机往复式和涡旋式；不同的机组能量的调节方式也不尽相同。以下主要分析其能量调节方式。

2.4 船舶冷藏集装箱能量调节控制方式分析

由于船舶冷藏集装箱的热负荷在随着船舶所在航区的纬度、气候条件的不断变化变化，而且不同的货物本身所要求的设定温度也不同，因此冷藏集装箱的制冷系统必须能够根据不同的要求进行适当的能量调节，以使冷藏集装箱的制冷量与热负荷相匹配。不同时期不同厂商生产的冷藏集装箱制冷系统的能量调节方式、容量调节范围都有所不同，但是原理上还是有一些共同点。

目前船舶冷藏集装箱环境工作温度设计为 -30°C — $+50^{\circ}\text{C}$ ，箱内温度控制在 -30°C — $+25^{\circ}\text{C}$ 。一般的设计工况有两个，即冷藏(chill)和冷冻(frozen)：冷藏工况的设定温度在 -5°C 或者高于 -5°C 以上，冷冻工况在 -5°C 以下。

2.4.1 冷藏(chill)方式下温度和能量调节分析

在冷藏工况(chill)下，以供气温度为控制温度进行正常的供气温度持续控制。此时，冷藏集装箱运转一般有五个运转档，分别为(1)全制冷运转(full cool)；(2)使用高温气体控制随动调节阀的容量控制(capacity control employing hot gas modulating valve)；(3)容量控制加低热运转(capacity control plus low heat)；(4)低热运转(low heat)；(5)高热运转(high heat)。其中(2)(3)为容量控制(制冷量调节)。

在刚开始冷藏运转时，控制系统把初始的运转档放在全制冷或者低热档上，当供气温度高于设定温度时制冷装置将进行全制冷运转；而当供气温度低于设定温度时候制冷装置进行低热运转。在从全制冷档开始运转的情况下，当供气温度达到设定温度(即全制冷运转的范围的下限温度)时，系统将转换到下一档的容量控制档进行运转。在制冷系统从低热档开始运转的情况下，当供气温度达到低于设定温度 2°C 的时候，由于这个温度是低热档运转的下限温度，制冷机组将进入下一档的高热档运转；而当供气温度达到设定高于温度 1.5°C 的时候，由于这个温度是低热运转档的上限温度，制冷机组将转换到上一档的容量控制+低热档进行运转。

当供气温度偏离特定运转档范围的设定温度时，制冷机组将转换到下一个运转档。容量控制和容量控制加低热运转档之间的转换，是依靠随动调节阀或者电子膨胀阀的控制条件以及蒸发器出口过热度或者温度的偏差来控制的。当电子膨胀阀的

控制条件被保持在某一确定值以上达 10 分钟时,容量控制运转将被转换到容量控制加低热运转档;当电子膨胀阀的控制条件被保持在某一确定值以下达 10 分钟时,容量控制加低热运转档将被转换到容量控制档运转。同时在某一状态下,温度偏差值超出规定范围并被保持 20 分钟以上时,则上面的两种情况都将进行两个运转档之间的运转转换。

如果控制温度超出为各自运转档所设定的温度范围,则就转换一档进行运转。根据随动调节阀的开度、设定过热度 and 温度偏差所导致的运转档变化条件如下:

(a) 容量控制→容量控制加低热运转的转换必要条件

(1) 设定过热度>预先设定值(包括随动调节阀的开度>预先设定值)和温度偏差<预先设定值被持续保持 10 分钟;

(2) 温度偏差<预先设定值被持续保持 20 分钟。

(b) 容量控制加低热→容量控制的转换必要条件

(1) 设定过热度<预先设定值(包括随动调节阀的开度>预先设定值)和温度偏差>预先设定值被持续保持 10 分钟;

(2) 温度偏差>预先设定值被持续保持 20 分钟。

当温度偏差<预先设定值和随动调节阀的开度>预先设定值的时候,系统将进行“容量控制加低热”到“低热”的运转。

不同的冷藏集装箱制冷系统其容量控制的方式也不尽相同,有的系统设计在容量调节的时候在热负荷下降需要减少系统的制冷量时,可以由一个旁通电磁阀控制毛细管节流而产生比较少的冷量,此时膨胀阀一路的制冷剂被截止,制冷剂不通过。如果还不能满足温度控制要求,则高温气体调节阀导通,使经压缩机压缩后的制冷剂高温高压气体直接经高温气体调节阀后与液态制冷剂混合后经分配器到蒸发器一起蒸发再返回压缩机,从而达到制冷容量的控制。

2.4.2 冷冻(frozen)方式下温度和能量的调节分析

在冷冻工况(frozen)下,以供气温度和回气温度两者中的较高温度为控制温度进行正常的供气/回气温度 on/off 控制,以控制冷藏集装箱内部温度维持在设定温度点。冷藏集装箱冷冻工况(frozen)运转时一般有三个运转档,分别为(1)全制冷(full cool);(2)低循环,风扇工作(low circulation-fan operation);(3)低热运转(low heat)。当回气温度和供气温度两者中较高的温度高于设定温度点时候,系统的初始运转档将在全制冷运转工作;回气温度和供气温度两者中较高的温度低于设定温度的时候,系统的初始运转档将在低循环档运转。之后当偏离设定的温度超出各自运转档的范围时,系统就会转换到下一个运转档运行。

以上的冷冻、冷藏方式下能量调节虽然可以达到较高的温度控制精度，但是由于压缩机的能量调节为热气旁通、加热的调节方式，存在较大的能量浪费。

2.4.3 制冷机组风机能量调节方式分析

在蒸发器风机的能量调节控制中，一般情况下除了除霜工况外将始终运转。在制冷工况下，风机一般延时 20 秒左右启动，而在制热工况下不延时。目前大多数的冷藏集装箱的蒸发器风机为了节能和达到更好的控制温度采用变极调速，但是一般为 2 速调节，在冷藏工况 (chill) 下始终高速运转。在冷冻工况 (frozen) 下，当供气和回气温度两者中较高的温度下降到并达到 -5°C 时，蒸发器风机将从高速档转换至低速档运转；而当供气和回气温度两者中较高的温度上升并达到 -3°C 时，蒸发器风机将从低速档转换高速档运转。

在冷凝器风机的能量调节控制中，在制冷运转的时候一般始终运转。并且是恒转速运转。

蒸发器风机的两极调速是通过改变驱动电机的极对数，2/4 个极对数的变换来达到蒸发器风机转速在高速和低速下的调节，这种两级调速方式明显不能适应冷藏集装箱变负荷下的风量调节要求。

传统的压缩机能量调节采用 on/off 控制，无论是在冷藏方式还是冷冻方式下，温度达到控制温度（通常为设定温度的 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ ）内时，压缩机停止运转，以此来进行压缩机间歇运行的能量调节。除此之外，有的冷藏集装箱压缩机的调节方式还有气缸卸载等。这些方法均不能达到较高的能量利用率，存在较大的能量浪费；或者能量的调节范围非常有限，不能满足海上冷藏货运多变负荷的要求。

变频节能有许多技术上的优势。(1) 可以减少对电网电压的冲击。因为变频压缩机、风机可以实现软启动，故对电网电压无冲击。同时软启动也避免了制冷系统的共振点。(2) 可以实现快速制冷、制热。由于变频压缩机和风机初始工作频率允许达到 120-150Hz，即初始的制冷、制热能力是非变频系统的 2-3 倍，所以使得冷藏集装箱的制冷制热速率快 1-2 倍。(3) 高精度的温度控制。目前非变频制冷系统的温度控制精度也较高，而在变频控制下其温度的控制精度可以达到 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ ，甚至可以达到 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 或者更高的温度控制精度。从而有利于冷藏保温货物的高质量运输。(4) 可以实现制冷装置的节能。这个也是最为主要的优势，据陆地上应用的有关分析计算和实验测试比较，采用变频节能技术一般可以比非变频节能制冷节能 20-40%。(5) 变频制热运行时，可以改善制冷、制热系统的低温特性。在冷藏集装箱箱外的温度较低，需要工作在制热（热泵）工况运行时，由于箱外环境温度较低，所以箱外热交换器与环境交换的热量较少，箱内热交换器放出的热量也较少，箱内

温度达不到设定值。一般情况下是用辅助电加热，由于电加热的热效率较低，耗电量必然增加，而变频控制是可以通过电源频率的变化来控制压缩机的转速。如果气温较低可以增加转速，使工质循环量增加，以提高箱外热交换器的换热量，加上热泵运行时，箱内侧的热交换器是冷凝器，其放出的热量等于箱外侧换热量与电机功率之和。所以当压缩机转速增加的同时，电机功率迅速增加，这部分功率也叠加箱内的热交换器，达到快速升温的效果。

因此在冷藏集装箱的制冷系统控制中引入变频调速技术，对系统的压缩机、风机的电动机进行变频驱动，可以有效的减少能源消耗，降低运营成本；同时借助变频技术的现代控制技术，提高冷藏集装箱的箱内温度、湿度等的控制精度。

本论文的主要目的是通过分析冷藏集装箱的能量消耗、控制方式和分析变频调速技术的基础上，研究冷藏集装箱的变频特性。

2.5 船舶冷藏集装箱变频调速节能技术

变频器技术是一门综合性技术，它建立在控制技术、电力电子技术、微电子技术和计算机的技术的基础上，利用变频器对电动机进行调速控制容易实现对交流拖动系统的调速控制，可以实现大范围内的高效能连续调速控制，降低能耗。目前人们所说的交流调速传动主要是指采用电子式变换器对交流电动机的变频调速。60年代中期，普通晶闸管、小功率晶体管实用化，使交流电动机变频调速也进入了实用化。近几十年来，电力电子技术和微电子技术以惊人的速度向前发展，变频技术也随着取得了日新月异的进步。

早期的变频调速系统，基本上是采用 U/f 控制方式，无法得到快速的转矩响应，低速特性也不好（负载能力差）。1971年德国西门子公司发明了所谓“矢量控制”技术，一改过去传统方式中仅对交流电量的量值（电压、电流、频率的量值）进行控制的方法，实现了在控制量值的同时也控制其相位的新控制思想。使用坐标变换的办法，实现了定子电流的磁场分量和转矩分量的解耦控制，可以使交流电动机像直流电动机一样具有良好的调速性能。PWM 技术用于变频器的控制，可以改善变频器的输出波形，降低谐波并减少转矩脉动，同时也简化了变频器的结构，加快了调节速度，提高了系统的动态响应性能。全数字控制方式的应用，使得采用模拟控制方式无法实现的复杂的控制都变得很简单，可靠性、可操作性和可维修性得以充实，变频技术更加通用。

2.5.1 变频调速技术原理

我们知道，在电机原理中，异步电动机的同步转速即旋转磁场的转速为：

温度达不到设定值。一般情况下是用辅助电加热，由于电加热的热效率较低，耗电量必然增加，而变频控制是可以通过电源频率的变化来控制压缩机的转速。如果气温较低可以增加转速，使工质循环量增加，以提高箱外热交换器的换热量，加上热泵运行时，箱内侧的热交换器是冷凝器，其放出的热量等于箱外侧换热量与电机功率之和。所以当压缩机转速增加的同时，电机功率迅速增加，这部分功率也叠加箱内的热交换器，达到快速升温的效果。

因此在冷藏集装箱的制冷系统控制中引入变频调速技术，对系统的压缩机、风机的电动机进行变频驱动，可以有效的减少能源消耗，降低运营成本；同时借助变频技术的现代控制技术，提高冷藏集装箱的箱内温度、湿度等的控制精度。

本论文的主要目的是通过分析冷藏集装箱的能量消耗、控制方式和分析变频调速技术的基础上，研究冷藏集装箱的变频特性。

2.5 船舶冷藏集装箱变频调速节能技术

变频器技术是一门综合性技术，它建立在控制技术、电力电子技术、微电子技术和计算机的技术的基础上，利用变频器对电动机进行调速控制容易实现对交流拖动系统的调速控制，可以实现大范围内的高效能连续调速控制，降低能耗。目前人们所说的交流调速传动主要是指采用电子式变换器对交流电动机的变频调速。60年代中期，普通晶闸管、小功率晶体管实用化，使交流电动机变频调速也进入了实用化。近几十年来，电力电子技术和微电子技术以惊人的速度向前发展，变频技术也随着取得了日新月异的进步。

早期的变频调速系统，基本上是采用 U/f 控制方式，无法得到快速的转矩响应，低速特性也不好（负载能力差）。1971年德国西门子公司发明了所谓“矢量控制”技术，一改过去传统方式中仅对交流电量的量值（电压、电流、频率的量值）进行控制的方法，实现了在控制量值的同时也控制其相位的新控制思想。使用坐标变换的办法，实现了定子电流的磁场分量和转矩分量的解耦控制，可以使交流电动机像直流电动机一样具有良好的调速性能。PWM 技术用于变频器的控制，可以改善变频器的输出波形，降低谐波并减少转矩脉动，同时也简化了变频器的结构，加快了调节速度，提高了系统的动态响应性能。全数字控制方式的应用，使得采用模拟控制方式无法实现的复杂的控制都变得很简单，可靠性、可操作性和可维修性得以充实，变频技术更加通用。

2.5.1 变频调速技术原理

我们知道，在电机原理中，异步电动机的同步转速即旋转磁场的转速为：

$$n_1 = \frac{60 f_1}{n_p} \quad (2-1)$$

式中： n_1 ——同步转速 (r/min)；

f_1 ——定子频率 (Hz)；

n_p ——磁极对数。

而异步电动机的转速为

$$n = n_1(1 - s) = \frac{60 f_1(1 - s)}{n_p} \quad (2-2)$$

式中：

s ——异步电动机的转差率， $s = (n_1 - n) / n_1$ 。转差率是异步电动机的一个基本参数，异步电动机在电动运行状态下， $n < n_1$ ， $0 < s < 1$ ，空载（不产生转矩）转差率在 0.5% 以下，满载（产生额定转矩）转差率在 5% 以下。

改变异步电动机的供电频率 f_1 、磁极对数 n_p 和转差率 s 中的任意一个，即可以达到改变电动机转速、实现调速运行的目的。

对异步电动机进行调速时候，电动机的主磁通保持额定值不变。磁通太弱，铁芯利用不充分，同样的转子电流下，电磁转矩小，电动机的负载能力下降；磁通太强，则处于过励磁状态，使励磁电流过大，这就限制了定子电流的负载分量，为了使电动机不过热，负载能力也要下降。异步电动机的气隙磁通（主磁通）是定、转子合成磁动势产生的，由电机原理知道，三相异步电动机定子每相电动势的有效值为：

$$E_1 = 4.44 f_1 N_1 \Phi_m \quad (2-3)$$

式中 E_1 ——定子每相由气隙磁通感应的电动势的方均根值 (V)；

f_1 ——定子频率 (Hz)；

N_1 ——定子相绕组有效匝数；

Φ_m ——每极磁通量 (Wb)。

由上式可见， Φ_m 的值是由 f_1 和 E_1 共同决定的，对 E_1 和 f_1 进行适当的控制，就可以使气隙 Φ_m 保持额定值不变。

2.5.2 变频器调速基本构成

通常变频器分为交-直-交和交-交两种形式。变频器调速的基本构成如图 2-4 所示，由主回路（包括整流器、中间直流环节、逆变器）、控制回路组成。整流器是电网侧的变流器，作用是把三相/单相交流整流成直流；逆变器是负载侧的变流器，通常是利用六只半导体主开关器件组成的三相桥式逆变电路，通过有规律地控制逆

变频器中主开关的通与断来得到任意频率的交流电；中间直流环节也叫中间储能环节，目的是来缓冲异步电动机侧的无功能量；控制电路通常由运算电路、检测电路、控制信号的输入、输出和驱动电路等构成，其主要任务在于完成对逆变器的开关控制、对整流器的电压控制以及完成各种保护功能等。控制方法采用模拟控制或者数字控制，也可以才用微型计算机进行全数字控制，采用尽可能简单的硬件电路，其余的大部分功能靠软件完成。

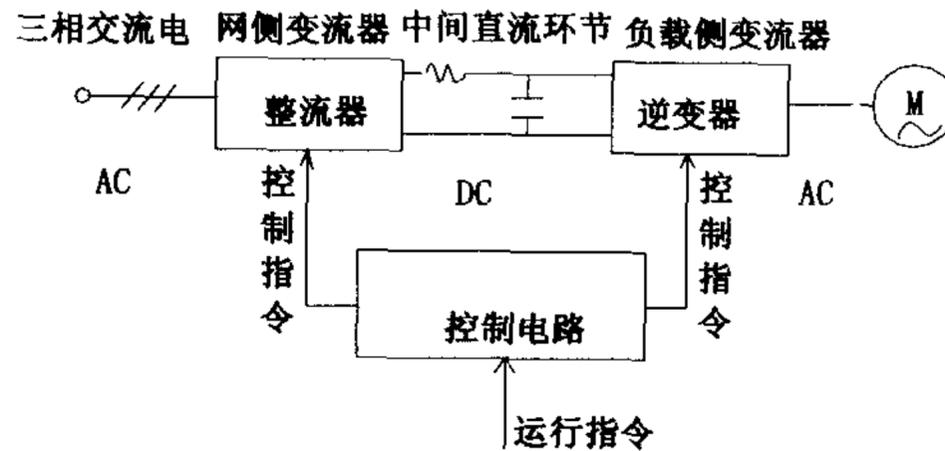


图2-4 变频器的基本构成

2.5.3 冷藏集装箱制冷系统变频器调速控制

由前述分析可知，为了保持 Φ_m 值不变，就必须对 E_1 和 f_1 进行适当的控制，才可以使气隙 Φ_m 保持额定值。在基频以下的恒磁通变频调速（电机额定频率向下的调速）时，在 E_1 和 f_1 的值较高的情况下，定子的漏阻抗压降相对比较小，可以忽略，所以可以近似认为 U （定子电压） $\approx E_1$ ，即只要保持 U/f_1 恒定即可；在频率较低的情况下， E_1 和 U 都变小，相对而言这个时候的定子漏阻抗压降（主要是定子压降）不能忽略，此时可以适当地提高定子电压以补偿定子电阻压降的影响，是气隙磁通基本保持不变。总的来说异步电动机的变频调速必须按照一定的规律同时改变定子电压和频率，即必须通过变频装置获得电压频率均可调的供电电源，实现所谓的 VVVF（Variable Voltage Variable Frequency）调速控制。

冷藏集装箱制冷系统的变频器调速节能控制也就是通过变频器控制压缩机、风机的三相交流电动机的驱动，使压缩机、风机的转速保持在最佳工况，适应冷藏集装箱变负荷运行的要求，在提高控制精度的基础上达到能量的最低消耗。

船舶冷藏集装箱制冷系统变频节能控制的基本理论框图如下 2-5 所示。其变频控制的方式有三种，最初的 VVVF 控制（ U/f_1 控制），是属于开环控制，转速的改变是靠改变频率的设定值来进行调节的，精度较差。为了取得较好的控制效果，可以添加一个速度传感器来检测异步电动机的转速，求出转差角频率，再把角频率与

速度的设定值相叠加作为逆变器的频率设定值，从而实现了精度较高的转差频率控制。但是这两种方式都是建立在异步电动机的静态数学模型的基础上，动态性能指标都不高。为了提高动态指标，可以采用矢量控制，利用坐标变换的手段，将异步电动机的定子电流分解成磁场分量电流和转矩分量电流，并分别加以控制，这样可以使系统从零转速进行速度控制，调速范围宽；可以对转矩进行精确控制；系统响应速度加快；加/减速特性好。从而对于整个制冷系统来说可以获得更高的控制精度，能够使系统运行和热负荷更加的匹配，节能效果更好。

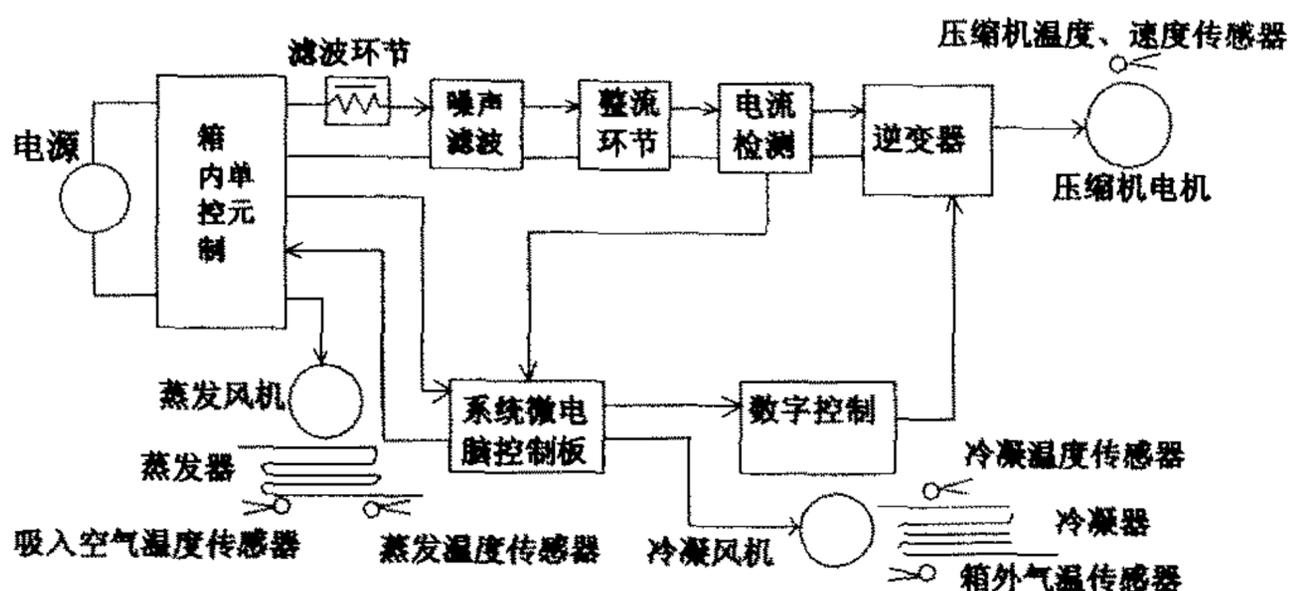


图2-5 冷藏集装箱制冷系统变频控制

由于变频调速在低频时候的节能效果比较明显，偏低值越大控制节能效果就越好；而在高频的时候优势不是很明显，为了更有效的节能，在风机类负载的时候，在高风量区时，可直接用工频电源驱动定速运转，一旦实际风量低于额定风量就可以改用变频控制。因为脱离工频电源的电动机在完全停止前，仍保留着一定的残余电压，并有瞬时转速，如果直接切换用变频器拖动，则输出频率与电压和电动机的对应量不符。因此从工频电源向变频器切换时，是不能直接切换的，可附加一套装置来通过电动机残留电压来检测旋转频率并且以检出频率作为输出频率来驱动电动机，实现平滑无冲击的工频电源到变频器的切换。

同时为了使在低速到高速的时候有较大的能源利用率，在需要向工频切换的时候有两种方式：非同步切换和同步切换。前者是直接将电动机从变频器系统中脱离，在将电动机直接串入有启动电抗器的工频电源，由于在切换的中间时刻，电动机在这个时候进入自由停车状态，对制冷系统的稳定运行不利，所以在冷藏集装箱的变频节能调速节能中应该采用同步切换，即在切换的时候将电动机加速，使逆变器的输出电压的相位与工频电源，并进行相位调整，从而使得变频器输出电压的相位与工频电源的相位同步，然后将电动机从变频器上瞬间脱离并瞬间接入工频电源，实

现无冲击切换。

本章小结：主要简单介绍船舶冷藏集装箱的基本结构、分类等情况，简单说明了船舶冷藏集装箱的工作原理，同时较详细的分析了目前冷藏集装箱的能量调节方式的控制原理，比较了这些控制方式在外界负荷变化的工况下的能量调节优缺点，在此基础上提出全新的变频能量调节控制方式，并对变频调节控制方式进行了分析。

现无冲击切换。

本章小结：主要简单介绍船舶冷藏集装箱的基本结构、分类等情况，简单说明了船舶冷藏集装箱的工作原理，同时较详细的分析了目前冷藏集装箱的能量调节方式的控制原理，比较了这些控制方式在外界负荷变化的工况下的能量调节优缺点，在此基础上提出全新的变频能量调节控制方式，并对变频调节控制方式进行了分析。

第三章 冷藏集装箱围壁结构及负荷计算

3.1 冷藏集装箱围壁结构

一般冷藏集装箱的箱壁结构主要包括箱顶、箱底、侧板、前端门及箱门等。构成箱体的每个面均包括隔热层和金属构件。不论是预制的隔热板还是现场发泡的隔热层，均要求有一定的强度，更重要的是相当的隔热能力和更高的密封功能。在设计制造的时候应当避免出现贯穿整个隔热层的热桥，并且在铆钉和任何接缝处采取相应的密封措施。隔热材料一般用硬质聚氨酯泡沫塑料。

冷藏集装箱作为一种冷冻、冷藏运输设备，必须有良好的隔热结构，才能保证设备的正常工作。硬质聚氨酯泡沫塑料具有导热系数小、强度高、稳定性好、抗腐蚀等优点，长期以来被用作冷藏集装箱的隔热材料。硬质聚氨酯泡沫塑料是由含羟基树酯和异氰酸酯反应形成预聚体，然后再加入发泡剂、催化剂等其它辅助原料进一步混合、反应而发泡制得。硬质聚氨酯泡沫的导热性能与发泡过程中所采用的发泡剂有很大关系，其导热性能主要决定于泡沫的泡孔结构、泡孔中所含气体的种类及泡沫的容量、吸湿性等因素有关。其中泡孔中所含气体的导热系数的大小对硬质聚氨酯泡沫的导热性能影响最为明显。泡孔中所含气体的种类主要取决于制造方法和发泡剂。发泡剂物性与隔热材料性能可参考表 3-1。

表 3-1 各种发泡剂的物性和隔热材料的性能

发泡剂	CFC-11	HCFC-141b	环戊烷	水	HFC-134a
物性					
ODP	10.	0.11	0	0	0
GWP	1.0	0.15	<0.001	-	0.256
沸点(°C)	23.8	32	49	100	-26.5
分子量	137	117	70	18	102
泡孔中的气体	CFC-11	HCFC-141b	环戊烷	CO ₂	HFC-134a
气体导热系数(W/m.K)	0.008	0.01	0.011	0.017	0.0145
硬质聚氨酯泡沫导热系数 (W/m.K)	0.016	0.017	0.0187	0.0191	-

冷藏集装箱的隔热结构一般由外侧板、内侧板、挡板及隔热材料组成，通常其外侧板可由铝合金 (t=1.0-2.0mm)、不锈钢薄板 (t=0.8-1.2mm)；内侧板一般采用不

第三章 冷藏集装箱围壁结构及负荷计算

3.1 冷藏集装箱围壁结构

一般冷藏集装箱的箱壁结构主要包括箱顶、箱底、侧板、前端门及箱门等。构成箱体的每个面均包括隔热层和金属构件。不论是预制的隔热板还是现场发泡的隔热层，均要求有一定的强度，更重要的是相当的隔热能力和更高的密封功能。在设计制造的时候应当避免出现贯穿整个隔热层的热桥，并且在铆钉和任何接缝处采取相应的密封措施。隔热材料一般用硬质聚氨酯泡沫塑料。

冷藏集装箱作为一种冷冻、冷藏运输设备，必须有良好的隔热结构，才能保证设备的正常工作。硬质聚氨酯泡沫塑料具有导热系数小、强度高、稳定性好、抗腐蚀等优点，长期以来被用作冷藏集装箱的隔热材料。硬质聚氨酯泡沫塑料是由含羟基树酯和异氰酸酯反应形成预聚体，然后再加入发泡剂、催化剂等其它辅助原料进一步混合、反应而发泡制得。硬质聚氨酯泡沫的导热性能与发泡过程中所采用的发泡剂有很大关系，其导热性能主要决定于泡沫的泡孔结构、泡孔中所含气体的种类及泡沫的容量、吸湿性等因素有关。其中泡孔中所含气体的导热系数的大小对硬质聚氨酯泡沫的导热性能影响最为明显。泡孔中所含气体的种类主要取决于制造方法和发泡剂。发泡剂物性与隔热材料性能可参考表 3-1。

表 3-1 各种发泡剂的物性和隔热材料的性能

发泡剂	CFC-11	HCFC-141b	环戊烷	水	HFC-134a
物性					
ODP	10.	0.11	0	0	0
GWP	1.0	0.15	<0.001	-	0.256
沸点(°C)	23.8	32	49	100	-26.5
分子量	137	117	70	18	102
泡孔中的气体	CFC-11	HCFC-141b	环戊烷	CO ₂	HFC-134a
气体导热系数(W/m.K)	0.008	0.01	0.011	0.017	0.0145
硬质聚氨酯泡沫导热系数 (W/m.K)	0.016	0.017	0.0187	0.0191	-

冷藏集装箱的隔热结构一般由外侧板、内侧板、挡板及隔热材料组成，通常其外侧板可由铝合金 (t=1.0-2.0mm)、不锈钢薄板 (t=0.8-1.2mm)；内侧板一般采用不

锈钢板 ($t=0.6-0.8\text{mm}$)、铝板 ($t=0.8-2.0\text{mm}$) 或者玻璃钢板 ($t=1.5-2.0\text{mm}$); 隔热材料一般用聚氨脂泡沫塑料, 而撑挡采用导热系数较小而又有一定强度的 ABS、PVC 材料。从冷藏集装箱的基本结构可以看出其隔热结构主要有骨架区、平板区组成, 其中在骨架部分由于撑挡材料 ABS 或 PVC 的导热系数很小, 在 $0.019-0.030\text{Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$ 之间, 基本与硬质聚氨脂泡沫塑料的导热系数 $0.016-0.020\text{Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$ 相近, 基本结构见图 2.1 机械式冷藏集装箱箱体结构简图。

3.2 冷藏集装箱降温实验及负荷分析

3.2.1 实验设备

实验目的在于通过实验分析在不同外界热负荷下冷藏集装箱的降温特性。

冷藏箱机组型号: MitsubishiCPE15-2BAIIIINV,R134a; 箱体: 40HC 铝箱。其基本参数见表 3-2、3-3。

表 3-2 MitsubishiCPE15-2BAIIIINV 冷箱制冷机组的技术数据

条目	单位	CPE15-2BAIIIINV 说明	
电源		440v×60Hz, 380/415v×50Hz, 3 相	
环境温/湿度	℃/-	-30~+65; <90%	
设定温度	℃	-30~+25	
外部尺寸 (高×宽×厚)	mm	2235×2026×420	
最大重量	kg	490	
压缩机	型号	全封闭涡旋式, RS2526PSH	
	输出功率	kW	5.5
	工作电流 (全负荷)	A	7.7 (启动电流 75), 440v×60Hz, 3 相
	转速	rpm	3450 (440v×60Hz, 3 相)
	滑油	升	2.5
冷凝器 (空冷)		风机: $\Phi 440\text{mm}$, 4 叶片, 780W×1,3 相 4 极	
蒸发器		风机: $\Phi 320\text{mm}$, 4 叶片, 1200W/900W×2, 3 相 2/4 极	
制冷剂	kg	R134a, 6.8	
融霜加热器		1800W×3	
通风	m^3/h	最大 210, 60Hz	

锈钢板 ($t=0.6-0.8\text{mm}$)、铝板 ($t=0.8-2.0\text{mm}$) 或者玻璃钢板 ($t=1.5-2.0\text{mm}$); 隔热材料一般用聚氨脂泡沫塑料, 而撑挡采用导热系数较小而又有一定强度的 ABS、PVC 材料。从冷藏集装箱的基本结构可以看出其隔热结构主要有骨架区、平板区组成, 其中在骨架部分由于撑挡材料 ABS 或 PVC 的导热系数很小, 在 $0.019-0.030\text{Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$ 之间, 基本与硬质聚氨脂泡沫塑料的导热系数 $0.016-0.020\text{Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$ 相近, 基本结构见图 2.1 机械式冷藏集装箱箱体结构简图。

3.2 冷藏集装箱降温实验及负荷分析

3.2.1 实验设备

实验目的在于通过实验分析在不同外界热负荷下冷藏集装箱的降温特性。

冷藏箱机组型号: MitsubishiCPE15-2BAIIIINV,R134a; 箱体: 40HC 铝箱。其基本参数见表 3-2、3-3。

表 3-2 MitsubishiCPE15-2BAIIIINV 冷箱制冷机组的技术数据

条目	单位	CPE15-2BAIIIINV 说明	
电源		440v×60Hz, 380/415v×50Hz, 3 相	
环境温/湿度	℃/-	-30~+65; <90%	
设定温度	℃	-30~+25	
外部尺寸 (高×宽×厚)	mm	2235×2026×420	
最大重量	kg	490	
压缩机	型号	全封闭涡旋式, RS2526PSH	
	输出功率	kW	5.5
	工作电流 (全负荷)	A	7.7 (启动电流 75), 440v×60Hz, 3 相
	转速	rpm	3450 (440v×60Hz, 3 相)
	滑油	升	2.5
冷凝器 (空冷)		风机: $\Phi 440\text{mm}$, 4 叶片, 780W×1,3 相 4 极	
蒸发器		风机: $\Phi 320\text{mm}$, 4 叶片, 1200W/900W×2, 3 相 2/4 极	
制冷剂	kg	R134a, 6.8	
融霜加热器		1800W×3	
通风	m^3/h	最大 210, 60Hz	

表 3-3 冷藏集装箱箱体结构的技术数据

结构尺寸	外部尺寸	12192×2896×2438mm (长×宽×高)
	内部尺寸	11599×2549×2294mm (长×宽×高)
材 料	外顶板	1.0/0.8mm 厚, sus410L 钢板 (铁素体不锈钢)
	内顶板	0.9mm 厚, 5052-H36 铝板
	外侧板	1.0/1.2mm 厚, sus410L 钢板
	内侧板	0.7mm 厚, sus304 不锈钢板 (奥氏体不锈钢板)
	外底板	1.0/1.22mm 厚, sus410L 钢板
	外门板	2.0mm 厚, sus304 不锈钢板
	内门板	0.7mm 厚, sus304 不锈钢板
容积	内容积	67.8m ³
漏热量	允许漏热量	36.5kcal/deg·c·hr (293K 环境温度)
漏气量	允许漏气量	0.4m ³ /h

测温设备：(1) AD590 传感器；(2) 集成板，把测温信号集成到电路板上；(3) 采集板；(4) 电脑，数据的采集与分析。

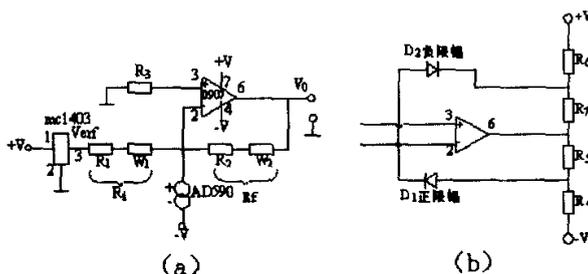


图3-1 测温电路图

温度测量电路说明：AD-590 传感器，测温范围：-20℃~+20℃，输出电压：-2.2 伏—2.2 伏， $V_0=0.11t$ 或 $t=11V_0$ (单位： V_0 ，伏； t ，℃)

印刷板：8 路温度测量，共用一个 2.5 伏基准电压 (MC1403)。每路温度信号输入用一个两脚接线柱，共 8 个。电源输入用一个三脚接线柱 (+12 伏、-12 伏、GND)。再并接一个相同的三脚接线柱，用于印刷板之间相互连接。

$$\therefore \frac{v_{ref}}{R_i} + \frac{v_0}{R_f} = (273.15 + t) \times 10^{-3} \quad (3-1)$$

$$\therefore v_0 = \frac{273.15 + t}{1000} R_f - \frac{v_{ref}}{R_i} R_f \quad (3-2)$$

取 $t=-20^{\circ}\text{C}$ 时, $V_0=-2.2$ 伏; $t=20$ 度时, $V_0=2.2$ 伏; $V_{\text{ref}}=2.5$ 伏。

计算得: $R_i=8.8$ 千欧; $R_f=110$ 千欧; 取 $R_1=8.6$ 千欧; $R_2=100$ 千欧; $R_3=8.6$ 千欧; $W_1=1$ 千欧; $W_2=20$ 千欧; 图 3-1b 为限幅电路: $R_4=12$ 千欧; $R_5=3.3$ 千欧; $R_6=12$ 千欧; $R_7=3.3$ 千欧。

A/D 接口板: PS-2119 是采用 IBM-PC 总线设计的 12 位 A/D 接口板, 采用三总线光电隔离技术, 使被测信号系统同计算机系统完全隔离, 适用于恶劣环境的工业现场数据采集; 采用高性能仪用放大器, 最大放大倍数 1000 倍, 适用于小信号的测量; 板上带有 DC/DC 模块, 无需外接电源。主要技术指标如下:

- (1) A/D 分辨率: 12 位
- (2) 模入通道: 双端 16 路
- (3) 输入阻抗: $100\text{K}\Omega$
- (4) 模入量程: 双极性 $-5\text{mV}\sim+5\text{mV}$, 增益 1000
- (5) 采样时间: 采样时间由两部分组成。放大器建立时间: 增益 1000 时为 $100\mu\text{s}$ (这个时间包括从切换模入通道开始, 到信号通过放大器稳定在 A/D 输入端为止)。A/D 转换时间: $30\mu\text{s}$ (这个时间包括启动 A/D 转换, 到 A/D 转换结束, 并将结果通过光耦合器送到计算机数据总线)。
- (6) 系统误差: (包括通道、仪用放大器、采样保持、A/D 转换误差) 增益 1000 时, $\Delta\leq 0.025\%$ 。
- (7) 被测信号系统同计算机系统隔离电压: 500V 。



图3-2 降温测试采样界面

测试软件采用 InTouch 组态监控软件开发的冷藏集装箱热工性能测试系统。InTouch 组态监控软件是由美国 Wonderware 公司开发的人机界面生成程序, 该软件的最大特点是开发者不用写冗长的程序, 仅需作图, 建立动态连接, 然后运行即可。它包括许多个应用程序, 其中有两个关键程序: Window Maker 和 Window Viewer。前者用来开发用户应用系统, 后者用来运行用户系统。测试采样窗口如上图 3-2 所

示。考虑到冷藏集装箱内部温度的分布和一般测温要求，本测试系统同时可以取样 12 个测温点。考虑降温实验的目的和冷藏集装箱内温场对称性，借鉴相关冷藏箱测温标准的要求，在测试中布置了 10 个测温点，各点布置如下图 3-3 所示：

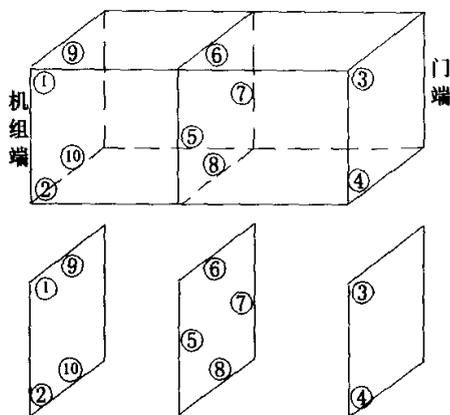


图3-3 测温点布置示意图

各测点分别布置在箱内机组端、门端和中截面三个截面上，其中 9、10 点分别测量箱内回风、新风温度。

3.2.2 实验结果及冷藏箱负荷分析

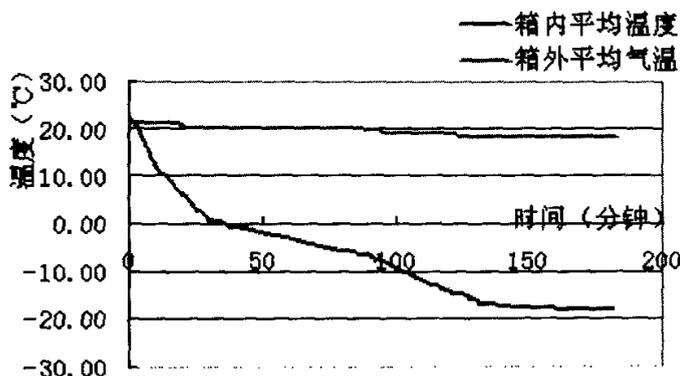


图3-4 冷藏集装箱空箱降温曲线图（工况1）

实验中分别测取了 3 种外界气温条件下的冷藏集装箱打冷的时候箱内温度降温曲线。由于实验条件的不足，没有环境恒温室，不能完全保证外界空气温度的恒定。为了尽量使外界温度变化较小，可以选择在某些特殊的时间段外界温度变化比较缓慢的时刻进行实验。在工况的测量时候，外界气温从初始的 21℃变化到 18.5℃，累计时间为 183 分钟，平均温度为 19.42℃，冷箱设定温度-18℃，可见在所取的实验时间外界温度变化是比较缓慢的。工况 1 的实验结果温度降曲线（图 3-4，由实测

数据生成)可以看出此时间段外界气温变化相对于箱内温度变化很小,对冷箱降温时候的负荷定性分析影响不大。

图 3-5 为冷藏集装箱在外界环境温度分别为 10℃、20℃、30℃ 时候的空箱降温过程。由图可以看出在冷箱打冷的前一个阶段,箱内温度下降较快,这是由于在刚开始的时候箱内温度较高,使得制冷系统的蒸发器管外对流换热温差较大,有牛顿冷却公式 $q = \alpha \Delta t$ 可知热流密度较大,所以降温初期温度下降较快;随着箱内平均温度的下降,蒸发器换热温差逐渐减小,热流密度随之下降,所以冷箱内的温度下降速率趋缓。当冷箱内的回风温度达到设定温度的下限时,制冷机组停止运转。当回风温度上升至设定温度上限的时候,制冷系统又开始运转,如此反复。正因为冷藏集装箱采用这种 on-off 控制的方式,也就造成了制冷系统能量的浪费。

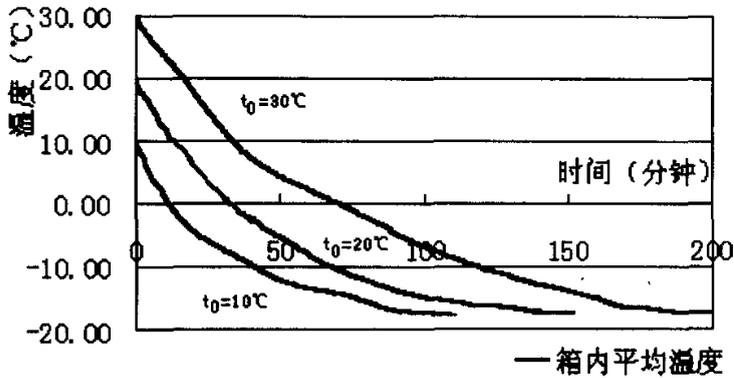


图3-5 冷藏集装箱空箱降温曲线图

海上运输的冷藏集装箱的热负荷主要包括以下几个方面:

1、冷藏集装箱围壁结构渗入热 Q_1

$$Q_1 = \sum KF(t_0 - t_i) \quad W \quad (3-3)$$

式中:

K ——围壁结构的传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

F ——围壁结构的表面积, m^2

t_0 ——隔热壁外侧气温, $^{\circ}C$, 参考值见表 3-2;

t_i ——箱内温度, $^{\circ}C$, 根据冷货要求而定, 参考值见附录。

表 3-2 各航区箱外气、水、船体温湿度参数 温度单位: $^{\circ}C$

航区	外气温度	外湿度 %	水温	露天甲板当量温度①	干舷部分①
黄、渤海	32	70	28	58	48

南海	34	64	30	60	42
长江	36	58	33	62	44
远洋	35	60	32	91	43

注：①与辐射系数有关，当涂成白色的时候可以比外气温度高 4-13℃，而当涂成其他颜色的时候，可高 8-26℃。

2、货物热 Q_2

货物热是指将货物温度降低到运送温度所放出的热量。

$$Q_2 = \frac{G(h_1 - h_2)}{3600z} + \frac{g \cdot c(t_1 - t_2)}{3600z} \quad \text{kW} \quad (3-4)$$

式中：

G ——装入集装箱的货物量，kg；

h_1 、 h_2 ——货物降温前、后的焓值，kJ/kg；

z ——降温时间，h；

g ——包装材料的质量，kg；

c ——包装材料的比热容，kJ/(kg.K)；

t_1 、 t_2 ——降温前后的温度，℃。

上式是冷藏货装箱前没有经过预冷所含的货物热，此时这部分热负荷也需由冷箱制冷装置来转移；如果装箱前货物已经预冷到了运输设定温度则无此部分热负荷。

3、呼吸热 Q_3

呼吸热是水果、蔬菜等在延续生命活动的过程中放出的热量，视货物的种类和运输温度而定。

$$Q_3 = \frac{Gq}{3600 \times 24} \quad \text{kW} \quad (3-5)$$

式中：

q ——货物的呼吸热，kJ/(kg.24h)，具体取值见《轮机工程手册》。

4、换气热 Q_4

换气热即新风热，是为了降低箱内 CO_2 浓度或开门的时候因空气置换而带入的热量。不考虑开门换气的影晌则：

$$Q_4 = \frac{z}{3600 \times 24} V \rho_a (h_1 - h_2) \quad \text{kW} \quad (3-6)$$

式中：

V ——冷藏箱容积， m^3 ；

z ——换气次数，次/24h，对于果蔬 $z = \frac{2.84 \cdot G \cdot x}{V}$ ；

G ——箱内装货量，t；

x ——CO₂ 排除率，详见有关手册；

ρ_a ——空气密度，kg/m³；

h_1 、 h_2 ——箱内外空气的焓值，kJ/kg；

5、操作热 Q_5

操作热通常理论上包括人体热、照明热、风机热等，而对于在运转中的冷藏集装箱而言，操作热主要是风机散热：

$$Q_5 = P_f = 0.000278 \times \frac{VH}{\eta_f \eta_m}, \text{ kW} \quad (3-7)$$

P_f ——风机功率，kW；

V 、 H ——风机风量和总压力，kPa；

η_f 、 η_m ——风机、电动机效率。

由上面分析可知，冷藏集装箱的总热负荷 $Q=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4+Q_5$ ，在一般的工程估算的时候为了弥补可能出现的误差，可以考虑适当的裕量，可以取热负荷为（1.1—1.2） Q 。在冷藏集装箱运输过程中，渗入热和换气热是一个相当大的热负荷，约占总负荷的 80-90%。

3.3 冷藏集装箱动态热负荷计算

冷藏集装箱动态负荷计算可以借鉴空调系统动态负荷计算的方法，空调动态负荷计算中的各种方法是在研究平壁热力系统传递函数的基础上发展起来的，与不同的传递函数相对应得到 3 类不同的方法：谐波法、反应系数法、传递系数法。这些方法都是把扰量和围壁结构本身的传递特性分开处理，先求出反映围壁结构本身特性的有关参数，最后计算系统的动态响应时，只需要将这些已经计算求得的参数同扰量进行合成。

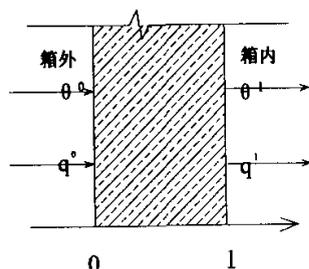


图3-6 平壁热力系统

z ——换气次数，次/24h，对于果蔬 $z = \frac{2.84 \cdot G \cdot x}{V}$ ；

G ——箱内装货量，t；

x ——CO₂ 排除率，详见有关手册；

ρ_a ——空气密度，kg/m³；

h_1 、 h_2 ——箱内外空气的焓值，kJ/kg；

5、操作热 Q_5

操作热通常理论上包括人体热、照明热、风机热等，而对于在运转中的冷藏集装箱而言，操作热主要是风机散热：

$$Q_5 = P_f = 0.000278 \times \frac{VH}{\eta_f \eta_m}, \text{ kW} \quad (3-7)$$

P_f ——风机功率，kW；

V 、 H ——风机风量和总压力，kPa；

η_f 、 η_m ——风机、电动机效率。

由上面分析可知，冷藏集装箱的总热负荷 $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$ ，在一般的工程估算的时候为了弥补可能出现的误差，可以考虑适当的裕量，可以取热负荷为 (1.1—1.2) Q 。在冷藏集装箱运输过程中，渗入热和换气热是一个相当大的热负荷，约占总负荷的 80-90%。

3.3 冷藏集装箱动态热负荷计算

冷藏集装箱动态负荷计算可以借鉴空调系统动态负荷计算的方法，空调动态负荷计算中的各种方法是在研究平壁热力系统传递函数的基础上发展起来的，与不同的传递函数相对应得到 3 类不同的方法：谐波法、反应系数法、传递系数法。这些方法都是把扰量和围壁结构本身的传递特性分开处理，先求出反映围壁结构本身特性的有关参数，最后计算系统的动态响应时，只需要将这些已经计算求得的参数同扰量进行合成。

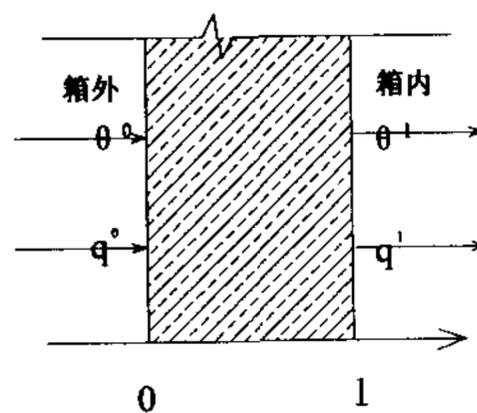


图3-6 平壁热力系统

对于冷藏集装箱的动态热负荷计算，可以把冷藏集装箱的隔热结构看成是常物性的围壁，则可以通过热反应系数法计算箱壁的动态负荷。由于目前的箱温温控制精度较高，可以认为箱内温度一直稳定在设定温度。先不考虑内外侧蒙皮和热桥的影响，把冷藏集装箱箱体隔热层看成是单层平壁来分析计算方法如图 3-6 所示：

如图 3-6 所示，作为平壁热力系统，有如下数学模型：

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \theta(x,t)}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \theta(x,t)}{\partial x^2} \\ q(x,t) = -\lambda \frac{\partial \theta(x,t)}{\partial x} \\ \theta(x,t)|_{t=0} = 0 \end{array} \right. \quad (3-8)$$

外表面温度： $\theta(x,t)|_{x=0} = \theta_0(t)$

内表面温度： $\theta(x,t)|_{x=l} = \theta_l(t)$

外表面热流： $q(x,t)|_{x=0} = q_0(t)$

内表面热流： $q(x,t)|_{x=l} = q_l(t)$

在冷藏集装箱的负荷计算中可以取外界温度和箱内温度作为已知量，则有：

$$\begin{bmatrix} q_0(s) \\ q_l(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{A}{B} & \frac{1}{B} \\ -\frac{1}{B} & \frac{D}{B} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \theta_0(s) \\ \theta_l(s) \end{bmatrix} \quad (3-9)$$

由于温控精度较高，冷藏箱箱内温度基本恒定，即 $\theta_l(s) = 0$ ，所以有：

$$\begin{bmatrix} q_0(s) \\ q_l(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{A}{B} \\ -\frac{1}{B} \end{bmatrix} \times \theta_0(s) \quad (3-10)$$

式中：

$$\left\{ \begin{array}{l} A(s) = D(s) = ch\left(\sqrt{\frac{s}{a}}l\right) \\ B(s) = -\frac{sh\left(\sqrt{\frac{s}{a}}l\right)}{\lambda\sqrt{\frac{s}{a}}} \\ C(s) = -\lambda\sqrt{\frac{s}{a}}sh\left(\sqrt{\frac{s}{a}}l\right) \end{array} \right. \quad (3-11)$$

则有：

$$\begin{bmatrix} q_0(s) \\ q_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\lambda \sqrt{\frac{s}{a}} \operatorname{ch}(\sqrt{\frac{s}{a}} l)}{\operatorname{sh}(\sqrt{\frac{s}{a}} l)} \\ \frac{\lambda \sqrt{\frac{s}{a}}}{\operatorname{sh}(\sqrt{\frac{s}{a}} l)} \end{bmatrix} \times \theta_0(s) \quad (3-12)$$

记为 $\begin{bmatrix} q_0(s) \\ q_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) \\ G_{21}(s) \end{bmatrix} \times \theta_0(s)$ (3-13)

当输入函数是连续的时候，利用传递函数和输入函数的卷积求输出函数，即：

$$\begin{cases} q_0(t) = \int_0^t G_{11}(\tau) \times \theta_0(t-\tau) d\tau \\ q_1(t) = \int_0^t G_{21}(\tau) \times \theta_0(t-\tau) d\tau \end{cases}$$

其中 G_{11} 、 G_{21} 可以 $\operatorname{sh}(\sqrt{\frac{s}{a}} l) = 0$ 的根 (G_{11} 、 G_{21} 的极点)，然后根据海维赛展开式分别求得。

通常的情况下，输入函数并不是连续的，不能直接进行卷积。根据反应系数法可以假设传递函数的 G_{11} 、 G_{21} 所对应的反应系数分别为 h_{11} 、 h_{21} ，计算的时间步长为 Δ ，则在第 $n\Delta$ 时刻的输出值为：

$$\begin{cases} q_0(n) = \sum_{i=0}^n h_{11}(i) \times \theta_0(n-i) \\ q_1(n) = \sum_{i=0}^n h_{21}(i) \times \theta_0(n-i) \end{cases} \quad (3-14)$$

反应系数法就是利用系统的传递函数求出在某种扰量下的各种反应系数，在用反应系数求动态热负荷，通常对扰量的分解是主要采用单位三角波、单位矩阵波函数，但是这两种都可以由单位阶跃函数来构成，所以可以先分析在单位阶跃波下的反应系数。在单位阶跃扰量条件下，箱外壁表面的吸热反应函数记为 $x_u(t)$ ，箱内壁表面的传热反应函数记为 $y_u(t)$ ， u 表示为单位阶跃扰量，单位阶跃扰量的拉氏变换式为

$\frac{1}{s}$ ，围壁的反应函数为：

$$x_u(s) = G_{11} \times \frac{1}{s} = \frac{\lambda \sqrt{\frac{s}{a}} \operatorname{ch}(\sqrt{\frac{s}{a}} l)}{\operatorname{sh}(\sqrt{\frac{s}{a}} l)} \times \frac{1}{s}$$

$$y_u(s) = G_{21} \times \frac{1}{s} = \frac{\lambda \sqrt{\frac{s}{a}}}{sh(\sqrt{\frac{s}{a}}l)} \times \frac{1}{s} \quad (3-15)$$

然后对式 (3-15) 进行拉氏反变换求 $x_u(t)$ 、 $y_u(t)$ 。首先利用部分分式法根据展开定理要求得:

$s \times sh(\sqrt{\frac{s}{a}}l) = 0$ 的根 $s_0 = 0$ 和 $s_k = -\frac{ak^2\pi^2}{l^2}$ ($k=1, 2, 3, \dots$), 所以可以得出:

$$\begin{cases} x_u(t) = \frac{\lambda}{l} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2\lambda}{l} e^{-\frac{ak^2\pi^2}{l^2}t} \\ y_u(t) = \frac{\lambda}{l} + \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k \frac{2\lambda}{l} e^{-\frac{ak^2\pi^2}{l^2}t} \end{cases} \quad (3-16)$$

对于多层均质围壁 (m 层, 由外到内分别记为 1、2、3、 \dots , m) 则有:

$$\begin{cases} x_u(t) = -\frac{A(0)}{B(0)} + \sum_{k=1}^{\infty} K_{x_k} e^{s_k t} \\ y_u(t) = -\frac{1}{B(0)} + \sum_{k=1}^{\infty} K_{y_k} e^{s_k t} \end{cases} \quad (3-17)$$

其中传递矩阵

$$G(s) = \begin{bmatrix} A(s) & B(s) \\ C(s) & D(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_m(s) & B_m(s) \\ C_m(s) & D_m(s) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} A_{m-1}(s) & B_{m-1}(s) \\ C_{m-1}(s) & D_{m-1}(s) \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} A_1(s) & B_1(s) \\ C_1(s) & D_1(s) \end{bmatrix};$$

$$K_{x_k} = \left. \frac{-A(s)}{s \times \frac{dB(s)}{ds}} \right|_{s=s_k}; \quad K_{y_k} = \left. \frac{-1}{s \times \frac{dB(s)}{ds}} \right|_{s=s_k}; \quad s_k \text{ 为 } B(s) \text{ 的根。} \quad (3-16)、(3-17) \text{ 综合起来}$$

表示为:

$$\begin{cases} x_u(t) = k + \sum_{k=1}^{\infty} K_{x_k} e^{s_k t} \\ y_u(t) = k + \sum_{k=1}^{\infty} K_{y_k} e^{s_k t} \end{cases} \quad (3-18)$$

为了便于数值计算, 可以求取在单位扰量的反应函数在时刻 $t=0, \Delta, 2\Delta, 3\Delta, \dots, j\Delta$ 的值, 即得单位阶跃反应系数。从所求得反应函数就可以方便的求得各种扰量下的反应系数, 即:

$$H(t) = K + \sum_{k=1}^{\infty} K_k e^{s_k \Delta} \quad (3-19)$$

对应的三角波反应系数为:

$$\begin{aligned} \textcircled{1} H_T(0) &= K - \sum_{k=1}^{\infty} \frac{K_k}{s_k \Delta} (1 - e^{s_k \Delta}) \\ \textcircled{2} H_T(1) &= \sum_{k=1}^{\infty} \frac{K_k}{s_k \Delta} (1 - e^{s_k \Delta})^2 \\ \textcircled{3} H_T(j) &= \sum_{k=1}^{\infty} \frac{K_k}{s_k \Delta} (1 - e^{s_k \Delta})^2 e^{(j-1)s_k \Delta}, \quad (j \geq 2) \end{aligned} \quad (3-20)$$

对应的矩形波反应系数为:

$$\begin{aligned} \textcircled{1} H_s(0) &= 0 \\ \textcircled{2} H_s(j) &= \sum_{k=1}^{\infty} K_k (1 - e^{-s_k \Delta}) e^{js_k \Delta}, \quad (j \geq 1) \end{aligned} \quad (3-21)$$

对于冷藏集装箱围壁结构动态热负荷,需求的传热量是在围壁的外侧有扰量 $f(t)$ 的作用时系统的反应。而传热反应系数是在单位扰量下引起的,在每个 $k\Delta$ 时刻的内表面传热量。那么只要知道了室外扰量在各个 $k\Delta$ 时刻的采样值,算出冷箱围壁的传热反应系数,就可以根据系统的不变性和迭加原理来计算传热量,即可以知道冷箱围壁的动态负荷。

事实上可以把冷藏集装箱的围壁结构看成由 3 层平壁组成,则总的传热矩阵为:

$$G(s) = \begin{bmatrix} A(s) & B(s) \\ C(s) & D(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_3(s) & B_3(s) \\ C_3(s) & D_3(s) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} A_2(s) & B_2(s) \\ C_2(s) & D_2(s) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} A_1(s) & B_1(s) \\ C_1(s) & D_1(s) \end{bmatrix},$$

通过对扰量的三角波分解和用 c 语言编程,取 $\Delta=1h$,顶侧、底侧、侧面、门侧的传热系数分别取 0.213、0.204、0.315、0.2665 (单位: $Kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$),求得的各个围壁结构传热反应系数整理如下表所示:

表 3-3 冷藏集装箱各围壁热反应系数

	$H(0)$	$H(1)$	$H(2)$	$H(3)$	$H(4)$	$H(5)$	$H(6)$	$H(7) \sim H(23)$
顶壁	0.27382	0.065947	0.007870	0.000831	0.000088	0.000009	0.000001	0
侧壁	0.280385	0.189927	0.014200	0.001498	0.00158	0.000017	0.000002	0
门侧	0.278933	0.041547	0.010161	0.001073	0.000113	0.000012	0.000001	0
底侧	0.228661	0.065973	0.008083	0.000853	0.000090	0.00001	0.000001	0

第四章 冷藏集装箱制冷系统压缩机变频节能运行 及特性分析

国内外新近生产的冷藏集装箱在蒸汽压缩式制冷系统改进的同时，制冷压缩机已经有了较大的变化，传统的半封闭活塞式制冷压缩机已逐步为全封闭立式压缩机所取代。不但如此，目前美国 Thermo King 公司、日本 Mitsubishi 公司生产的冷藏集装箱制冷系统已经较多地采用了全封闭立式涡旋压缩机，其机组体积更小，重量更轻，制冷机效率更高，制冷量更大，而制冷温度更低。在冷藏集装箱制冷机组中采用立式涡旋压缩机已经成为主流和未来的发展方向。

传统的往复式压缩机由于往复质量引起的往复惯性力和惯性力矩不能得到完全平衡，使压缩机转速和功率的提高受到很大的限制；往复压缩机的曲柄连杆机构使整机重量的减轻和外形尺寸的进一步缩小困难；往复式压缩机的气阀机构的存在不仅增加了压缩机的重量和零件，使压缩机的噪音增大，且变频调速困难。目前变频器运行的驱动范围正在从原来的 30-120 Hz 逐渐扩大到 15-180Hz，调节范围逐渐变大。涡旋式压缩机的特点正适合于变频调速，它在较宽的频率范围内均有较高的容积效率与绝热效率，涡旋式压缩机与往复式压缩机相比，体积减少 40%，重量减轻 15%，零件数减少 85%，效率高 10%，扭矩变化幅度减小 90%，噪音降低 5dB。冷藏集装箱制冷系统采用变频调速控制首先是对制冷压缩机的变频控制，为此本章以涡旋压缩机为研究对象分析冷藏箱压缩机的变频特性。

4.1 涡旋式制冷压缩机与往复式制冷压缩机特点比较

在制冷量相同的条件下，涡旋式压缩机与往复式压缩机相比具有许多优点。

1. 效率高。涡旋式压缩机的吸气、压缩、排气过程是连续单向进行，因而吸入气体的有害过热小；相邻工作腔间的压差小，气体泄漏少；没有往复式压缩机的余隙容积中气体向吸气腔的膨胀过程，容积效率较高，通常高达 95%以上；动涡旋体上的所有点均以几毫米的回转半径作同步转动，所以运动速度低，摩擦损失小；没有吸气阀，也可以不设置排气阀，所以气流的流动损失小。涡旋式压缩机的效率比往复式约高 10%。图 4-1 所示是涡旋式、往复式两种压缩机的容积效率 η_v 和等熵效率 η_{is} 与压力比 $\varepsilon (= p_{dk} / p_{so})$ 变化关系的比较，显然涡旋式优越很多。

2. 力矩变化小，振动小，噪声低。从图 4-2 所示的压缩室中气体压力比

第四章 冷藏集装箱制冷系统压缩机变频节能运行 及特性分析

国内外新近生产的冷藏集装箱在蒸汽压缩式制冷系统改进的同时，制冷压缩机已经有了较大的变化，传统的半封闭活塞式制冷压缩机已逐步为全封闭立式压缩机所取代。不但如此，目前美国 Thermo King 公司、日本 Mitsubishi 公司生产的冷藏集装箱制冷系统已经较多地采用了全封闭立式涡旋压缩机，其机组体积更小，重量更轻，制冷机效率更高，制冷量更大，而制冷温度更低。在冷藏集装箱制冷机组中采用立式涡旋压缩机已经成为主流和未来的发展方向。

传统的往复式压缩机由于往复质量引起的往复惯性力和惯性力矩不能得到完全平衡，使压缩机转速和功率的提高受到很大的限制；往复压缩机的曲柄连杆机构使整机重量的减轻和外形尺寸的进一步缩小困难；往复式压缩机的气阀机构的存在不仅增加了压缩机的重量和零件，使压缩机的噪音增大，且变频调速困难。目前变频器运行的驱动范围正在从原来的 30-120 Hz 逐渐扩大到 15-180Hz，调节范围逐渐变大。涡旋式压缩机的特点正适合于变频调速，它在较宽的频率范围内均有较高的容积效率与绝热效率，涡旋式压缩机与往复式压缩机相比，体积减少 40%，重量减轻 15%，零件数减少 85%，效率高 10%，扭矩变化幅度减小 90%，噪音降低 5dB。冷藏集装箱制冷系统采用变频调速控制首先是对制冷压缩机的变频控制，为此本章以涡旋压缩机为研究对象分析冷藏箱压缩机的变频特性。

4.1 涡旋式制冷压缩机与往复式制冷压缩机特点比较

在制冷量相同的条件下，涡旋式压缩机与往复式压缩机相比具有许多优点。

1. 效率高。涡旋式压缩机的吸气、压缩、排气过程是连续单向进行，因而吸入气体的有害过热小；相邻工作腔间的压差小，气体泄漏少；没有往复式压缩机的余隙容积中气体向吸气腔的膨胀过程，容积效率较高，通常高达 95%以上；动涡旋体上的所有点均以几毫米的回转半径作同步转动，所以运动速度低，摩擦损失小；没有吸气阀，也可以不设置排气阀，所以气流的流动损失小。涡旋式压缩机的效率比往复式约高 10%。图 4-1 所示是涡旋式、往复式两种压缩机的容积效率 η_v 和等熵效率 η_{is} 与压力比 $\varepsilon (= p_{dk} / p_{so})$ 变化关系的比较，显然涡旋式优越很多。

2. 力矩变化小，振动小，噪声低。从图 4-2 所示的压缩室中气体压力比

($\varepsilon_i = p_c / p_{s0}$)变化中看出, 涡旋式压缩机的压缩过程较慢。图 4-3 是涡旋式、往复式两种压缩机瞬时转矩变化的曲线, 因一对涡旋体中几个月牙形空间可同时进行压缩过程, 故使曲轴转矩变化小, 涡旋式压缩机的转矩仅为往复式的 1/10, 压缩机运转平稳; 涡旋式压缩机吸气、压缩、排气是连续进行的, 所以进排气的压力脉动很小, 振动和噪声小。

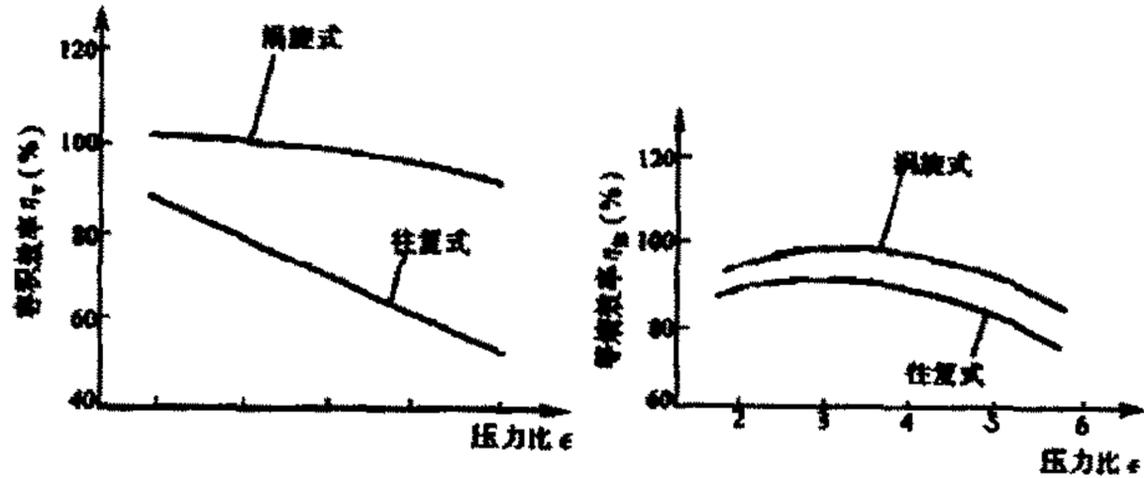


图 4-1 效率与压力比的关系(涡旋式、往复式压缩机)

注: (1) 按压力比为 3.5 时的涡旋式压缩机效率做为 100%
 (2) 工况条件为: 频率 60Hz、排气压力 2.06MPa、过热度 10K、过冷度 5K

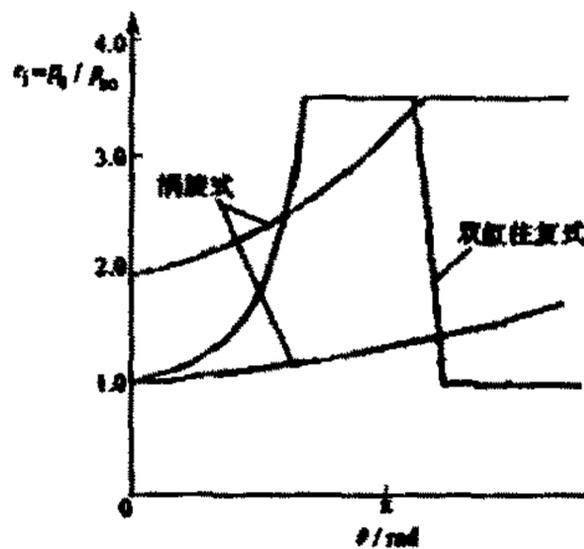


图 4-2 压缩室内压力比 ($= p_c / p_m$) 随转角 θ 的变化关系

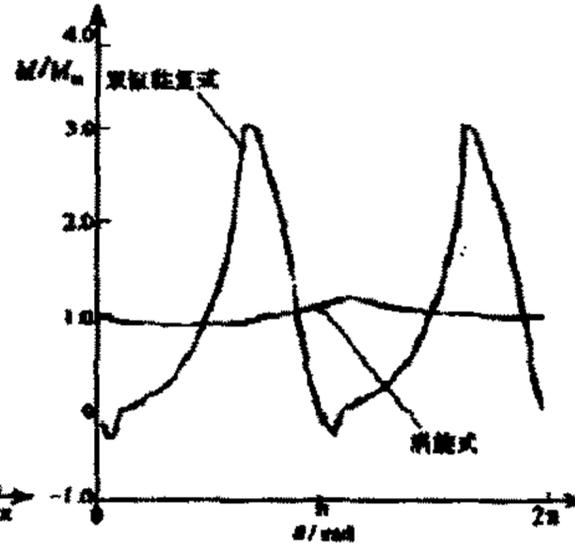


图 4-3 转矩比 ($= M / M_m$) 变化曲线的比较
 M —压缩机瞬时转矩; M_m —压缩机一转中的平均转矩

3. 结构简单, 体积小, 质量轻, 可靠性高。涡旋式压缩机构成压缩室的零件数目与往复式的零件数目之比为 1:7, 所以涡旋式的体积比往复式小 40%, 质量轻 15%; 由于没有吸气阀和排气阀, 易损零件少, 加之有轴向、径向间隙可调的柔性机构, 能避免液击造成的损失及破坏, 故涡旋式压缩机的运行可靠性高。因此, 涡旋式压缩机即使在高转速下运行也能保持高效率和高可靠性, 其最高转速可达 13000rpm。

4.2 涡旋式压缩机变频节能运行特性分析

4.2.1 涡旋式制冷压缩机的热力分析

($\varepsilon_i = p_c / p_{s0}$)变化中看出, 涡旋式压缩机的压缩过程较慢。图 4-3 是涡旋式、往复式两种压缩机瞬时转矩变化的曲线, 因一对涡旋体中几个月牙形空间可同时进行压缩过程, 故使曲轴转矩变化小, 涡旋式压缩机的转矩仅为往复式的 1/10, 压缩机运转平稳; 涡旋式压缩机吸气、压缩、排气是连续进行的, 所以进排气的压力脉动很小, 振动和噪声小。

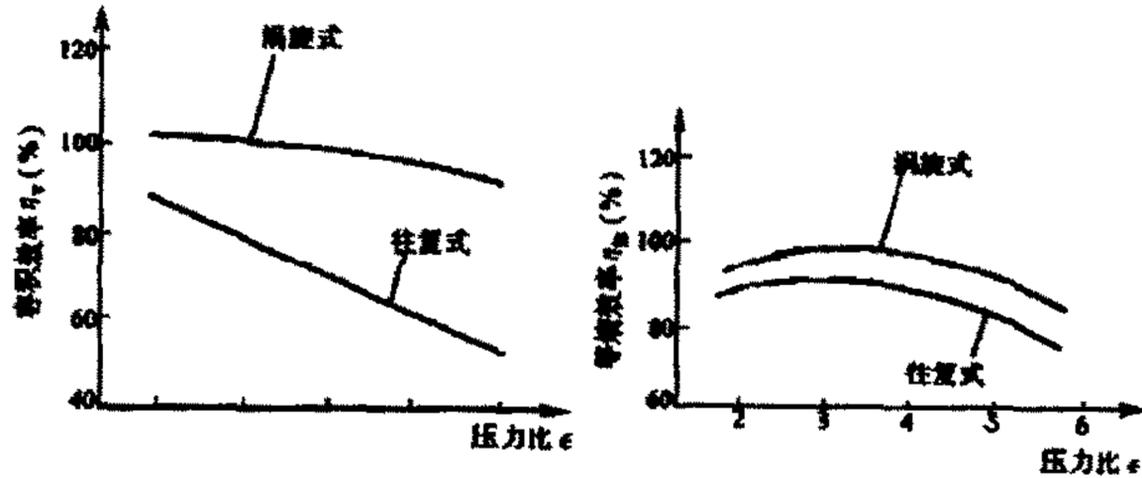


图 4-1 效率与压力比的关系(涡旋式、往复式压缩机)

注: (1) 按压力比为 3.5 时的涡旋式压缩机效率做为 100%
 (2) 工况条件为: 频率 60Hz、排气压力 2.06MPa、过热度 10K、过冷度 5K

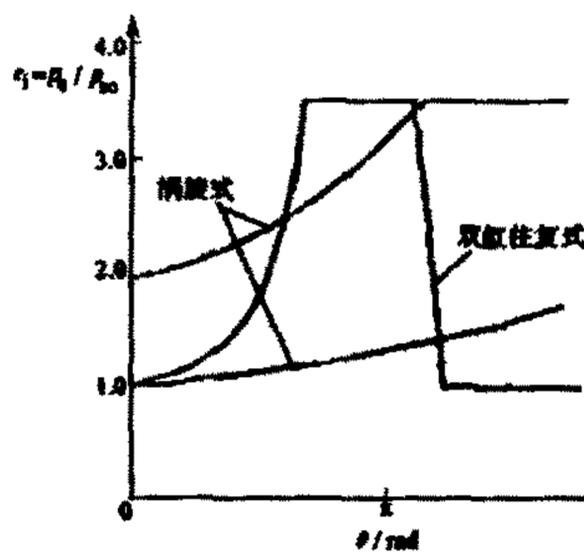


图 4-2 压缩室内压力比 ($= p_c / p_m$) 随转角 θ 的变化关系

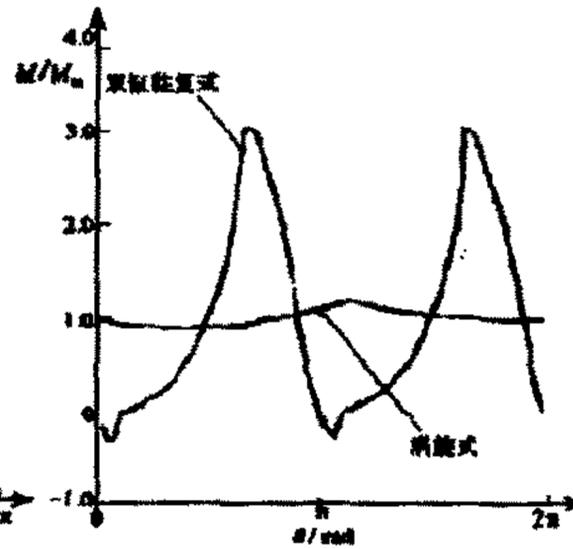


图 4-3 转矩比 ($= M / M_m$) 变化曲线的比较
 M —压缩机瞬时转矩; M_m —压缩机一转中的平均转矩

3. 结构简单, 体积小, 质量轻, 可靠性高。涡旋式压缩机构成压缩室的零件数目与往复式的零件数目之比为 1:7, 所以涡旋式的体积比往复式小 40%, 质量轻 15%; 由于没有吸气阀和排气阀, 易损零件少, 加之有轴向、径向间隙可调的柔性机构, 能避免液击造成的损失及破坏, 故涡旋式压缩机的运行可靠性高。因此, 涡旋式压缩机即使在高转速下运行也能保持高效率和高可靠性, 其最高转速可达 13000rpm。

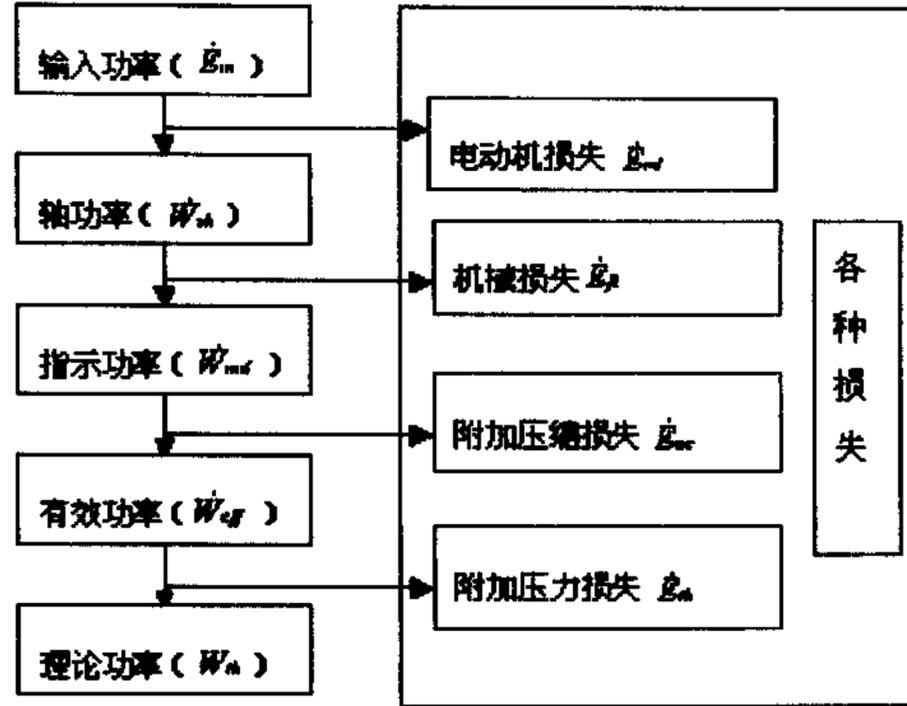
4.2 涡旋式压缩机变频节能运行特性分析

4.2.1 涡旋式制冷压缩机的热力分析

为了提高涡旋式压缩机的效率，必须尽量减少压缩气体、机械摩擦和电动机的能量损失。压缩机的输入功率是理论功率与压缩过程中损失能量的总和，即

$$\dot{E}_{in} = \dot{W}_{th} + \dot{E}_{ml} + \dot{E}_{fl} + \dot{E}_{oc} + \dot{E}_{th} \quad (4-1)$$

涡旋式压缩机的工作工程中各种能量损失见下图：



其中：

\dot{E}_{ml} ——电动机的能量损失， $\dot{E}_{ml} = \dot{E}_{in}(1 - \eta_{mot})$ ， η_{mot} 为电动机效率；

\dot{E}_{fl} ——压缩机的机械损失，是由压缩机运动件之间的摩擦所引起的，其中包括轴承损失 \dot{E}_{bg} 、止推轴承损失 \dot{E}_{thr} 、运动涡旋盘损失 \dot{E}_{os} 和防自转十字环损失 \dot{E}_{or} ；

$\dot{E}_{fl} = \dot{E}_{bg} + \dot{E}_{thr} + \dot{E}_{os} + \dot{E}_{or}$ ，各种机械损失的计算参见有关的涡旋式压缩机的手册；

\dot{W}_{ind} ——指示功率，为压缩气体所需的实际功率， $\dot{W}_{ind} = \omega \int_{i=1}^n (p_i(\theta) - p_s) dV$ ；

\dot{E}_{oc} ——附加压力损失功率，是由过压缩和欠压缩所引起的，当压缩室内压力超过排气压力时，附加损失为 $\dot{E}_{oc} = \omega \int_{i=1}^n (p_i(\theta) - p_d) dV$ ；

\dot{E}_{th} ——热力损失，由压缩过程中加热气体所引起， $\dot{E}_{th} = \dot{W}_{eff} - \dot{W}_{th}$ ；

而理论功率是将气体从吸气压力压缩到排气压力所需要的理想功：

$$\dot{W}_{th} = \frac{k}{k-1} \frac{p_s \dot{M}_a}{\rho_s} \times \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right], \text{ 或者}$$

$$\dot{W}_{th} = \dot{M}_a (h_d - h_s)$$

有关的研究表明：涡旋式压缩机的能耗中，有效功率占 74%，加热和流动损失占 8.5%，机械摩擦损失占 17.5%，因此减少摩擦耗功是提高涡旋式压缩机性能的重要途径。

对于整台涡旋式压缩机的几何尺寸的利用的完善程度可以用容积效率 η_v 来评

价，容积效率主要与气体泄露有关，

$$\eta_v = \frac{V}{V_i}$$

式中 V —— 涡旋式压缩机的实际排气量 (m^3/min);

V_i —— 涡旋式压缩机的理论排气量 (m^3/min)。

评价压缩机的能量利用完善程度用全绝热效率 (包括热力、机械等方面的损失), 即

$$\eta_{ad} = \frac{W_{th}}{W_{sh}}$$

能效比为: $EER = \frac{\dot{M}_a \Delta H}{\dot{E}_{in}}$, 即所产生的冷量与电动机输入功率之比,

式中 \dot{M}_a —— 质量流量;

ΔH —— 焓差。

4.2.2 涡旋式变频制冷压缩机

涡旋式变频制冷压缩机采用变频调速技术进行能量调节, 使其制冷量与冷藏集装箱制冷系统负荷协调变化, 并使机组在各种负荷条件下都具有较高的能效比。这种调节方式具有节能、舒适、启动快速、温控精度高及易于实现自动控制等优点。涡旋式变频制冷压缩机是交流异步变频式电动机驱动曲轴旋转, 依靠电源频率的变化使异步电动机的转速变化, 从而达到连续调节制冷系统制冷能力的目的。通常的变频调速频率变化范围是 30—120Hz, 转速变化范围在 1600—6200r/min。同时, 为了适应转速高低不同大范围的变化的特点, 涡旋式变频制冷压缩机在结构上有以下特点: (1) 电动机上下端面有平衡孔, 使得电动机转子部分达到最佳平衡状态; 在曲轴的最下端配有平衡块, 可消减中高转速范围的振动; (2) 用漫硫氮化等方法对曲轴进行了表面处理, 提高了曲轴的耐高压和耐磨性, 以保证高速运转的可靠性; (3) 采用共鸣式排气消声孔与多重膨胀室式排气消声器相结合等方式, 达到全频带的消声效果; (4) 用磁铁等方法吸取润滑油中的铁类异物, 以保护运动部分的可靠运转; (5) 机壳用高张力的钢板制成, 起到较好的隔声效果; (6) 为了减少润滑油的循环量, 设有回油管, 制冷剂蒸气经分离器后直接经吸气管进入气缸, 被压缩后经排气阀通过排气孔进入消声器和消声孔, 再穿过电动机定子和转子的缝隙, 有部分润滑油被分离出经回油管流回机壳, 高压制冷剂蒸气经排气管后进入冷凝器。

在压缩机的驱动装置是异步电动机, 在电机原理中, 我们知道, 异步电动机的同步转速即旋转磁场的转速为:

$$n_1 = \frac{60f_1}{n_p}$$

式中： n_1 ——同步转速 (r/min)；

f_1 ——定子频率 (Hz)；

n_p ——磁极对数。

而异步电动机的转速为

$$n = n_1(1 - s) = \frac{60f_1(1 - s)}{n_p}$$

式中： s ——异步电动机的转差率， $s = (n_1 - n) / n_1$ 。

可见，只要能改变异步电动机的输入频率就能在大幅度范围内实现无级调速，从而改变压缩机的排气量，调制冷系统中制冷剂的循环量，实现可变容量制冷剂循环。对一台 2 极电机，当其频率范围为 30-90Hz，其转速在 1800-5400r/min 之间。

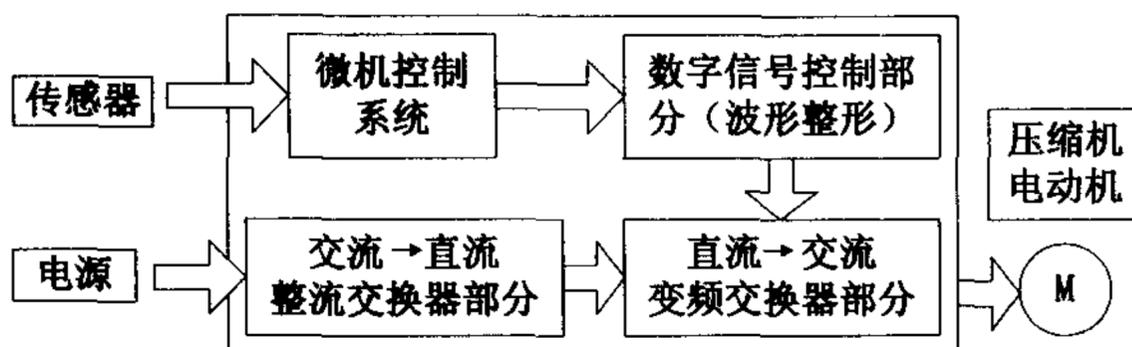


图4-4 制冷压缩机变频控制工作原理

正如在第二章中所说的，由于制冷压缩机具有特定的负载特性，因而并不是改变异步电动机的输入频率就可以使压缩机正常运行。在一般情况下，制冷压缩机的负载为恒转矩负载，异步电动机的转矩可以表示为：

$$T = k(V/f)^2$$

k ——系数

V ——异步电动机的输入电压

f ——异步电动机的输入电压频率

进行转矩控制时应有 $V/f = \text{常数}$ 。交流变频压缩机的变频控制器多采用脉冲宽度调制型 (PWM)，图 4-4 为 PWM 型变频调控器工作原理框图。

4.2.3 涡旋式变频压缩机的特点

涡旋式变频压缩机是基于涡旋定速压缩机结构而开发的，所以除具有前述与结构相对应的涡旋压缩机所固有的优点，如结构简单、高效、高可靠性、振动噪声小外，还具有如下优点：(1)可以软起动，起动电流小，降低对供电系统的干扰；(2)

制冷量调节能力范围广，能实现制冷系统的连续调节，提高了制冷系统的稳定运行和温度控制精度，并达到了节能运行的目的，如图 4-5 所示；(3) 避免了经常开停压缩机，振动、噪声更小，压缩机的使用寿命更长；(4) 独特的压差供油方式，使压缩机内在不同频率运行时，均能确保充足的润滑，压缩机的可靠性更高。

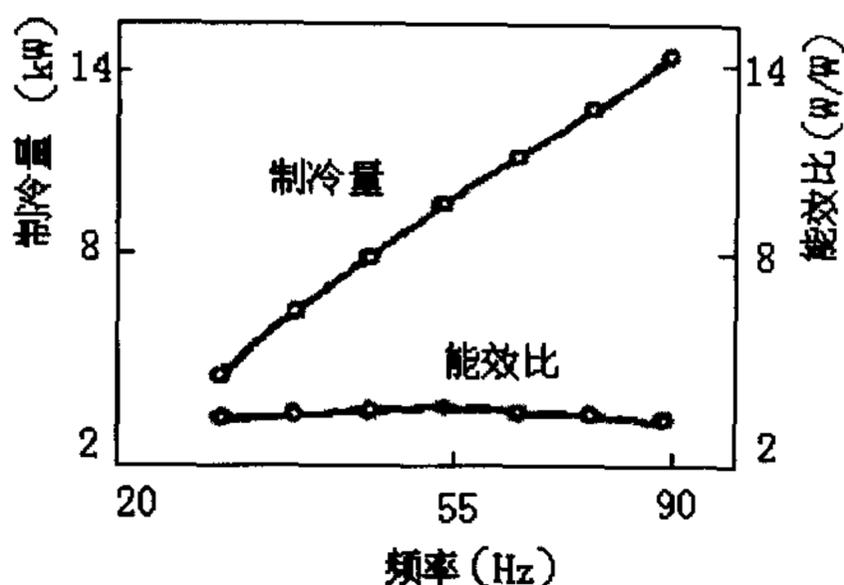


图4-5 涡旋式变频压缩机制冷量、能效比与频率的关系

4.2.4 涡旋式压缩机变频节能运行

90 年代初变频技术在船舶冷藏集装箱制冷系统中的应用和研究刚刚起步，在我国变频技术在船舶运输上的研究基本上属空白。

压缩机的功耗可以用下式表示：

$$\dot{W}_{th} = \frac{Q}{\eta_i \eta_m} \frac{H_2 - H_1}{H_1 - H_4} = QK_{\text{效}} \quad (4-2)$$

$$K_{\text{效}} = \frac{1}{\eta_i \eta_m} \frac{H_2 - H_1}{H_1 - H_4} \quad (4-3)$$

$$Q = CNq_v \lambda = mq$$

式中 $K_{\text{效}}$ ——单位制冷量的有效功耗；

C ——压缩机的结构参数；

Q ——制冷装置的制冷量；

q_v ——单位容积的制冷量；

λ ——输气系数；

N ——转速；

H_{1-4} ——各状态点的焓值；

η_m ——机械效率；

η_i ——绝热效率

由此可知压缩机的功耗与 Q 、 K_{**} 成正比。 Q 即为前述的 \dot{W}_{th} 。

同时，由前面的分析可以知道，压缩机的压缩机电机的输入功率为：

$$\dot{E}_m = \dot{W}_{th} + \dot{E}_{ml} + \dot{E}_{fl} + \dot{E}_{oc} + \dot{E}_{th} = \frac{k}{k-1} \frac{p_s M_a}{\rho_s} \times \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] + \dot{E}_{ml} + \dot{E}_{fl} + \dot{E}_{oc} + \dot{E}_{th} \quad (4-5)$$

$$\dot{W}_{th} = \frac{k}{k-1} \frac{p_s M_a}{\rho_s} \times \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] = \dot{M}_a (h_d - h_s) \quad (4-6)$$

可见压缩机的理想功率与 $\frac{M_a}{\rho_s}$ 成正比，其中 M_a 为质量流量， ρ_s 吸气密度，即与吸气

容积成正比。而压缩机的实际排气量为：

$$V = \eta_v V_i = \eta_v N \pi p (p - 2t)(2n - 1)h = \lambda_v \lambda_p \lambda_T \lambda_L N \pi p (p - 2t)(2n - 1)h \quad (4-7)$$

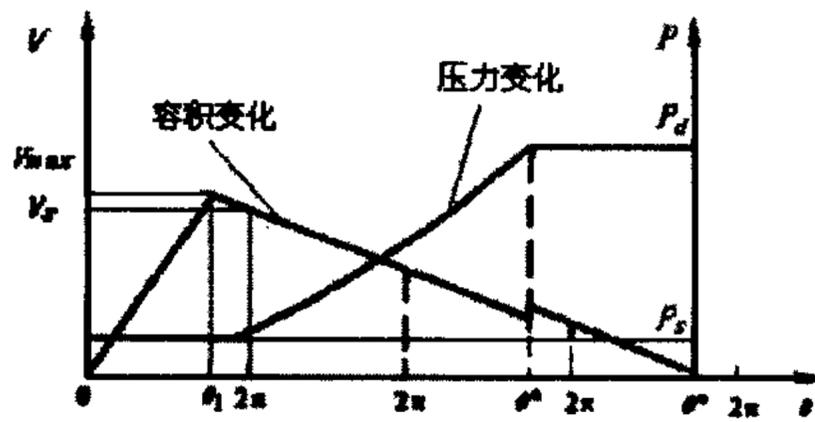


图4-6 涡旋式压缩机的压力和容积

在外界热负荷变化的情况下（部分负荷），降低压缩机的转速就可以减少压缩机的单位时间内的制冷剂气体的排量，从而改变系统的制冷量，使系统适应热负荷的变化。同时实际压缩机的输入功率也会减少，达到降低功耗的效果的同时达到了与负荷变化的匹配。图 4-6 为涡旋式压缩机工作过程中的压力和容积变化。

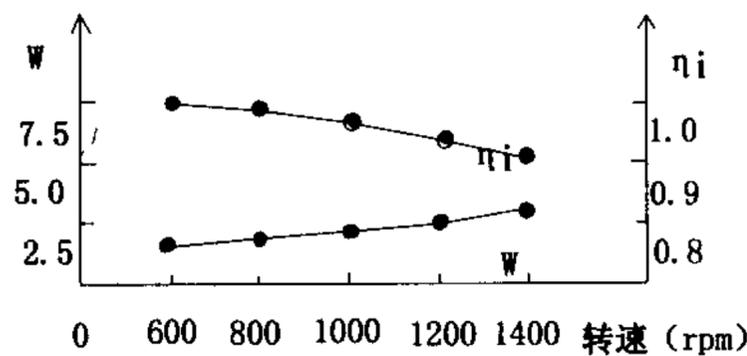


图4-7 压缩机摩擦功、绝热效率与转速之间的关系

由压缩机变转速热力性能实验测得的摩擦功和绝热效率与压缩机的转速之间的关系如图 4-7 所示，随着转速的下降，摩擦功 W 降低，而绝热效率 η_i 却随着转速的下降而提高；同时由于蒸发器和冷凝器面积不变，在同样的外界条件下，随着转速

的下降，可以使冷凝温度降低和蒸发温度上升，从而使 $\frac{H_2-H_1}{H_1-H_4}$ 变小，所以当负荷变

小的时候，压缩机转速的降低可以使得 K_{eff} 大为降低，从而使得压缩机的功耗随着制冷剂流量的减少而降低。

图 4-8 表示了制冷剂流量与压缩机转速的关系，可以看出总体上压缩机的制冷剂质量流量随着转速的下降而下降。由此可以减少 \dot{W}_m ，也就是说在部分负荷下，压缩机采用变频技术是制冷机组的转速随着负荷的下降而降低，可以使 K_{eff} 、 Q 都下降，压缩机的理想功率 \dot{W}_m 也下降，系统的功耗就会减少，从而达到节能的目的。

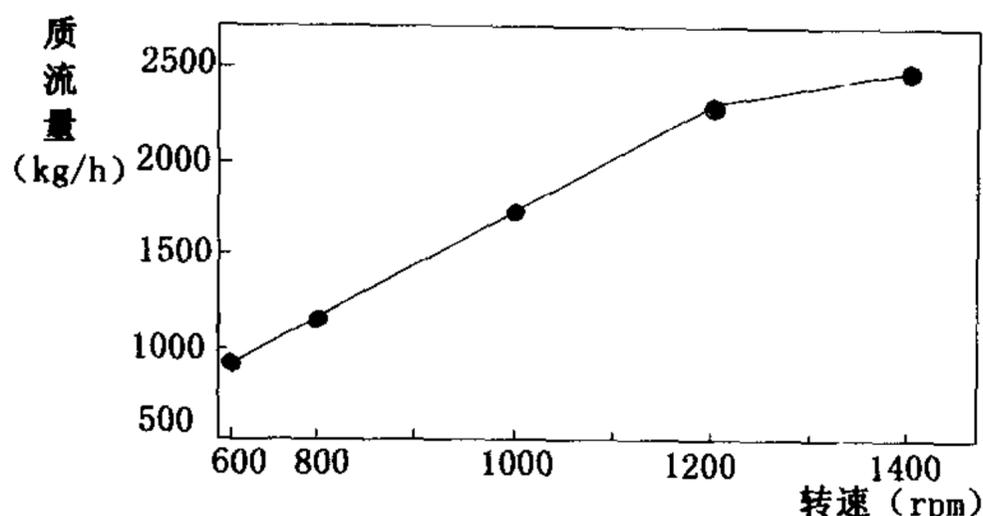


图4-8 变频系统质量流量——转速的关系

图 4-9 为在对 4V75 型压缩机进行变转速压缩机热力性能实验得出的压缩机转速与轴功率变化的关系图，从中可以看出，压缩机的功耗与轴功率成一定的线性关系，随着转速的下降，轴功率也下降，和前面的公式推导基本一致。

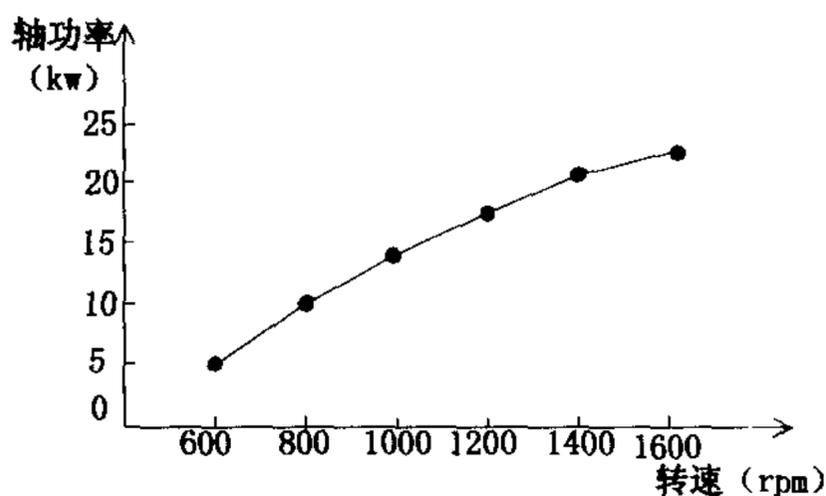


图4-9 压缩机转速与轴功率的关系

图 4-10 是对涡旋式压缩机的所进行的测试得出的功耗、制冷量与转速比变化的关系，分别用占最大功耗 W_{max} 、最大制冷量 Q_{max} 和额定转速 N_{max} 的比例来表示。通过分析可以知道转速比在 40-80%变化的时候，功耗比较小而制冷量比却比较高，也就是说在 40-80%额定转速的时候，系统的能效比较高，即在部分负荷下，采用变频

调速可以收到较好的节能效果。

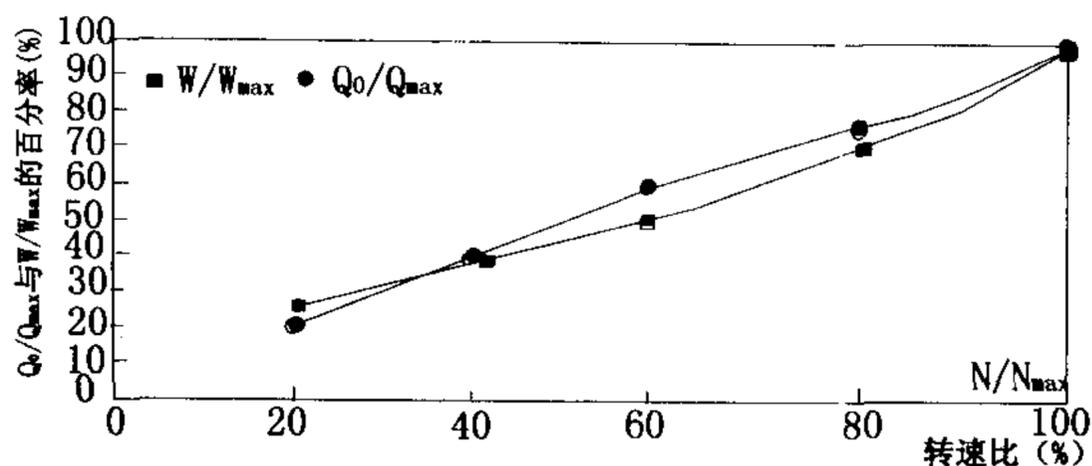


图4-10 制冷量、功耗与转速比的关系

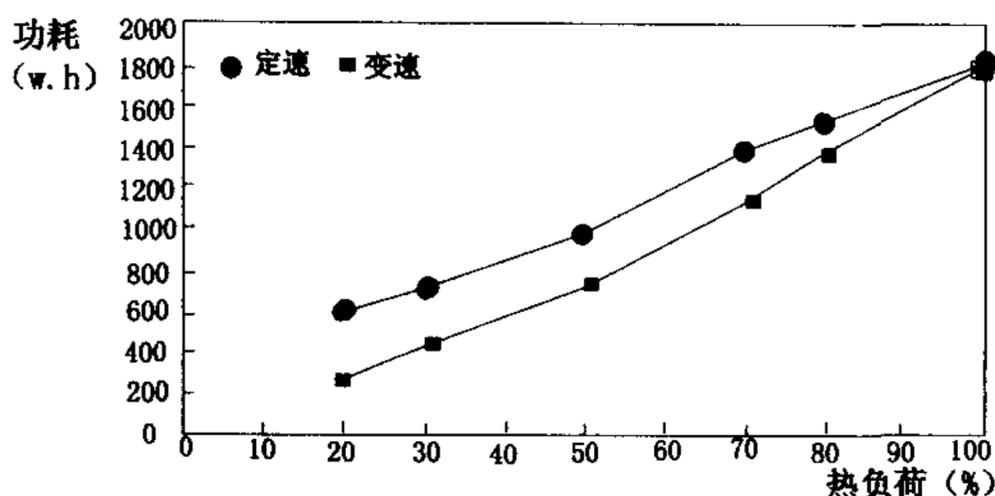


图4-11 定速、变速时热负荷与功耗的关系

图 4-11 为压缩机分别采用 on-off 控制和变频控制时候的功耗与热负荷变化的对比关系图，在热负荷从 100%到 20%变化的时候，定速与变速调节的功耗之差趋增，在 20%负荷的时候，变频调速的功耗仅为定速调节下的 60%左右，由此可见采用变频调速控制具有非常好的节能效果。

典型航次对冷藏集装箱制冷压缩机定频运行和变频运行的理论计算得出的节电量如下表 4-1 所示。该航次冷藏集装箱制冷装置共运行 41 天，选用典型航行日典型时刻的平均节能功率，乘以该航区的制冷系统运行时间。

总节电量为 476.9 kw.h，压缩机取每天运行时间为 15.6h（一般冷藏集装箱的开机率为 65%），压缩机电机功率为 5.6kW，累计运行时间为 397 小时（见表 4-1），其变频运行节能率为 $\delta = 476.9 / (397 \times 5.6 \times 0.65) \times 100\% = 33\%$ 。

表 4-1 冷藏箱压缩机变频节能量

航区	查尔斯顿-直布罗陀	直布罗陀-苏伊士	苏伊士-亚丁湾	亚丁湾-马六甲	马六甲-新加坡	新加坡-台湾海峡	台湾海峡-上海	上海-宁波
航区代表日	2月25日	3月6日	3月12日	3月17日	3月19日	3月22日	3月30日	4月4日
代表日平均节能量 (kw.h)	--	--	1.406	1.176	1.018	1.139	--	--
压缩机运行时间 (h)	--	--	96	144	52	105	--	--
节省电量 (kw.h)	--	--	135	169.3	53	119.6	--	--
整个航次节省电量(kw.h)	476.9							

4.3 结论及注意事项:

总之, 在外界负荷变化的时候通过变频技术改变压缩机的转速, 使制冷剂流量随着负荷的变化而变化, 从而改变系统的制冷量, 达到制冷系统与负荷变化的匹配。同时由于转速的下降, 使得压缩机功耗减少, 达到较好的节能效果, 节能率可以达到 33%。

另外, 涡旋式变频压缩机在使用中要特别注意: (1) 严格按各种规格压缩机的 V/f 曲线来匹配系统, 使压缩机的运行效率最佳。否则, 可能造成变频异步电动机过热或过载, 影响压缩机的可靠性。(2) 确保压缩机在工作过程中有足够润滑。普遍做法是由压缩机厂商提供带油面镜的压缩机, 以确认系统配管在最极限长度时压缩机的回油正常。另外, 当压缩机并联使用时 (Mitsubishi 部分机组), 应增加油面平衡管或回油分配器, 使两压缩机的油面基本一致, 以避免分油不匀, 引起不必要的故障。由于采用变频压缩机, 要解决低速运转时的振动问题和润滑油供给问题, 高速运转时的轴承负荷问题、摩擦和磨损问题, 因此对压缩机的设计和制造提出了更高的要求, 控制系统也比较复杂。

表 4-1 冷藏箱压缩机变频节能量

航区	查尔斯顿-直布罗陀	直布罗陀-苏伊士	苏伊士-亚丁湾	亚丁湾-马六甲	马六甲-新加坡	新加坡-台湾海峡	台湾海峡-上海	上海-宁波
航区代表日	2月25日	3月6日	3月12日	3月17日	3月19日	3月22日	3月30日	4月4日
代表日平均节能量 (kw.h)	--	--	1.406	1.176	1.018	1.139	--	--
压缩机运行时间 (h)	--	--	96	144	52	105	--	--
节省电量 (kw.h)	--	--	135	169.3	53	119.6	--	--
整个航次节省电量(kw.h)	476.9							

4.3 结论及注意事项:

总之, 在外界负荷变化的时候通过变频技术改变压缩机的转速, 使制冷剂流量随着负荷的变化而变化, 从而改变系统的制冷量, 达到制冷系统与负荷变化的匹配。同时由于转速的下降, 使得压缩机功耗减少, 达到较好的节能效果, 节能率可以达到 33%。

另外, 涡旋式变频压缩机在使用中要特别注意: (1) 严格按各种规格压缩机的 V/f 曲线来匹配系统, 使压缩机的运行效率最佳。否则, 可能造成变频异步电动机过热或过载, 影响压缩机的可靠性。(2) 确保压缩机在工作过程中有足够润滑。普遍做法是由压缩机厂商提供带油面镜的压缩机, 以确认系统配管在最极限长度时压缩机的回油正常。另外, 当压缩机并联使用时 (Mitsubishi 部分机组), 应增加油面平衡管或回油分配器, 使两压缩机的油面基本一致, 以避免分油不匀, 引起不必要的故障。由于采用变频压缩机, 要解决低速运转时的振动问题和润滑油供给问题, 高速运转时的轴承负荷问题、摩擦和磨损问题, 因此对压缩机的设计和制造提出了更高的要求, 控制系统也比较复杂。

第五章 冷藏集装箱风机变频节能运行及特性分析

5.1 冷藏集装箱制冷系统风机变频节能运行

5.1.1 冷藏集装箱制冷系统风机调速分析

由制冷系统循环的焓分析可知，制冷系统中除了压缩机能耗较大以外，蒸发器和冷凝器的能耗也相当大，占总的系统能耗的 40%左右。为了减少系统的焓损失，可以通过减少管内制冷剂和管外空气的传热温差，但是这样势必增加换热器的换热面积和生产成本，同时也会相应地增加冷藏集装箱制冷机组的总重量和相应减少箱内的有效载货容积，这一点对于冷藏集装箱来说是不利的。

对于已有的换热装置，在压缩机进行变频调速以后，制冷系统的制冷剂流量随着压缩机转速的变化而相应的改变，此时应该对蒸发器和冷凝器风机进行相应的调节，以使换热器能够与负荷的变化相配合。

在第二章有关风机的控制的分析我们知道，对于冷藏集装箱的制冷系统，蒸发器风机一般除了融霜工况外将始终运转。目前大多数的冷藏集装箱的蒸发器风机为了节能和达到更好的控制温度采用变极调速——一般为 2 级变速调节，即通过改变驱动电机的极对数，2/4 个极对数的变换来达到蒸发器风机转速在高速和低速下的调节；而在冷凝器风机的能量调节控制中，在制冷系统运转的时候一般始终以恒定转速运转。风机的这种调速方式明显不能适应冷藏集装箱变负荷下的风量调节要求。

海上运输的冷藏集装箱的制冷系统除在货物装卸和高温海区航行，其余大部分的时间工作在部分负荷条件下，特别是冷藏集装箱运输在较低温海区时，制冷系统的热负荷明显下降，制冷剂流量由于压缩机转速的变化和电子膨胀阀开度的减小，进入冷凝器和蒸发器的制冷剂相对减少，在这种时候还维持风机的额定转速是没有必要的，对节能也是不利的。此时如果能够相应的降低风机的转速，不仅可以使风机本身的能耗降低，同时还可以使蒸发器风机的附加散热量减少；另外由于转速的下降会使箱内空气流速下降，单位时间的空气流通量下降，会使货物的干耗量相应减少，脱水减少，从而提高货物的运输质量。

目前船舶冷藏集装箱制冷系统的风机主要为轴流式，一般采用四叶片螺旋桨式。螺旋桨式轴流通风机只有一个螺旋桨式叶轮，流量大、压力低，虽然效率不高，但成本相对比较低。蒸发器侧风机为双速电动机驱动，冷凝器为恒转定转速电动机驱动。轴流式风机单位时间空气排量大，风压小，单位功率的质量和体积比离心式

第五章 冷藏集装箱风机变频节能运行及特性分析

5.1 冷藏集装箱制冷系统风机变频节能运行

5.1.1 冷藏集装箱制冷系统风机调速分析

由制冷系统循环的焓分析可知，制冷系统中除了压缩机能耗较大以外，蒸发器和冷凝器的能耗也相当大，占总的系统能耗的 40%左右。为了减少系统的焓损失，可以通过减少管内制冷剂和管外空气的传热温差，但是这样势必增加换热器的换热面积和生产成本，同时也会相应地增加冷藏集装箱制冷机组的总重量和相应减少箱内的有效载货容积，这一点对于冷藏集装箱来说是不利的。

对于已有的换热装置，在压缩机进行变频调速以后，制冷系统的制冷剂流量随着压缩机转速的变化而相应的改变，此时应该对蒸发器和冷凝器风机进行相应的调节，以使换热器能够与负荷的变化相配合。

在第二章有关风机的控制的分析我们知道，对于冷藏集装箱的制冷系统，蒸发器风机一般除了融霜工况外将始终运转。目前大多数的冷藏集装箱的蒸发器风机为了节能和达到更好的控制温度采用变极调速——一般为 2 级变速调节，即通过改变驱动电机的极对数，2/4 个极对数的变换来达到蒸发器风机转速在高速和低速下的调节；而在冷凝器风机的能量调节控制中，在制冷系统运转的时候一般始终以恒定转速运转。风机的这种调速方式明显不能适应冷藏集装箱变负荷下的风量调节要求。

海上运输的冷藏集装箱的制冷系统除在货物装卸和高温海区航行，其余大部分的时间工作在部分负荷条件下，特别是冷藏集装箱运输在较低温海区时，制冷系统的热负荷明显下降，制冷剂流量由于压缩机转速的变化和电子膨胀阀开度的减小，进入冷凝器和蒸发器的制冷剂相对减少，在这种时候还维持风机的额定转速是没有必要的，对节能也是不利的。此时如果能够相应的降低风机的转速，不仅可以使风机本身的能耗降低，同时还可以使蒸发器风机的附加散热量减少；另外由于转速的下降会使箱内空气流速下降，单位时间的空气流通量下降，会使货物的干耗量相应减少，脱水减少，从而提高货物的运输质量。

目前船舶冷藏集装箱制冷系统的风机主要为轴流式，一般采用四叶片螺旋桨式。螺旋桨式轴流通风机只有一个螺旋桨式叶轮，流量大、压力低，虽然效率不高，但成本相对比较低。蒸发器侧风机为双速电动机驱动，冷凝器为恒转定转速电动机驱动。轴流式风机单位时间空气排量大，风压小，单位功率的质量和体积比离心式

风机要大。由于空气流通的流量大，非常适用于换热设备的热量交换。

一般空气流量的调节控制方式有四种：风阀、导流叶片、联轴器和变频器。国外的有关研究资料表明：当工作点位于最大流量的 80% 时，使用风阀将消耗电机功率的 93%，导流叶片消耗电机能量的 70%，涡流联轴器消耗电机能量的 67%，而变频器消耗电机能量的 51%，近似为风阀调节的一半多；当气流量下降到 50% 的时候，变频器调节消耗电机能量的 15%，而联轴器消耗电机能量为 29%，导流叶片消耗电机能量为 49%，风阀消耗电机能量为 73%。由此可见在相同流量调节情况下，变频器调节具有最佳的节能效果。国内很多的有关风机变频控制研究和实际工程应用表明，采用变频调节风量不仅可以带来明显的经济效应，而且还可以使设备运转平稳，噪声低，使用寿命变长。同时还可以减少启动的时候所产生的冲击电流，不会产生超载。

5.1.2 冷藏集装箱制冷系统风机变频节能

轴流式风机的定速特性曲线如图 5-1 所示，它的各个参数是在一定的转速下得到的，转速改变后，风机的定速特性曲线也会相应改变。

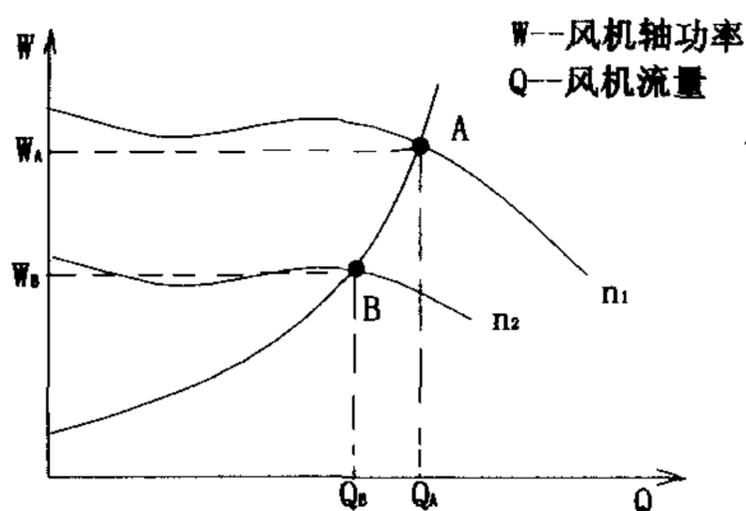


图5-1 轴流风机定速运行特性

通常对一般的机翼形叶片的风机，小流量时的功率特性变化较平缓，最大功率位于最高效率点附近。对圆弧板形叶片的风机，小流量时的主要特点是零流量的功率最大。所以这种通风机不宜关闭启动。即使是机翼形叶片的风机，零流量的功率也不小。因此，轴流风机不象离心风机那样具有启动功率小的优点。

风机的性能是随转速 n 和吸气密度 ρ 改变而改变的，并且有如下关系：

$$Q = \frac{n}{n_0} Q_0 \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (5-1)$$

$$P = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot P_0 \quad \text{Pa} \quad (5-2)$$

$$W = \left(\frac{n}{n_0}\right)^3 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot W_0 \quad \text{kW} \quad (5-3)$$

式中：

Q_0 、 P_0 、 n_0 、 w_0 、 ρ_0 ——分别为标准状态或指定条件下的风量、全压、转速、轴功率、和密度；

Q 、 P 、 n 、 w 、 ρ ——分别为变速后的风量、全压、转速、轴功率、和密度。

根据以上的风机原理，由于冷藏集装箱风机所输送的流体为空气，其粘度不大，密度变化可以忽略不计，则可以有以下简单的比例定律换算公式：

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$\frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (5-4)$$

式中 1、2 为不同的工作点。根据流体力学，应用上式是有前提的，即要求风机工作在相似点，1、2 两工作点在相似工况点曲线上，前提要求是：（1）变速前后的风机的工作效率相同；（2）具备相似关系，如几何相似、运动相似、动力相似等。

5.1.3 风机变频节能分析

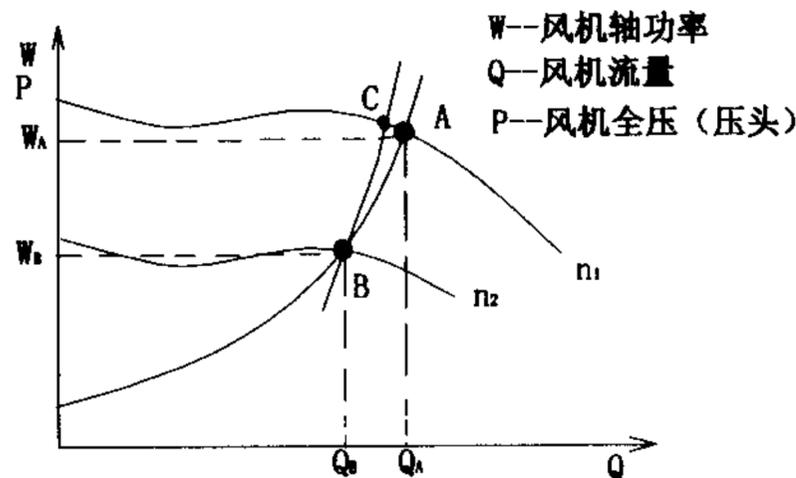


图5-2 轴流风机变速运行特性

由上述的风机定理可以知道，冷藏集装箱风机型号一定，风管系统一定，当风机工作在相似工况点上时，符合式（5-4），即风机处理的风量与转速成正比；风机的全压（压头）与转速的平方成正比；风机消耗的轴功率与转速的立方成正比。国内外大量的文献研究表明采用变速调节风量可以收到最好的节能效果。当风量下降时，风机所消耗的轴功率近似成立方关系下降。但是要注意并不是等于立方关系。分析如下图 5-2 所示：当对风机进行变速运行调节，转速从 n_1 下降到 n_2 ，风量则从

Q_A 减少到 Q_B ，风机消耗的轴功率从 W_A 减少到 W_B ，A、B两点是同一管道特性曲线上的两点，但并不是相似工况点曲线上的两点。B、C两点是相似工况点曲线上的不同两点，它们的特性参数满足式(5-4)，也就是从C点到B点轴功率的下降与流量成三次方下降。由图中可以看出：变速节能 W_A-W_B 略小与 W_C-W_B 。

因此，总的来说，风机采用变频调速控制风量可以使能耗近似成三次方下降，达到大幅度节约电能的目的。

同时，蒸发器风机由于变速也会对压缩机的功耗有一定的影响，当压缩机转速上升的时候，制冷系统的制冷剂流量也相应的增加，这使得蒸发器内部的热交换系数变大。实验证明，当蒸发器内部的热交换系数增加35%时，如果蒸发器风机转速没有作出相应的增加，则蒸发器外面的热交换系数会增加11%，总的热交换系数增加14%，可见改变蒸发器的内部换热系数对于总的热交换系数的影响比较大；相反由于蒸发器内部的热交换系数增加，其对数平均温差就增加，温差的增加会增加换热的不可逆损失，从而导致热交换的能量损失。此时如果增加蒸发器风机的转速，其外部热交换系数增加的同时总的换热系数也相应的增加，使其内外部的对数平均温差基本上保持不变，保证蒸发压力的稳定。这样随着制冷剂流量的增加而蒸发器的焓损失可以减少；而对于压缩机而言由于蒸发器压力的稳定，其能耗也会相应地减少。

总的来说，当压缩机变速运行，制冷系统热负荷减小时，制冷剂流量减少，此时应该相应降低蒸发器风机的转速才能保持换热温差的基本上恒定和蒸发压力的稳定，使压缩机的能耗减少；当热负荷增加，压缩机转速增加，此时制冷剂流量增加，则要相应增加蒸发器风机转速。可见在部分负荷时由于风机的减速会使风机本身的能耗减少，达到节能降耗的目的。另外可知制冷系统变频后各个部分的参数是相互耦合的，压缩机变频调节后，制冷系统的其他相关部分（风机、电子膨胀阀等）也得相应地采取合适的控制，才能够使制冷系统的能耗最低。

5.2 换热器特性

为了对制冷系统的实际运行过程机理有充分的理解，提高制冷机组各个部件及系统的效率，实现系统的最佳控制，建立整个系统的动态参数数学模型是必要的。国内外大量的文献说明了蒸发器动态参数模型的建立。清华大学的葛云亭等学者通过利用分布参数的方法建立了冷凝器、蒸发器动态参数数学模型，提出了使模型方程封闭可解的界面关系方程及求解该动态参数模型所用的偏微分方程的离散方法。模型的建立说明如下：

制冷剂流量 (g/s)	12	9.58	18.4
	16	7.02	11.5
	20	5.5	6.7

5.3 风机变频节能计算

5.3.1 蒸发器风机的变频调速节能计算

冷藏集装箱的蒸发器风机，除了在一些特殊的情况下几乎整个航次都在运行当中，在风机节能计算中，选用典型航行日，平均可调风量的百分比按照风机定律：

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \\ \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \\ W_2 = \frac{W_1}{\left(\frac{1}{\delta}\right)^3} \cdot \eta \\ \Delta W = W_1 - W_2 \end{array} \right. \quad (5-45)$$

式中：

W_1 ——变频前风机的额定功率，kw；

W_2 ——变频后风机的功率，kw；

δ ——各航区典型航行日平均实际风量的百分比；

η ——变频器效率，取 0.95。

分别计算各个航区风机变频节能量，风机型号：Φ320mm，4 叶片，1200W/900W×2，3 相 2/4 极，计算结果见表 5-2。

表 5-2 蒸发器风机变频节能量^[28]

航区	查尔斯顿-直布罗陀	直布罗陀-苏伊士	苏伊士-亚丁湾	亚丁湾-马六甲	马六甲-新加坡	新加坡-台湾海峡	台湾海峡-上海	上海-宁波
航区代表日	2月25日	3月6日	3月12日	3月17日	3月19日	3月22日	3月30日	4月4日
平均实际风量比 (%)	72.5	72.9	82.5	83.04	83.44	83.04	64.75	80.1
平均可调风	27.5	27.1	17.5	16.96	16.56	16.95	35.25	29.9

量比 (%)								
风机运行时间 (h)	184	228	96	144	52	105	227	24
节省电量 (kw. h)	60.4	74.1	23.04	33.79	11.99	24.64	86.67	6.3
整个航次节电量 (kw. h)	320.93							

该航次蒸发器风机共运行 1060 小时，采用变频与不采用变频（2 极调速，高速运行占 15%，低速运行占 85%，平均功率 0.945kw）时风机的耗电量相比，风机变频调节的调速节能率 δ 为：

$$\delta = \frac{320.93}{1060 \times (85\% \times 0.9 + 15\% \times 1.2)} \times 100\% \approx 32.0\%$$

5.3.2 冷凝器风机的变频调速节能计算

冷凝器风机用来保证提供预设的冷凝压力，其运转情况直接影响压缩机的性能，传统的冷凝器风机伴随着压缩机的启停而动作，制冷系统实行变频调节后，其冷负荷根据压缩机的排出的制冷剂流量而定。由于其负荷与蒸发器的负荷相同，其节能计算同蒸发器风机节能计算相似，其计算结果见表 5-3，风机型号 $\Phi 440\text{mm}$ ，4 叶片，780W \times 1,3 相 4 极：

表 5-3 冷凝器风机变频节能量^[28]

航区	查尔斯顿-直布罗陀	直布罗陀-苏伊士	苏伊士-亚丁湾	亚丁湾-马六甲	马六甲-新加坡	新加坡-台湾海峡	台湾海峡-上海	上海-宁波
航区代表日			3 月 12 日	3 月 17 日	3 月 19 日	3 月 22 日		
平均实际风量比 (%)			82.5	83.04	83.44	83.04		
平均可调风量比 (%)			17.5	16.96	16.56	16.96		
风机运行时间 (h)			96	144	52	105		
节省电量 (kw. h)			14.05	20.75	7.36	15.13		

整个航次节 电量(kw.h)	57.29
-------------------	-------

该航次中，冷凝器风机在苏伊士运河至台湾海峡段共运行时间 397 小时，开机率与压缩机相同为 0.65，风机功率 0.78kw，和不采用变频时的耗电量相比，风机变频节能率 δ 为：

$$\delta = \frac{57.29}{397 \times 0.78 \times 0.65} \times 100\% = 28.5\%$$

5.4.2 计算结果分析

从以上的计算可以知道：冷藏集装箱的风机系统采用变频调速节能的效果非常可观，蒸发器风机节能率可达到 32.0%，而冷凝器风机节能率可达到 28.5%，特别是蒸发器风机，其在冷藏集装箱制冷机组运行过程中一直运行，其节能效果更佳。

本章小节：本章主要分析冷藏集装箱制冷系统风机（冷凝器和蒸发器风机）变频节能运行的基本特性，以及蒸发器的变流量特性。在负荷较小时，压缩机采用低速运转，吸气压力升高，这对系统降低能耗是有利的；变频控制时，蒸发器制冷量流量的变化并非线性；系统中采用电子膨胀阀进行过热度控制，被控对象具有参数时变的特性，相应地宜采用变结构的控制器。通过典型航次风机节能的理论计算表明其效果是比较可观的。

整个航次节 电量(kw.h)	57.29
-------------------	-------

该航次中，冷凝器风机在苏伊士运河至台湾海峡段共运行时间 397 小时，开机率与压缩机相同为 0.65，风机功率 0.78kw，和不采用变频时的耗电量相比，风机变频节能率 δ 为：

$$\delta = \frac{57.29}{397 \times 0.78 \times 0.65} \times 100\% = 28.5\%$$

5.4.2 计算结果分析

从以上的计算可以知道：冷藏集装箱的风机系统采用变频调速节能的效果非常可观，蒸发器风机节能率可达到 32.0%，而冷凝器风机节能率可达到 28.5%，特别是蒸发器风机，其在冷藏集装箱制冷机组运行过程中一直运行，其节能效果更佳。

本章小节：本章主要分析冷藏集装箱制冷系统风机（冷凝器和蒸发器风机）变频节能运行的基本特性，以及蒸发器的变流量特性。在负荷较小时，压缩机采用低速运转，吸气压力升高，这对系统降低能耗是有利的；变频控制时，蒸发器制冷量流量的变化并非线性；系统中采用电子膨胀阀进行过热度控制，被控对象具有参数时变的特性，相应地宜采用变结构的控制器。通过典型航次风机节能的理论计算表明其效果是比较可观的。

第六章 冷藏集装箱变频节能运行的电子膨胀阀应用

及特性分析

冷藏集装箱制冷系统压缩机采用变频调速节能技术以后，其制冷剂流量在很宽的范围内频繁变化，这对膨胀阀的调节能力提出了很高的要求。普通的热力膨胀阀反应慢，调节范围有限，超出了这一个范围就难以稳定工作，不能保证系统正常的过热度精度。在变频控制系统中为了实现在偏差信号较大的时候，压缩机、蒸发器和冷凝器风机必须快速运转，以尽可能快地接近设定温度；而在达到设定温度附近的时候，压缩机和蒸发器、冷凝器风机又必须减速运转，使压缩机供冷量与集装箱热负荷相匹配。在这种情况下就对膨胀阀提出了特殊的要求：首先必须要制冷剂流量的调节范围要大，以适应制冷剂流量可能成倍变化的要求，不仅要对系统的偏差信号产生反应，而且还必须对系统偏差的变化率信号产生反应，使供液量能够很好地适应流量变化和流量变化率，从而达到流量与负荷的匹配；再次膨胀阀的反应速度必须要快，这样在压缩机转速变化而导致蒸发压力迅速改变的时候能够迅速动作，避免引起压缩机的湿压缩和冲缸；最后，是要求能够集中控制，制冷系统应用变频技术以后，膨胀阀的功能不再是唯一的过热度控制，作为一个整体，它必须能够在控制器的指令下进行动作。

6.1 电子膨胀阀

冷藏箱制冷装置向机电一体化发展意味着它的调节和控制方式的不断更新。由传统控制向最优控制发展，简单机械式制冷自控元件向电脑式自控元件发展。

作为制冷系统的膨胀机构和流量调节元件，电子膨胀阀适应机电一体化的发展要求，适应现代控制水平的发展，具有传统的热力膨胀阀无以比拟的优点，使它非常适合制冷系统的变频运行控制；制冷压缩机的变频能量调节与新型电子膨胀阀相配合进行制冷装置的变负荷能量调节是 80 年代以来在提高制冷装置控制水平方面的新成就。

电子膨胀阀是通过微电脑控制制冷剂流量，使制冷系统在最佳状态下运转，是变频制冷空调系统的重要配套件之一。电子膨胀阀的构成见图 6-1。其阀轴由电机直接驱动以改变阀的开启。

第六章 冷藏集装箱变频节能运行的电子膨胀阀应用

及特性分析

冷藏集装箱制冷系统压缩机采用变频调速节能技术以后，其制冷剂流量在很宽的范围内频繁变化，这对膨胀阀的调节能力提出了很高的要求。普通的热力膨胀阀反应慢，调节范围有限，超出了这一个范围就难以稳定工作，不能保证系统正常的过热度精度。在变频控制系统中为了实现在偏差信号较大的时候，压缩机、蒸发器和冷凝器风机必须快速运转，以尽可能快地接近设定温度；而在达到设定温度附近的时候，压缩机和蒸发器、冷凝器风机又必须减速运转，使压缩机供冷量与集装箱热负荷相匹配。在这种情况下就对膨胀阀提出了特殊的要求：首先必须要制冷剂流量的调节范围要大，以适应制冷剂流量可能成倍变化的要求，不仅要对系统的偏差信号产生反应，而且还必须对系统偏差的变化率信号产生反应，使供液量能够很好地适应流量变化和流量变化率，从而达到流量与负荷的匹配；再次膨胀阀的反应速度必须要快，这样在压缩机转速变化而导致蒸发压力迅速改变的时候能够迅速动作，避免引起压缩机的湿压缩和冲缸；最后，是要求能够集中控制，制冷系统应用变频技术以后，膨胀阀的功能不再是唯一的过热度控制，作为一个整体，它必须能够在控制器的指令下进行动作。

6.1 电子膨胀阀

冷藏箱制冷装置向机电一体化发展意味着它的调节和控制方式的不断更新。由传统控制向最优控制发展，简单机械式制冷自控元件向电脑式自控元件发展。

作为制冷系统的膨胀机构和流量调节元件，电子膨胀阀适应机电一体化的发展要求，适应现代控制水平的发展，具有传统的热力膨胀阀无以比拟的优点，使它非常适合制冷系统的变频运行控制；制冷压缩机的变频能量调节与新型电子膨胀阀相配合进行制冷装置的变负荷能量调节是 80 年代以来在提高制冷装置控制水平方面的新成就。

电子膨胀阀是通过微电脑控制制冷剂流量，使制冷系统在最佳状态下运转，是变频制冷空调系统的重要配套件之一。电子膨胀阀的构成见图 6-1。其阀轴由电机直接驱动以改变阀的开启。

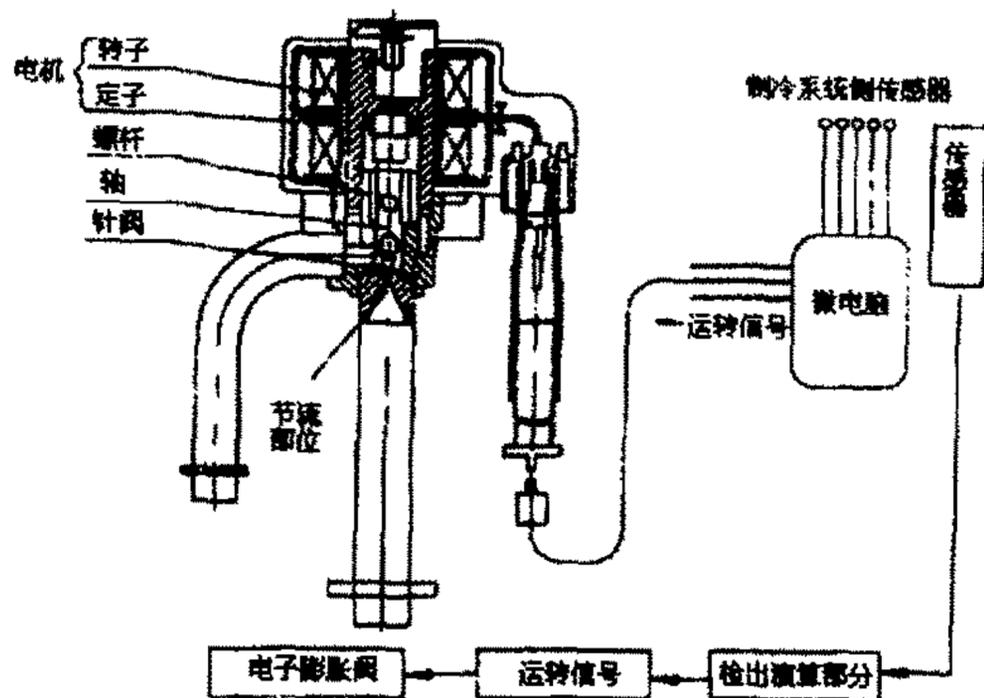


图 6-1 电子膨胀阀的基本结构

节流机构作为制冷系统的工质流量调节元件，对制冷系统的运行特性有重要的影响。改善它的控制特性使与系统其他部件有良好的匹配并适应装置的工况和负荷变化的要求，一直是人们十分关心的问题。变频技术应用于冷藏箱制冷系统能量调节之所以能够高效节能是由于可以根据负荷的变化随时对压缩机实行无级能量调节。这种情况下，同时要求制冷剂供液量的调节范围宽、调节反应快。传统的热力膨胀阀对此无法满足，而电子膨胀阀能够满足。电子膨胀阀可以按照预定的调节规律动作，进行供液量调节，保证蒸发器始终在很小的出口过热度下稳定工作，使制冷装置的启动和变负荷动态特性大大改善。电子膨胀阀与毛细管、热力膨胀阀的主要特点比较见表 6-1。

表 6-1 电子膨胀阀与毛细管、热力膨胀阀特点比较

项目 \ 膨胀阀	毛细管	热力膨胀阀	电子膨胀阀
制冷剂与阀的选择因素	不限	由感温包充注决定	不限
制冷剂流量调节范围	小	较大	大
流量调节机构	毛细管流动阻力	阀开度	阀开度
流量反馈控制信号	冷凝器出口过冷度	蒸发器出口过热度	蒸发器出口过热度
调节对象	冷凝器	蒸发器	蒸发器
蒸发器过热度控制偏差	大	较小，但蒸发温度低时较大	很小
流量调节特性补偿	困难	困难	可以

过热度调节的过热过程特性	不好	较好	优
允许负荷变动	很小	较大, 但是不适合于能量可调节的系统	很大, 也适合于能量可调节的系统
流量前馈调节	困难	困难	可以
价格	便宜	较高	高

从上表可以看出:毛细管工质的流量主要取决于毛细管入口处的压力和过冷度,受蒸发器的压力影响很小,它不能控制蒸发器出口过热度,也不适应负荷变化大的装置。

热力膨胀阀以蒸发器出口过热度为控制信号,对制冷剂流量进行比例型反馈调节。由于蒸发器具有热容量,制冷剂从蒸发器入口到出口的流动和状态变化需要时间;感温包具有热容量、传压毛细管的压力传递以及机械动作等一系列的时间滞后,使流量调节对过热度的响应滞后。因而制冷系统在启动和负荷突变时,被调参数将发生周期性震荡。此外,受感温包内感温介质压力——温度特性的制约,在低蒸发温度时热力膨胀阀控制的过热度增大,蒸发温度不稳定,制冷系统效率下降。

采用电子膨胀阀的过热度调节系统,其时间滞后比热力膨胀阀小。控制电子膨胀阀动作的调节规律由程序给出,因此具有很大的灵活性,可以考虑各种影响因素按具体要求制定调节规律,获得良好的调节品质。除了能够精确的控制蒸发器出口过热度外,还可以通过指定的调节程序将电子膨胀阀的控制功能扩展,可以利用电子膨胀阀进行压缩机排气温度控制和压缩机启、控制等。

6.2 电子膨胀阀的过热度调节

6.2.1 电子膨胀阀过热度的反馈调节

电子膨胀阀采用反馈调节方式控制过热度时,直接检测蒸发器出口过热度调节阀的流量。

传感元件采用两只热敏电阻,检测蒸发器过热度。一只热敏电阻贴在蒸发器两相区的管外壁上,测量蒸发温度;另一只热敏电阻贴在蒸发器出口处的管外壁上,测量出口处的温度。由于制冷系统工作时,管壁传热温差的变化很小,所以测得的这两处温度的差值可以准确的反映蒸发器出口的过热度。这种测量方法远比热力膨胀阀的过热度确定方法准确。热力膨胀阀并没有真正意义上的检测真实过热度,而是通过调节弹簧的预紧力来设定某一个蒸发温度下的静态过热度,因此在其在负荷突变和启动的时候,蒸发温度偏离给定值,流量交替过调,为了避免由此造成的回气带液不能把热力膨胀阀的静态过热度设定得太小。

过热度调节的过热过程特性	不好	较好	优
允许负荷变动	很小	较大, 但是不适合于能量可调节的系统	很大, 也适合于能量可调节的系统
流量前馈调节	困难	困难	可以
价格	便宜	较高	高

从上表可以看出:毛细管工质的流量主要取决于毛细管入口处的压力和过冷度,受蒸发器的压力影响很小,它不能控制蒸发器出口过热度,也不适应负荷变化大的装置。

热力膨胀阀以蒸发器出口过热度为控制信号,对制冷剂流量进行比例型反馈调节。由于蒸发器具有热容量,制冷剂从蒸发器入口到出口的流动和状态变化需要时间;感温包具有热容量、传压毛细管的压力传递以及机械动作等一系列的时间滞后,使流量调节对过热度的响应滞后。因而制冷系统在启动和负荷突变时,被调参数将发生周期性震荡。此外,受感温包内感温介质压力——温度特性的制约,在低蒸发温度时热力膨胀阀控制的过热度增大,蒸发温度不稳定,制冷系统效率下降。

采用电子膨胀阀的过热度调节系统,其时间滞后比热力膨胀阀小。控制电子膨胀阀动作的调节规律由程序给出,因此具有很大的灵活性,可以考虑各种影响因素按具体要求制定调节规律,获得良好的调节品质。除了能够精确的控制蒸发器出口过热度外,还可以通过指定的调节程序将电子膨胀阀的控制功能扩展,可以利用电子膨胀阀进行压缩机排气温度控制和压缩机启、控制等。

6.2 电子膨胀阀的过热度调节

6.2.1 电子膨胀阀过热度的反馈调节

电子膨胀阀采用反馈调节方式控制过热度时,直接检测蒸发器出口过热度调节阀的流量。

传感元件采用两只热敏电阻,检测蒸发器过热度。一只热敏电阻贴在蒸发器两相区的管外壁上,测量蒸发温度;另一只热敏电阻贴在蒸发器出口处的管外壁上,测量出口处的温度。由于制冷系统工作时,管壁传热温差的变化很小,所以测得的这两处温度的差值可以准确的反映蒸发器出口的过热度。这种测量方法远比热力膨胀阀的过热度确定方法准确。热力膨胀阀并没有真正意义上的检测真实过热度,而是通过调节弹簧的预紧力来设定某一个蒸发温度下的静态过热度,因此在其在负荷突变和启动的时候,蒸发温度偏离给定值,流量交替过调,为了避免由此造成的回气带液不能把热力膨胀阀的静态过热度设定得太小。

电子膨胀阀作为流量调节的执行器，它与两个热敏电阻（发信器）、微机控制器和电子电路（比较元件和调节器）构成过热的闭环反馈调节系统，如图 6-2 所示：

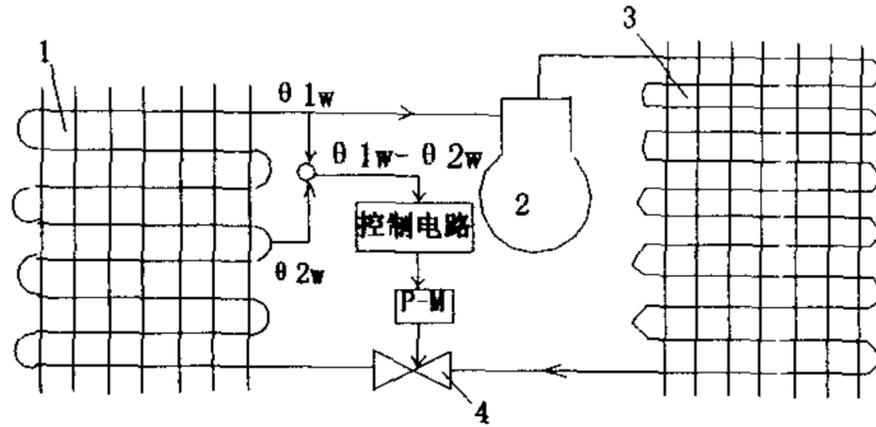


图6-2 冷藏集装箱电子膨胀阀的过热度调节系统

1. 蒸发器 2. 压缩机 3. 冷凝器 4. 电子膨胀阀
 θ_{1w} . 蒸发器出口管壁温度 θ_{2w} . 蒸发器二相区管壁温度 $\theta_{1w} - \theta_{2w}$. 蒸发器出口过热度

控制电子膨胀阀开度的调节规律是由微机程序给出的，很容易实现 PID 调节，采用 PID 调节可以加速调节过程、减小最大超调量和消除静差、避免被调参数震荡。PID 调节规律如下：

$$\Delta Y = K_p(e_n - e_{n-1}) + K_I e_n T_s + K_D(e_n - 2e_{n-1} + e_{n-2}) / T_s \quad (6-1)$$

式中 ΔY ——阀开度的增量，脉冲数

e_n 、 e_{n-1} 、 e_{n-2} ——实际过热度与给定过热度的偏差，（分别为 nT_s 、 $(n-1)T_s$ 、 $(n-2)T_s$ 时的偏差值）；

n ——采样序数；

T_s ——采样时间；

K_p ——比例常数；

K_I ——积分常数；

K_D ——微分常数。

常数 K_p 、 K_I 和 K_D 可以按照测量出的过热度调节系统的时间滞后和时间常数先大体确定，再根据负荷突变时或者启动时实测的过热度变化曲线加以修正。

有一种简单的方法测量调节系统的时间滞后和时间常数。在制冷系统稳定工作后，突然加大电子膨胀阀的开度，分别测量随后蒸发温度以及蒸发器出口温度随时间的变化。

过热度（被调参数）对突变负荷的动态响应曲线（过度过程曲线）最能够反映过热度调节品质的好坏。下图 6-3 是采用电子膨胀阀调节的系统过热度对突变负荷（使蒸发器回风温度突然改变）的响应曲线。图中 PID 调节为只采用 PID 调节的过度过程。为保证系统的稳定，过热度曲线不发生振荡的制冷剂流量响应系数 $|G_{vs}|$

为过热度每变化 1°C 流量的改变为每秒 0.087g ，即 $|G_{vsi}|=0.087\text{g/s}\cdot^{\circ}\text{C}$ ；对应于回风温度变化 1°C 的突变负荷 (θ_{2g})，过热度的最大超调为 4°C 。

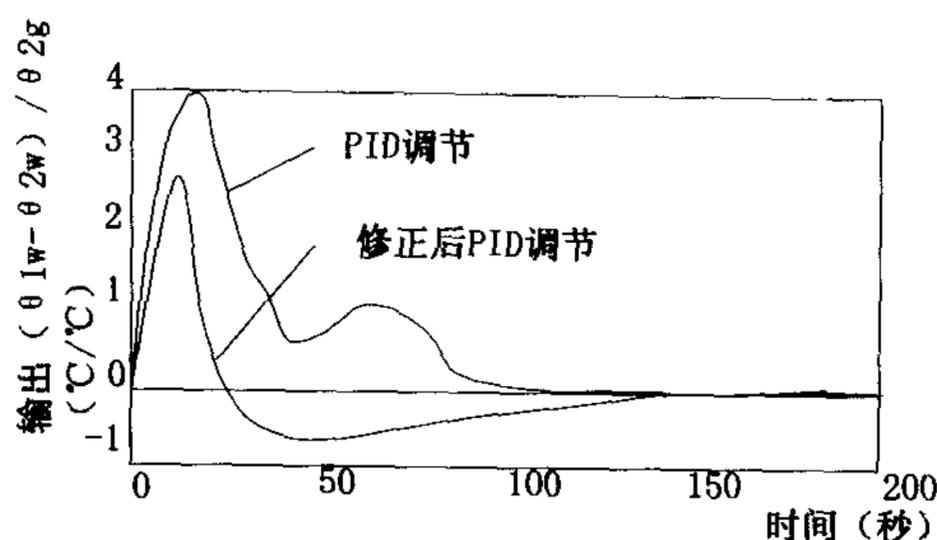


图6-3 过热度调节的过度过程（反馈调节）

过热度最大超调量偏差大的一个原因是时间滞后造成的调节相位滞后，做了调节相位修正后的过热度调节过程如图 6-3 所示，可以看出，修正后的调节时间明显缩短，流量响应系数增大，最大超调量下降。

6.2.2 电子膨胀阀过热度的前馈调节

反馈调节是按照被调参数的偏差进行调节，就是说必须在干扰使被调参数出现偏差以后才能够产生调节作用。由于调节系统中的各种滞后因素的存在，不管采用什么样的反馈调节，流量调节响应都要滞后于负荷的变化（干扰作用）。所以如果只采用反馈调节很难获得优良的调节品质。

为了改善过热度的响应特性，采用了前馈调节。在蒸发器回风口处安装一只热敏电阻，检测回风温度，直接根据回风温度的变化调节供液量。前馈调节按照干扰作用的大小进行调节，干扰出现后尚未作用到被调参数时，调节动作就已经开始，对干扰进行补偿调节。

反馈调节属于闭环调节，前馈调节属于开环调节，虽然在理论上使用前馈调节可以使干扰对被调参数的影响得到全部补偿，但是它只是针对主要干扰进行补偿，无法顾及其他干扰因素。所以通常将前馈调节与反馈调节结合起来使用，构成前馈加反馈的复合调节，以改善调节品质。如图 6-4 所示，为前馈调节+反馈调节而获得的过热度过度过程曲线，与 PID 反馈调节相比，过热度的最大超调量降低了一半以上，调节时间大为缩短，调节系统的动态特性明显改善。

冷藏集装箱制冷系统采用变频能量调节，此时通过电子膨胀阀过热度的前馈+反馈调节和压缩机变频能量调节相结合，将电子膨胀阀调节流量与压缩机输气量调

节共同使用，能够获得更好的过热度调节品质。在冷藏箱变频系统中采用电子膨胀阀按预置的调节规律调节可以收到极好的控制效果。如图 6-5 所示的前馈+反馈的复合调节与压缩机变频调速共同作用时的过热度的过度过程曲线，突变负荷为蒸发器回风温度突然升高 1°C 时，压缩机转速提高 20%，蒸发器温度大约降低 1.3°C ，过热度的最大超调量和调节时间均大大减少。

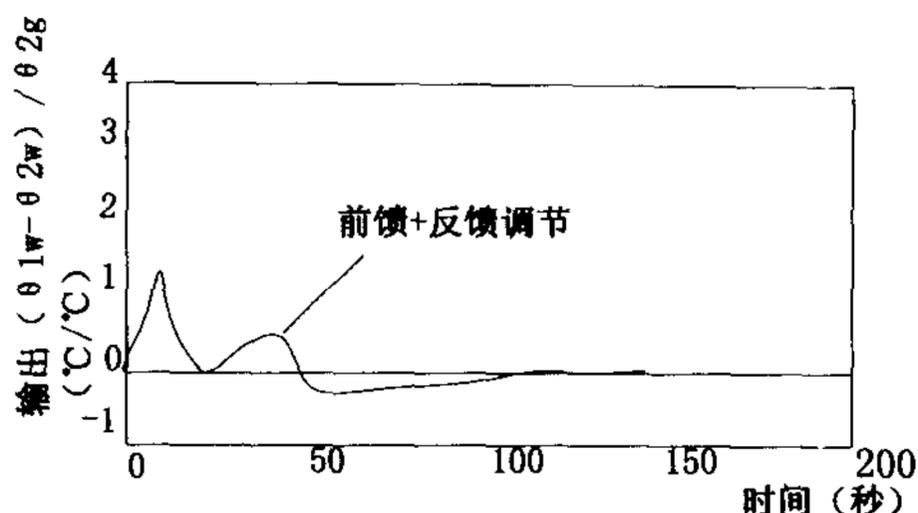


图6-4 过热度调节的过度过程（前馈+反馈调节）

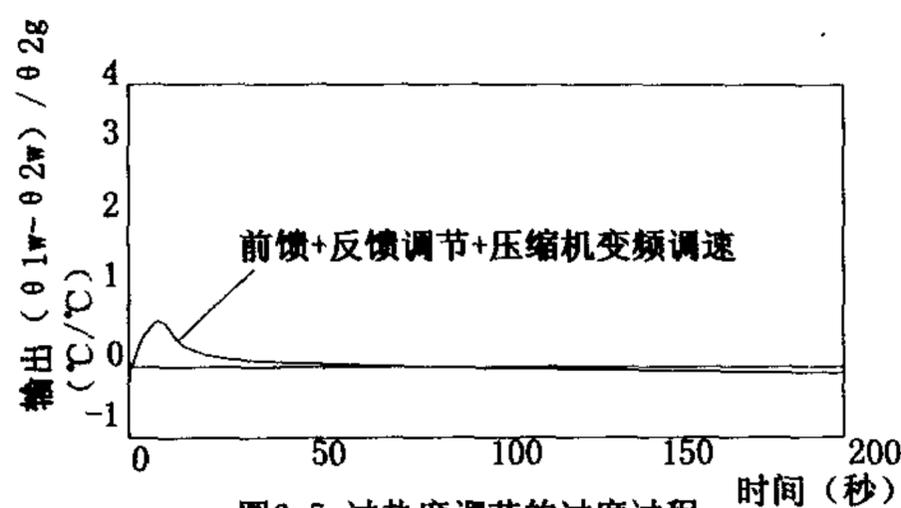


图6-5 过热度调节的过度过程
（前馈+反馈调节+压缩机变频调速）

由此可见，在冷藏集装箱制冷系统中，采用电子膨胀阀按预置的调节规律，使电子膨胀阀过热度的前馈+反馈调节和压缩机变频能量调节相结合可以收到极好的控制效果。

6.3 冷藏集装箱制冷系统启动过程的电子膨胀阀的控制

冷藏箱制冷系统启动过程开始时蒸发器过热度为零，不能用过热度来控制电子膨胀阀开度，启动过程中系统状态变化范围大、速度快，利用稳定运行点附近建立的模型和正常运行时的控制规律很难得到满意的效果。因此，制冷系统启动过程中

节共同使用，能够获得更好的过热度调节品质。在冷藏箱变频系统中采用电子膨胀阀按预置的调节规律调节可以收到极好的控制效果。如图 6-5 所示的前馈+反馈的复合调节与压缩机变频调速共同作用时的过热度的过度过程曲线，突变负荷为蒸发器回风温度突然升高 1°C 时，压缩机转速提高 20%，蒸发器温度大约降低 1.3°C ，过热度的最大超调量和调节时间均大大减少。

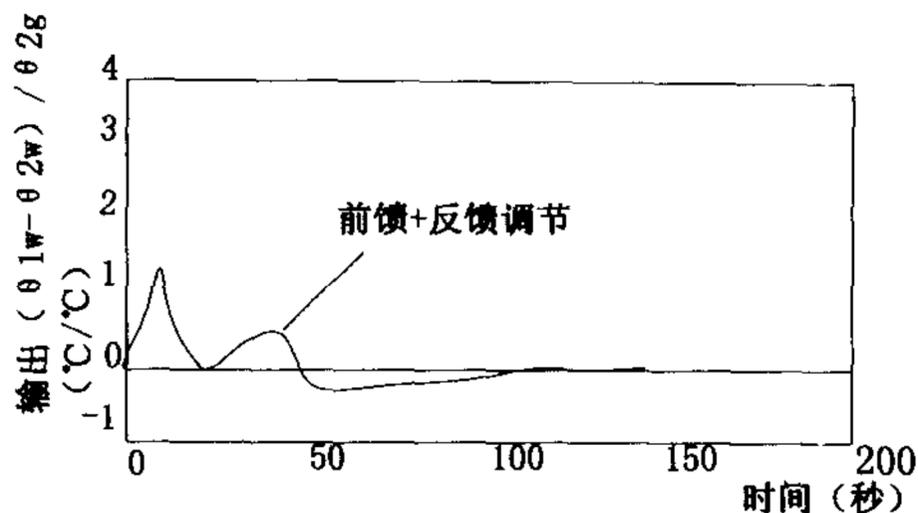


图6-4 过热度调节的过度过程（前馈+反馈调节）

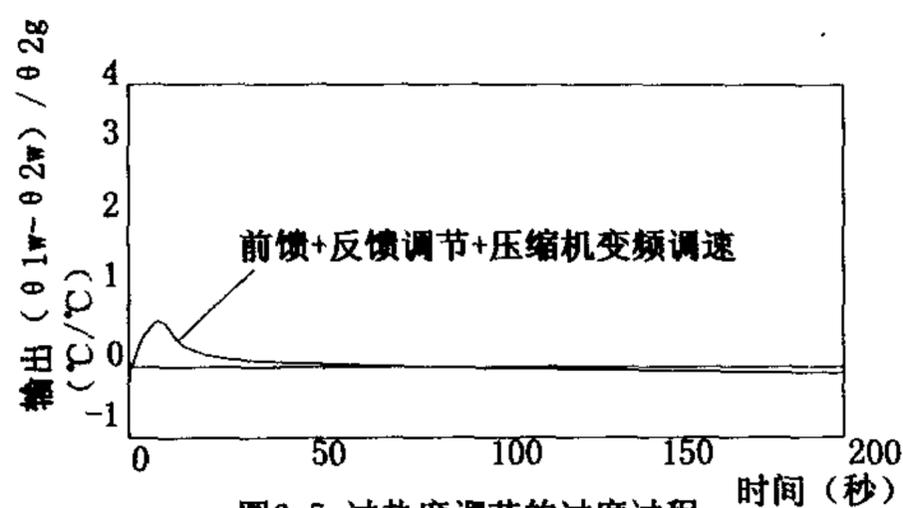


图6-5 过热度调节的过度过程
（前馈+反馈调节+压缩机变频调速）

由此可见，在冷藏集装箱制冷系统中，采用电子膨胀阀按预置的调节规律，使电子膨胀阀过热度的前馈+反馈调节和压缩机变频能量调节相结合可以收到极好的控制效果。

6.3 冷藏集装箱制冷系统启动过程的电子膨胀阀的控制

冷藏箱制冷系统启动过程开始时蒸发器过热度为零，不能用过热度来控制电子膨胀阀开度，启动过程中系统状态变化范围大、速度快，利用稳定运行点附近建立的模型和正常运行时的控制规律很难得到满意的效果。因此，制冷系统启动过程中

必须依据系统状态变化的特点，单独设定一个电子膨胀阀的控制程序，同时将零过热度时间作为一个重要的指标，用于电子膨胀阀的启动控制。

6.3.1 热力膨胀阀启动特性

为研究电子膨胀阀启动控制策略，先分析热力膨胀阀的启动特性，见图6-6。

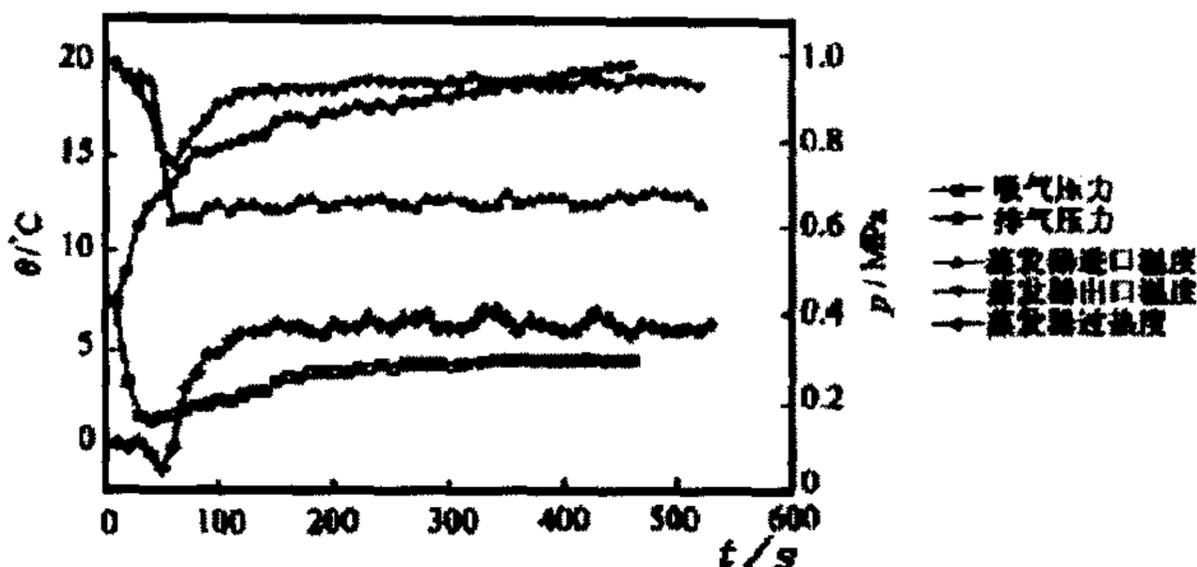


图6-6 热力膨胀阀控制的系统启动特性

由图可见如果仅从过热度变化速度及超调量来看，系统所选配的热力膨胀阀的启动性能相当好，经过约50s的过热度为零的时间后，过热度开始上升，大约在100s后，过热度基本稳定在5°C而且没有过调量，整个启动过程快速、平稳，但仔细分析热力膨胀阀的开度及系统参数的变化会发现，这样的启动过程仍存在一定的问題，当系统采用同种工质液充的热力膨胀阀，制冷系统启动前，系统处于平衡状态，由于弹簧力的作用，热力膨胀阀是关闭的，这一点可从图中蒸发器出口温度比进口温度在系统启动瞬时反应早这一现象得到印证，启动后，由于压缩机的抽气作用，蒸发器内压力迅速下降，在启动后的20s左右就达到最小值，这使热力膨胀阀隔膜下方的压力迅速下降，而此时蒸发器进、出口温度的反应速度要慢很多，用于感受蒸发器出口温度的热力膨胀阀感温包内制冷剂的的压力反应则更滞后，这样，在开启初期，热力膨胀阀隔膜上方的压力就会远大于下方的压力与弹簧压力之和，阀针被推向下方，阀开度很大，蒸发器出口状态为两相状态，这样的情况一直持续到蒸发压力变化趋于平缓，此后，热力膨胀阀感温包内的压力才会逐渐与隔膜下方的压力接近，阀针会逐渐关小，减小蒸发器的供液量，蒸发器的过热度逐渐上升，并达到设定值，所以启动过程热力膨胀阀开度的变化应该是从关阀状态迅速开大到最大开度，然后逐渐关小，最后使过热度达到设定值附近，所以从表面上看图中过热度的响应曲线很理想，但它的过热度平稳变化是以在启动初期蒸发器出口较长时间处于两相状态为代价的，对于吸气经过电机全封闭压缩机或者吸气前有气液分离器的压缩机，蒸发器出口

短时少量带液无多大危害，但如果蒸发器出口两相制冷剂不经其他措施直接进入压缩机吸气腔则会造成压缩机液击。

6.3.2 电子膨胀阀启动过程的控制

电子膨胀阀在制冷系统启动过程控制中要解决好两个问题(1)要使启动初始时蒸发器出口为两相状态经历的时间尽可能短；(2)不能使过热度随后大大超过设定值，要解决第(1)个问题，需减少蒸发器内存的液态制冷剂，具体做法是在压缩机停机前先关闭电子膨胀阀，使压缩机对蒸发器进行一段时间的抽空；在电子膨胀阀的上游安装1个截止电磁阀，防止停机过程中电子膨胀阀关阀不严导致制冷剂向蒸发器侧的迁移；第(2)个问题则应从控制策略上去考虑。启动过程中过热度响应的3个性能指标(如图6-7所示)定义如下：

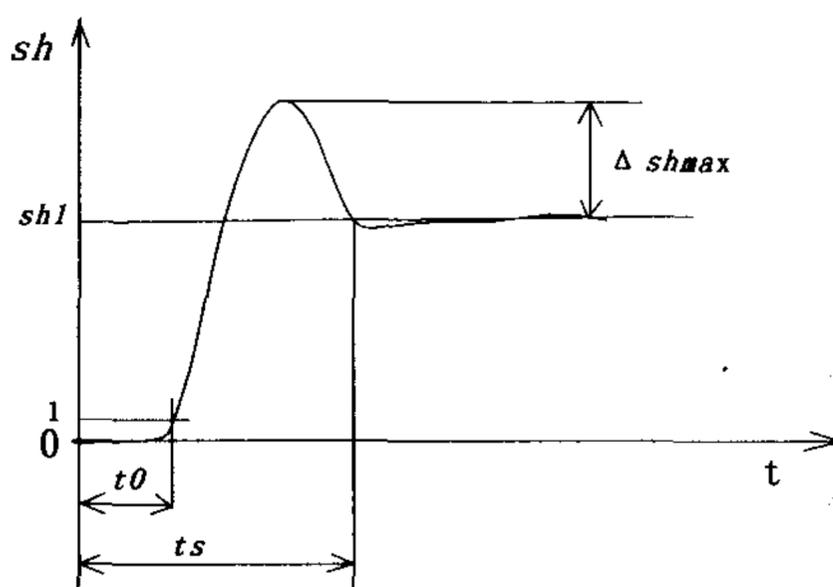


图6-7 启动过程中过热度响应的3个性能指标

- 1、零过热度时间 t_0 ：启动初期，过热度小于 1°C 所经历的时间；
- 2、最大过热度偏差 Δsh_{max} ：启动过程中过热度响应曲线的最大值与设定值 (sh_1) 的差值； Δsh_{max}
- 3、调整时间 t_s ：从启动开始算起的过热度过渡到设定值范围内所需的时间。

这三项主要指标的要求是互相矛盾的。例如要使零过热度时间短必须在启动时关闭节流阀或使节流阀的开度非常小；而这又容易造成启动后最大过热度偏差过大，因此，在实际中只能采取折衷的方案。所以，如图6-8所示，根据对启动过程制冷系统的特性分析及有关资料的研究发现，启动过程中电子膨胀阀较为理想的开度变化应该为：在启动时先使电子膨胀阀处于关闭位置，延时一段时间后，再将阀开至一个较大的位置，再延时一段时间后转移到基本的控制。

制冷系统启动过程电子膨胀阀的控制除了应考虑过热度过渡到正常值的速度和超调量外，还应考虑零过热度时间。为了改善零过热度时间，在上次压缩机停机前

先关闭电子膨胀阀，使压缩机对蒸发器进行一段抽空，在启动时先使电子膨胀阀处于关闭位置，延时一段时间后，将阀开至一个较大的位置再延时一段时间后，转移到基本的控制。以上控制策略兼顾零过热度时间和其他性能指标，将会取得了比较满意的结果。

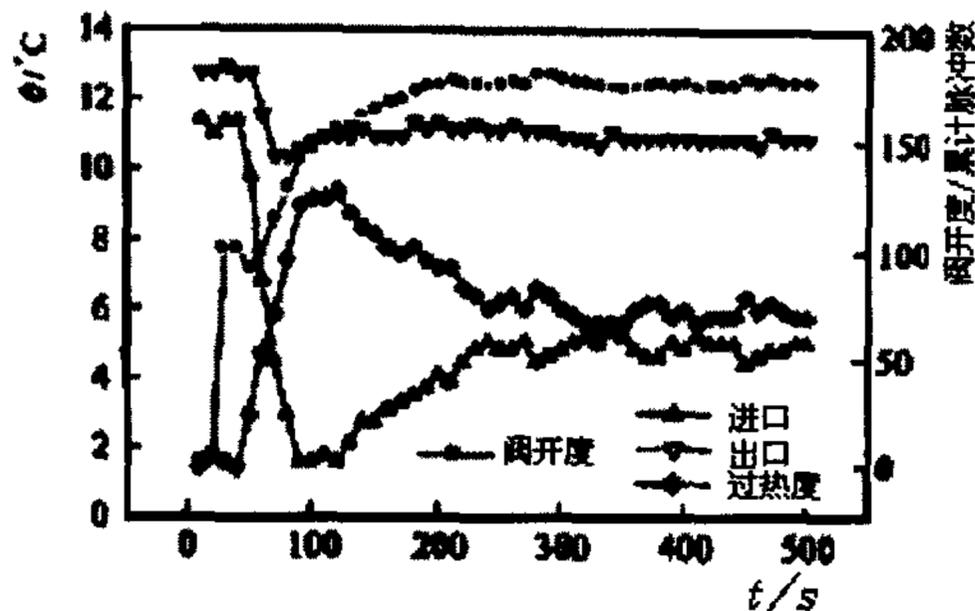


图6-8 电子膨胀阀控制的系统启动特性

6.3.4 电子膨胀阀与热力膨胀阀的系统控制特性比较

文献比较了电子膨胀阀和热力膨胀阀的系统控制特性，在同样的制冷系统中分别采用热力膨胀阀和电子膨胀阀调节流量，比较了它们的控制效果。

采用热力膨胀阀的制冷系统，在启动过程中蒸发器的供液量一直在大幅度的变化，蒸发器进出口制冷剂温度也在不停的改变。虽然开始的时候供液量和过热度有一个短暂的相对稳定时期，但随着需冷空间（箱内）温度的下降，热负荷降低，蒸发器负荷也有了变化，这个时候蒸发温度和过热度又开始长时间地振荡起来。可见热力膨胀阀系统的启动和变负荷性能不理想。除了由于调节系统的时间滞后和比例调节规律的因素外，还由于它的过热度设定值是由弹簧预紧力给出的静态过热度，只能在给定负荷的调节中有较好的匹配关系。负荷波动、蒸发温度变化时，系统工作不稳定，制冷系统调节品质下降，能耗增加。

系统采用电子膨胀阀的制冷系统，工作运行短后就基本上稳定下来。在系统有突变负荷后，电子膨胀阀的调节系统也能够使过热度重新稳定下来。由此可见，其调节品质明显优于热力膨胀阀。由于其在过热度调节上的优势，所以在系统中不必过分担心压缩机的回液问题，不必象热力膨胀阀调节系统那样为了防止回气带液的影响必须在设计蒸发器的时候留出足够的裕度，这样可以提高蒸发器的利用率 20%。

总而言之，电子膨胀阀具有响应快，流量调节范围大的特点，可以按照预定的

变频器中各种复杂调节规律动作，获得很好的过热度调节品质，使冷藏集装箱制冷系统的启动、变负荷动态特性大大改善，因而能够保证装置中的设备（蒸发器）的使用效率高，运行稳定，温度控制精度高。

6.4 电子膨胀阀的流量特性

变额就要求制冷剂供液量的调节范围宽，而电子膨胀阀具有流量调节范围宽、控制精度高和适于电路控制等特点，可以根据负荷变化而改变系统的流量，保证蒸发器在很小的出口过热度下稳定工作，使制冷系统的启动和变负荷动态特性大大改善。因此研究电子膨胀阀流量特性是非常必要的。西安交通大学的张乐平等学者结合空调制冷系统，采用马丁—侯方程对工质为 R22 的电子膨胀阀的流量特性进行了计算，其结果与上海理工大学的翁文兵等人的实验结果比较吻合。同时又采用了日本制冷与空调协会的 Reiner Tillner—Roth Jinli 等人提出的针对 R32 和 R125 等四种工质的纯态和混合态的专用方程，自编程序，对原工质为 R22 的电子膨胀阀采用 R410a 后进行计算，得出了采用 R22 与 R410a 两种不同工质的电子膨胀阀的流量特性的对比关系。

对于圆锥形阀针(如下图 6-9 所示)，当电子膨胀阀的阀针开启度为 h ，阀针孔径为 d ，阀针锥角为 β 时，其工质流通面积为：

$$A = \pi h \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \left(d - \frac{h}{2} \sin \beta\right) \quad (6-2)$$

$$A_{\max} = \frac{1}{4} \pi d^2 \quad (6-3)$$

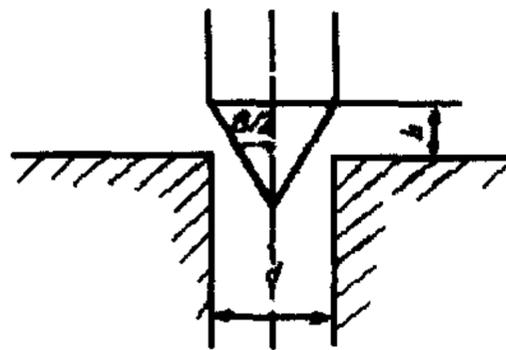


图6-9 电子膨胀阀阀体模型

电子膨胀阀的节流结构与热力膨胀阀相同，采用热力膨胀阀的数学模型，沿用水力学公式来描述电子膨胀阀的流量特性：

$$m = C_D A \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (6-4)$$

式中 m ——制冷剂得流量，kg/s；

C_D ——流量系数；

变频器中各种复杂调节规律动作，获得很好的过热度调节品质，使冷藏集装箱制冷系统的启动、变负荷动态特性大大改善，因而能够保证装置中的设备（蒸发器）的使用效率高，运行稳定，温度控制精度高。

6.4 电子膨胀阀的流量特性

变额就要求制冷剂供液量的调节范围宽，而电子膨胀阀具有流量调节范围宽、控制精度高和适于电路控制等特点，可以根据负荷变化而改变系统的流量，保证蒸发器在很小的出口过热度下稳定工作，使制冷系统的启动和变负荷动态特性大大改善。因此研究电子膨胀阀流量特性是非常必要的。西安交通大学的张乐平等学者结合空调制冷系统，采用马丁—侯方程对工质为 R22 的电子膨胀阀的流量特性进行了计算，其结果与上海理工大学的翁文兵等人的实验结果比较吻合。同时又采用了日本制冷与空调协会的 Reiner Tillner—Roth Jinli 等人提出的针对 R32 和 R125 等四种工质的纯态和混合态的专用方程，自编程序，对原工质为 R22 的电子膨胀阀采用 R410a 后进行计算，得出了采用 R22 与 R410a 两种不同工质的电子膨胀阀的流量特性的对比关系。

对于圆锥形阀针(如下图 6-9 所示)，当电子膨胀阀的阀针开启度为 h ，阀针孔径为 d ，阀针锥角为 β 时，其工质流通面积为：

$$A = \pi h \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \left(d - \frac{h}{2} \sin \beta\right) \quad (6-2)$$

$$A_{\max} = \frac{1}{4} \pi d^2 \quad (6-3)$$

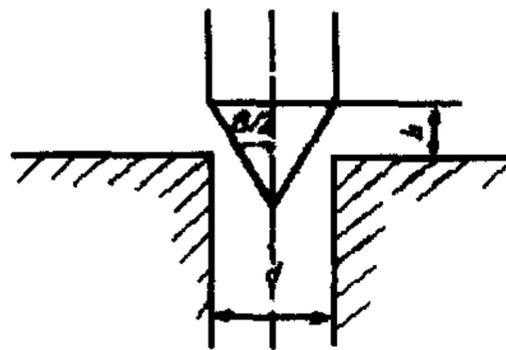


图6-9 电子膨胀阀阀体模型

电子膨胀阀的节流结构与热力膨胀阀相同，采用热力膨胀阀的数学模型，沿用水力学公式来描述电子膨胀阀的流量特性：

$$m = C_D A \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (6-4)$$

式中 m ——制冷剂得流量，kg/s；

C_D ——流量系数；

- A ——阀得流通面积, m^2 ;
- ρ ——进口制冷剂的液体密度, kg/m^3 ;
- P_1 ——制冷剂进口压力, Pa;
- P_2 ——制冷剂出口压力, Pa。

流量系数的经验公式取: $C_D = 0.02005\sqrt{\rho} + 0.634\nu$

式中 ρ ——制冷剂液体进口密度, kg/m^3 ;

ν ——液体制冷剂的运动粘度, m^2/s 。

由选用的数学模型可知流量系数 C_D 与膨胀阀的结构参数没有关系。图 6-10 表示结构参数 $d=0.5mm$ 、 $\beta=36^\circ$ 、120 个脉冲时流量系数 C_D 随工况变化的关系。

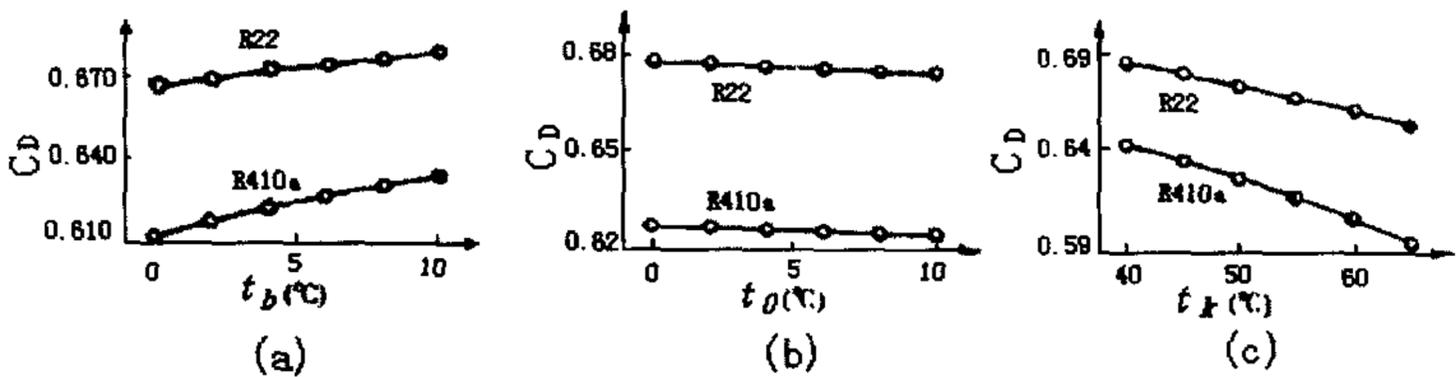


图6-10 流量系数随工况变化的关系曲线
($d=0.5mm$ 、 $\beta=36^\circ$ 、120个脉冲)

由图可知,两种工质的流量系数 C_D 都随蒸发温度 t_e 及冷凝温度 t_k 的升高而下降(图 6-10b、c)。但受蒸发温度变化的影响程度比较小,受冷凝温度变化的影响比较大。流量系数随过冷度 t_b 的增加而有所上升(图 6-10a),流量系数仅与工质的物性有关,而与膨胀阀的结构参数无关。因此,对于不同工质的制冷空调系统,膨胀阀要根据具体工质的热力性质选取。

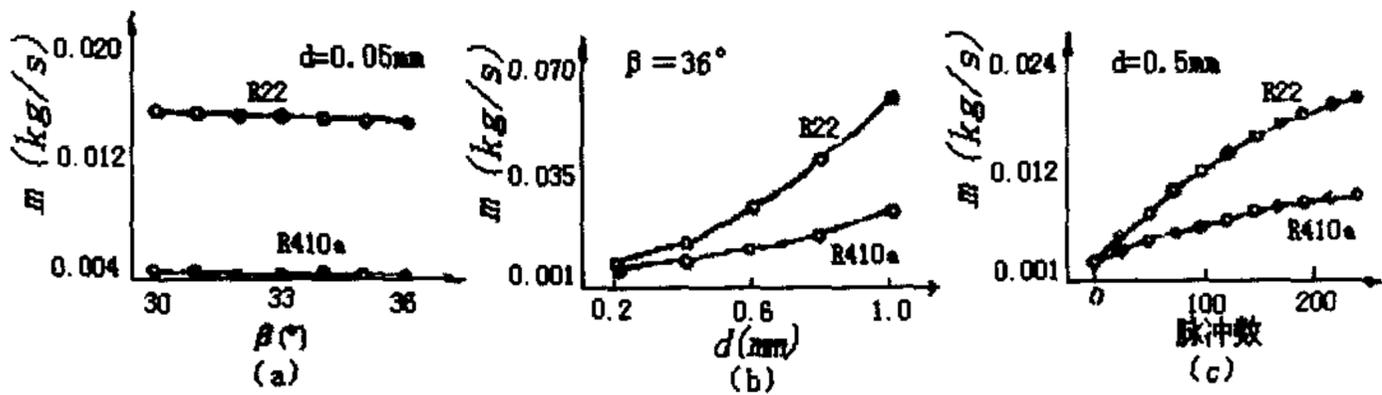


图6-11 制冷剂流量随结构参数 (d 、 β 、脉冲数) 的变化的曲线

图 6-11 表示运行工况不变时,制冷剂流量随结构参数的变化情况。图 6-12 表示结构固定,制冷剂流量随工况的变化情况。由图可知,当阀针锥角增大时,流通面积减小,流量减小(图 6-11a),但影响比较小。当孔径增大时,流量成线性增加。对于圆锥阀,制冷剂流量与孔径近似成二次方关系(图 6-11b)。当孔径和锥角不变时,流量随脉冲数的增加成线性增加(图 6-11c)。通过引入敏感度分析的方法,可

可以看出流量对孔径和脉冲数的敏感度比较大。在做分析计算时，这两个参数的微小变化都是要考虑的，而对阀针锥角的敏感度就比较小。

图 6-12 中，当结构参数不变，而改变运行工况时，不同的制冷剂工质的流量都随蒸发温度的降低而升高，随冷凝温度的增加而增大（图 6-12b、c），但是受过冷度变化的影响较小（图 6-12a）。因此，在变工况条件下，在制冷系统电子膨胀阀结构参数不变的情况下，不同的制冷剂系统的流量调节范围是不同的。

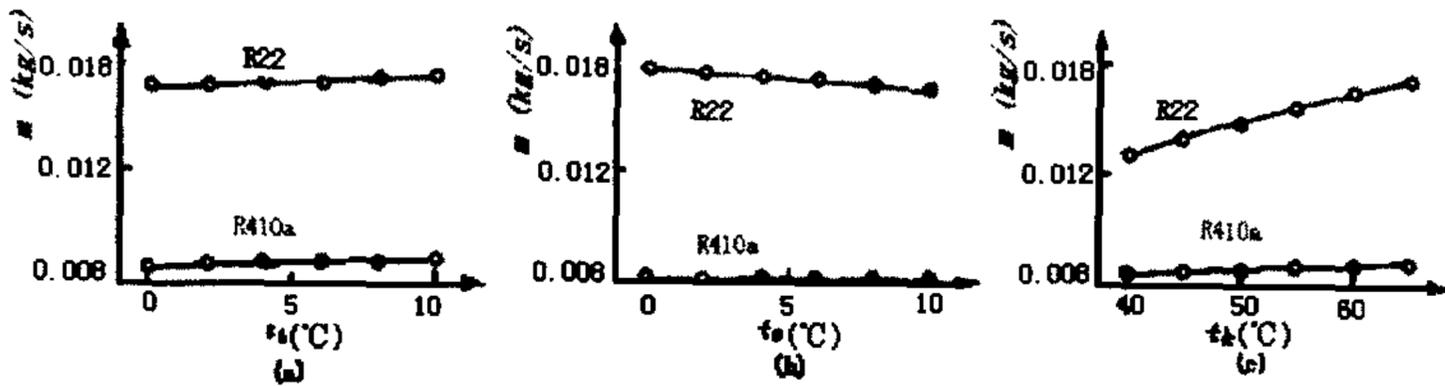


图6-12 制冷剂流量随工况的变化曲线

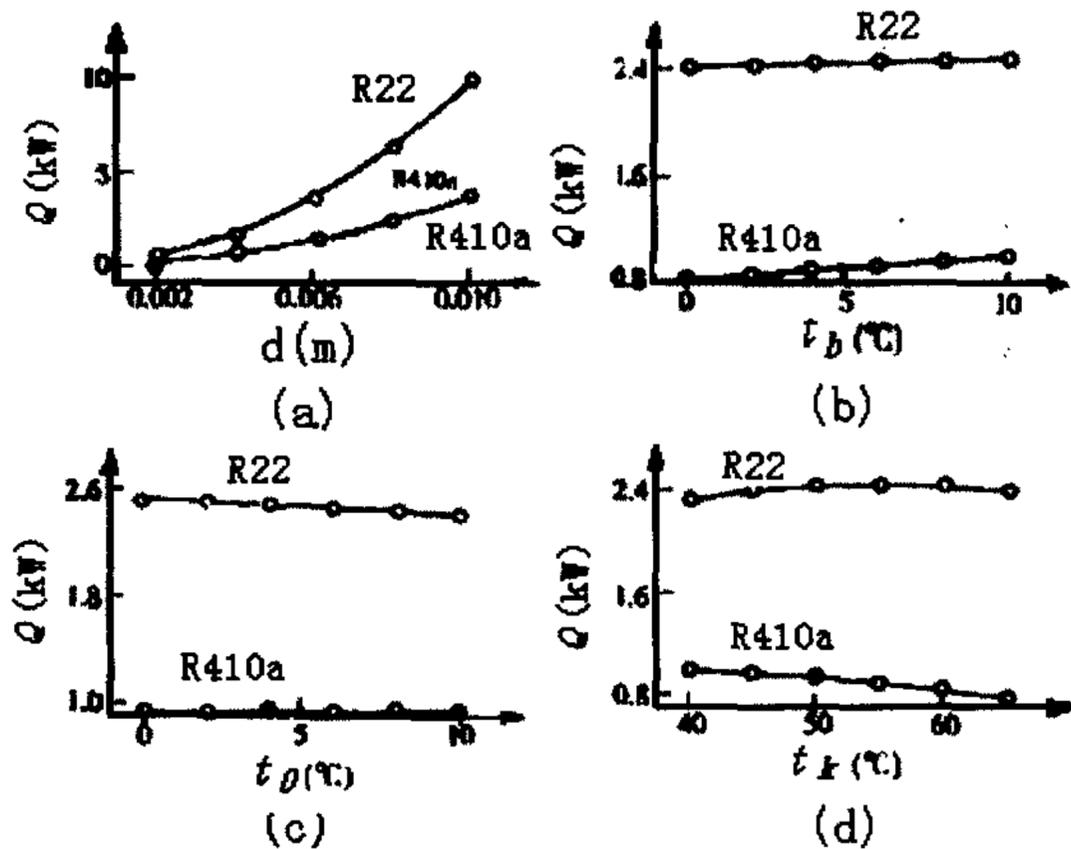


图6-13 膨胀阀容积与孔径、运行工况的关系曲线

图 6-13 中，电子膨胀阀的容量随结构参数的变化情况与流量的情况一样，对孔径的敏感度是最大的（图 6-13a）。在结构参数相同的情况下，不同的制冷剂系统的电子膨胀阀容量的变化情况也是不同的，因此对膨胀阀的选择一定要注意针对不同的制冷剂采用不同的合适孔径。同时，不同的制冷剂工质随工况的变化也有很大差别。不同的制冷剂工质其膨胀阀容量随过冷度的增大，膨胀阀容量都增加（图 6-13b）。如图 6-13c、d 所示，对于 R22 系统，膨胀阀的容量随蒸发温度的增大而下降，随冷凝温度的增大，膨胀阀容量先增大后减小；对于 R410a 系统，膨胀阀的容

量随蒸发温度的增大而略有增加，随冷凝温度的增大而下降。因此以获得冷量为目的的制冷空调系统，采用不同工质时最佳的冷凝温度是不同的。

6.5 电子膨胀阀开度与系统动态响应

上海交通大学和德尔福汽车空调系统有限公司的有关研究者在研究电子膨胀阀在轿车空调制冷系统动态响应特性时发现，蒸发器过热度变化有时受蒸发器进口温度的影响较大，有时受出口温度的影响较大。分析这一变化的原因归结于制冷系统对其的影响，从而得出过热度变化在电子膨胀阀开度较小时，可以忽略系统的影响；在电子膨胀阀开度较大时，电子膨胀阀开度变化引起的系统之间相互耦合关系不可忽略。

他们采用简单的反应曲线法来研究电子膨胀阀开度引起蒸发器及系统的动态响应特性，即当电子膨胀阀开度增大或减小时，研究蒸发器及系统的动态反应特性。从控制的观点来看，研究的对象电子膨胀阀——蒸发器系统处于开环系统。对制冷系统本身而言，制冷系统循环运行时，各参数之间是相互耦合、相互影响的。

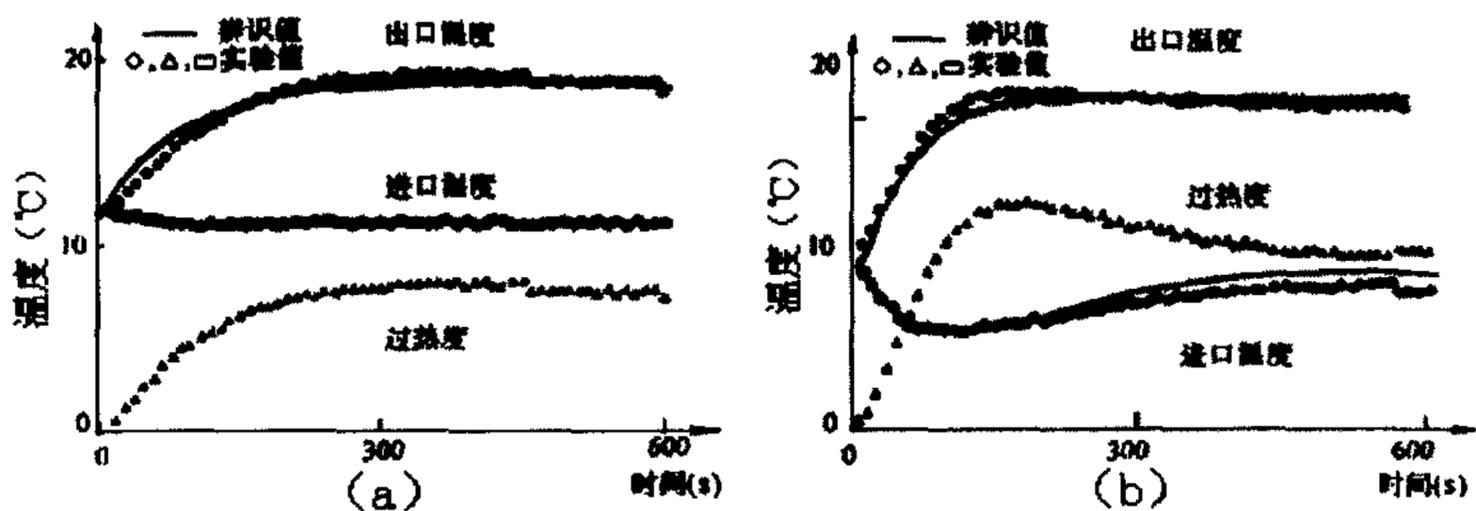


图6-14 蒸发器进、出口温度及过热度的动态响应曲线
注：(a) 电子膨胀阀开度由84个脉冲关小到76个脉冲
(b) 电子膨胀阀开度由116个脉冲关小到68个脉冲

6.5.1 电子膨胀阀开度变化与蒸发器进出口温度动态响应

从图 6-14 可以看出，在电子膨胀阀的开度减小后，大约经过 20-30s 的延迟时间，蒸发器进口温度开始下降，出口温度开始上升，过热度逐渐增大，约经过几百秒的动态过程后达到稳定。

从电子膨胀阀的开度变化对蒸发器进、出口温度的影响来看，对于关阀这一动作的响应，过热度总的来说是增大的，不过增大过程中的变化不尽相同。在电子膨胀阀的开度减小变化较小时，蒸发器过热度的增大过程是比较平稳的 (a)；在电子膨胀阀开度减小变化较大时，蒸发器的过热度变化却是有超调的过程 (b)。这可从过热度的定义本身来分析其原因：从图中可看出，当开度变化较小时，蒸发器进口温度略有下降 (a)；而开度变化较大时，蒸发器进口温度有一个先降低后回升的过程 (b)，蒸发器出口温度则稳定上升，因而引起过热度变化的波动，这主要是蒸发器进

量随蒸发温度的增大而略有增加，随冷凝温度的增大而下降。因此以获得冷量为目的的制冷空调系统，采用不同工质时最佳的冷凝温度是不同的。

6.5 电子膨胀阀开度与系统动态响应

上海交通大学和德尔福汽车空调系统有限公司的有关研究者在研究电子膨胀阀在轿车空调制冷系统动态响应特性时发现，蒸发器过热度变化有时受蒸发器进口温度的影响较大，有时受出口温度的影响较大。分析这一变化的原因归结于制冷系统对其的影响，从而得出过热度变化在电子膨胀阀开度较小时，可以忽略系统的影响；在电子膨胀阀开度较大时，电子膨胀阀开度变化引起的系统之间相互耦合关系不可忽略。

他们采用简单的反应曲线法来研究电子膨胀阀开度引起蒸发器及系统的动态响应特性，即当电子膨胀阀开度增大或减小时，研究蒸发器及系统的动态反应特性。从控制的观点来看，研究的对象电子膨胀阀——蒸发器系统处于开环系统。对制冷系统本身而言，制冷系统循环运行时，各参数之间是相互耦合、相互影响的。

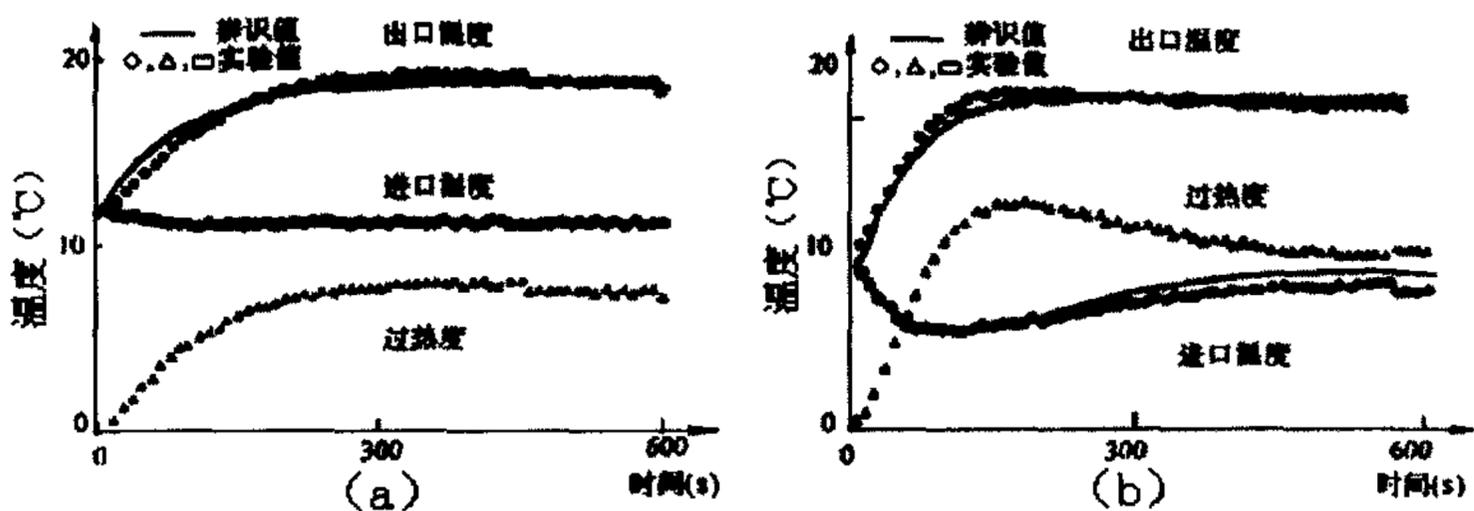


图6-14 蒸发器进、出口温度及过热度的动态响应曲线
注：(a) 电子膨胀阀开度由84个脉冲关小到76个脉冲
(b) 电子膨胀阀开度由116个脉冲关小到68个脉冲

6.5.1 电子膨胀阀开度变化与蒸发器进出口温度动态响应

从图 6-14 可以看出，在电子膨胀阀的开度减小后，大约经过 20-30s 的延迟时间，蒸发器进口温度开始下降，出口温度开始上升，过热度逐渐增大，约经过几百秒的动态过程后达到稳定。

从电子膨胀阀的开度变化对蒸发器进、出口温度的影响来看，对于关阀这一动作的响应，过热度总的来说是增大的，不过增大过程中的变化不尽相同。在电子膨胀阀的开度减小变化较小时，蒸发器过热度的增大过程是比较平稳的 (a)；在电子膨胀阀开度减小变化较大时，蒸发器的过热度变化却是有超调的过程 (b)。这可从过热度的定义本身来分析其原因：从图中可看出，当开度变化较小时，蒸发器进口温度略有下降 (a)；而开度变化较大时，蒸发器进口温度有一个先降低后回升的过程 (b)，蒸发器出口温度则稳定上升，因而引起过热度变化的波动，这主要是蒸发器进

口温度的影响。

蒸发器出口过热度的变化是 3 个因素相互作用的结果：(1) 电子膨胀阀开度大小，即蒸发器的供液量；(2) 空气侧与制冷剂之间的传热量；(3) 制冷系统冷凝器的干扰。由于制冷系统的存在，制冷剂通过压缩机压缩后到冷凝器或电子膨胀阀的前端供液是冷凝器，这种闭环反馈的影响一直存在。在蒸发器过热度变化前，热负荷（制冷剂与空气侧的传热量）未发生变化，蒸发器过热度的波动主要决定于电子膨胀阀开度的变化。当电子膨胀阀开度关小时，蒸发器的制冷剂流量减小，而此时压缩机容积排量保持不变，这样引起蒸发器蒸发压力降低，制冷剂饱和温度降低，从而引起进口温度降低。由于电子膨胀阀开度变化的不一样，即关小脉冲数不一样，引起制冷剂流量的变化也不一样。这样由流量引起的蒸发器压力的改变程度也不一样。流量变化大时，蒸发器压力变化也较大，从而进口温度降低得很多；流量变化较小时，蒸发压力变化也较小，因而进口温度变化就很微弱。

6.5.2 电子膨胀阀开度变化与过热度动态响应

由于电子膨胀阀不同开度变化引起的蒸发器进口温度变化的不一样，在开度变化较小(8 个脉冲)时，蒸发器的进口温度出现较为平稳的下降；在开度变化较大(48 个脉冲)时，蒸发器进口温度出现较为明显的缓慢波动。从电子膨胀阀开度变化引起压力波动这方面而言，如果压力变化十分迅速，应该是较为稳定的；另一方面如果压力波动较大、较快，进口温度也该随之变化。而从其实验数据分析可知，进口温度的波动是个缓慢的过程，且有一个向下的超调过程。这主要是制冷系统相互影响的结果，即系统对这一开环研究对象的干扰。电子膨胀阀的开度变小，使得蒸发器出口温度升高，这样经压缩机压缩后的气体制冷剂温度相应较高，这样和冷凝器的相互影响是间接的，相对来说是一个时间过程。另一方面是直接影响，即通过电子膨胀阀这一联系纽带来实现。从冷凝器经过电子膨胀阀节流流入蒸发器，可视为等焓节流过程，因而蒸发器进口状态的变化可以映射出冷凝器出口状态的变化，即过冷制冷剂状态的变化。当流量较大时，冷凝器的过冷度相对较小；当流量较小时，冷凝器的过冷度相对较大。由于直接和间接的相互影响在时间上的长短不同，于是就有了蒸发器进口温度先下降后上升的一个超调过程。这样，电子膨胀阀开度变化的不同，对蒸发器进口温度的影响是不一样的。

总之，在热负荷稳定时，电子膨胀阀开度突然变化会引起的蒸发器进、出口温度及过热度动态响应，蒸发器出口过热度不仅与电子膨胀阀的开度有关，而且在流量较大时，过热度还与制冷系统各参数有关，系统对过热度的干扰影响较大。当阀开度不大(相对于热负荷来说)时，过热度主要由蒸发器出口温度来决定的，此时可以仅考虑蒸发器的动态响应而忽略系统对其的干扰，由此带来的误差不大。反之不

能忽略冷凝器动态响应对蒸发器过热度的影响。

6.6 电子膨胀阀的应用与节能

电子膨胀阀是制冷系统应用变频技术节能的关键元件，设置的调节规律配合压缩机的变频调速，精确的控制过热度，从而保证制冷系统在各种工况下稳定运行，使制冷系统运行的能耗大幅度下降。

- (1) 精确的过热度控制可以使蒸发器面积得到充分的利用，不必过分为了防止回气带液而对蒸发器留出足够的设计裕度，从而达到节省材料、降低成本和实现节能的目的；
- (2) 配合压缩机的变频调速可以实现制冷系统压缩机的软启动，减少启动电流对船舶电站电网的冲击，同时可以充分利用船舶电站的现有容量；
- (3) 电子膨胀阀良好的过热度调节品质，能够保证冷藏集装箱制冷系统在启动过程中和变负荷工况下的稳定工作，保证冷藏集装箱内的空气品质和温控要求，使制冷系统能耗大为降低。

电子膨胀阀在冷藏集装箱的制冷系统中的应用是必然的，关键是对过热度调节规律的正确设定，在与变频器工作相配合，由变频器按照预定的规律控制电子膨胀阀的工作，从而高效、准确地完成对冷藏集装箱制冷系统的控制，在满足冷藏、冷冻货温度控制等要求的前提下达到更为有效的节能目的。

本章小结：本章主要通过对比分析冷藏箱制冷系统节流元件的特点指出电子膨胀阀应用的优势，同时分析了电子膨胀阀的启动、流量等特性以及与系统在开度变化时的动态响应。

启动过程中电子膨胀阀较为理想的开度变化应该为：在启动时先使电子膨胀阀处于关闭位置，延时一段时间后，再将阀开至一个较大的位置，再延时一段时间后转移到基本的控制

电子膨胀阀流量系数与膨胀阀的结构参数没有关系，仅与工质的物性有关，对于不同工质的冷藏集装箱制冷系统，电子膨胀阀要根据具体制冷剂的热力性质选取；工况不变时，流量系数对孔径和脉冲数比较敏感；在结构固定，流量系数随蒸发温度的降低而升高，随冷凝温度的增加而增大，受过冷度变化的影响较小；电子膨胀阀的容量受孔径影响最大。

在热负荷稳定时，电子膨胀阀开度突然变化会引起的蒸发器进、出口温度及过热度动态响应，蒸发器出口过热度不仅与电子膨胀阀的开度有关，而且在流量较大时，过热度还与制冷系统各参数有关。

能忽略冷凝器动态响应对蒸发器过热度的影响。

6.6 电子膨胀阀的应用与节能

电子膨胀阀是制冷系统应用变频技术节能的关键元件，设置的调节规律配合压缩机的变频调速，精确的控制过热度，从而保证制冷系统在各种工况下稳定运行，使制冷系统运行的能耗大幅度下降。

- (1) 精确的过热度控制可以使蒸发器面积得到充分的利用，不必过分为了防止回气带液而对蒸发器留出足够的设计裕度，从而达到节省材料、降低成本和实现节能的目的；
- (2) 配合压缩机的变频调速可以实现制冷系统压缩机的软启动，减少启动电流对船舶电站电网的冲击，同时可以充分利用船舶电站的现有容量；
- (3) 电子膨胀阀良好的过热度调节品质，能够保证冷藏集装箱制冷系统在启动过程中和变负荷工况下的稳定工作，保证冷藏集装箱内的空气品质和温控要求，使制冷系统能耗大为降低。

电子膨胀阀在冷藏集装箱的制冷系统中的应用是必然的，关键是对过热度调节规律的正确设定，在与变频器工作相配合，由变频器按照预定的规律控制电子膨胀阀的工作，从而高效、准确地完成对冷藏集装箱制冷系统的控制，在满足冷藏、冷冻货温度控制等要求的前提下达到更为有效的节能目的。

本章小结：本章主要通过对比分析冷藏箱制冷系统节流元件的特点指出电子膨胀阀应用的优势，同时分析了电子膨胀阀的启动、流量等特性以及与系统在开度变化时的动态响应。

启动过程中电子膨胀阀较为理想的开度变化应该为：在启动时先使电子膨胀阀处于关闭位置，延时一段时间后，再将阀开至一个较大的位置，再延时一段时间后转移到基本的控制

电子膨胀阀流量系数与膨胀阀的结构参数没有关系，仅与工质的物性有关，对于不同工质的冷藏集装箱制冷系统，电子膨胀阀要根据具体制冷剂的热力性质选取；工况不变时，流量系数对孔径和脉冲数比较敏感；在结构固定，流量系数随蒸发温度的降低而升高，随冷凝温度的增加而增大，受过冷度变化的影响较小；电子膨胀阀的容量受孔径影响最大。

在热负荷稳定时，电子膨胀阀开度突然变化会引起的蒸发器进、出口温度及过热度动态响应，蒸发器出口过热度不仅与电子膨胀阀的开度有关，而且在流量较大时，过热度还与制冷系统各参数有关。

结论与展望

一、结论

本文主要通过调研和大量相关资料收集整理工作，通过分析全球冷藏货运量的增长趋势和全球冷藏货运的发展，从节能降耗、减少运营成本的角度出发指出冷藏集装箱制冷系统节能的必要性；然后通过对制冷节能技术以及变频技术的分析和冷藏箱制冷机组的运行特性研究指出冷藏集装箱制冷系统采用变频节能的可行性。同时较详细的分析了目前冷藏集装箱的能量调节方式的控制原理，比较了这些控制方式在外界负荷变化的工况下的能量调节优缺点，在此基础上提出全新的变频能量调节控制方式。

在外界负荷变化的时候通过变频技术改变压缩机的转速，使制冷剂流量随着负荷的变化而变化，从而改变系统的制冷量，达到制冷系统与负荷变化的匹配。同时由于转速的下降，使得压缩机功耗减少，达到较好的节能效果。

在负荷较小时，压缩机采用低速运转，吸气压力升高，这对系统降低能耗是有利的；变频控制时，蒸发器制冷量流量的变化并非线性；系统中采用电子膨胀阀进行过热度控制，被控对象具有参数时变的特性，相应地宜采用变结构的控制器。通过典型航次风机节能的理论计算表明其效果是比较可观的。

电子膨胀阀在启动时先使电子膨胀阀处于关闭位置，延时一段时间后，再将阀开至一个较大的位置，再延时一段时间后转移到基本的控制。对于不同工质的冷藏集装箱制冷系统，电子膨胀阀要根据具体制冷剂的热力性质选取；电子膨胀阀流量系数对孔径和脉冲数比较敏感；在结构固定，流量系数随蒸发温度的降低而升高，随冷凝温度的增加而增大，受过冷度变化的影响较小；电子膨胀阀的容量受孔径影响最大。在热负荷稳定时，电子膨胀阀开度突然变化会引起的蒸发器进、出口温度及过热度动态响应，蒸发器出口过热度不仅与电子膨胀阀的开度有关，而且在流量较大时，过热度还与制冷系统各参数有关。

二、展望

本文对冷藏集装箱的变频节能技术和冷藏箱制冷系统变频特性进行了一定的研究，但是由于缺乏比较完善的实验设备和时间的不足，使得实验部分不充实，理论部分也有欠缺。下一步的工作应该主要在实验的基础上进一步研究冷藏箱制冷系统在各种实际船舶工况下系统特性。

最后，由于本人水平和时间的有限，文中难免有疏漏和错误，恳请专家们批评指正。

致谢

本论文的研究工作和撰写过程中自始至终得到了我的导师韩厚德教授的悉心关怀和指导。在学习上，韩老师以其严格的治学态度指导作者，使作者在几年的学习期间受益匪浅；韩老师在生活上也对作者进行无微不至的关怀。借此机会，学生在此深深地感谢韩老师多年来对我在学习上的教导和生活上的关心！

上海海运学院轮机工程系的全体老师多年来在学习和生活上给予我的大量的无私帮助，在此向您们表示衷心的感谢。

感谢我的同学操双武和室友钟德鸿在论文的撰写过程中给予了大量帮助。

感谢我的父母和哥哥在整个研究生学习期间给我的无私关怀，是你们的爱让我圆满的撰写完论文。

最后向所有关心和支持过我的老师、同学、朋友表示衷心的感谢！

参考文献

- 1 韩厚德. 船舶变频空调风机节能技术研究. 中国航海, 1999 (1) .51~55.
- 2 韩厚德, 孙永明. 船舶空调动态热负荷及压缩机变频能量控制研究. 机电设备, 99 (4) .30~35.
- 3 韩厚德, 郑青榕. 远洋船舶伙食冷藏系统节能技术研究. 节能. 99 (7) .5~9
- 4 韩厚德, 郑青榕. 远洋船舶空调风机变频节能研究. 节能. 98 (10) .16~19
- 5 韩厚德. 远洋船舶制冷节能技术与经济分析. 中国航海. 97 (1) .58~62
- 6 KEN-ICHI KIMORA Applied science Publishers LTD. Scientific Basis of Air Conditioning
- 7 卢士勋, 韩厚德. 船舶辅机学. 北京: 科学出版社. 1995
- 8 G.S calabrin and G. Bianco Int. Experimental thermodynamic analysis of a variable-speed opens reciprocating refrigeration compressor. Refrig.1994 Vol.17 No.1.1994
- 9 Experimental thermodynamic analysis of a variable-speed opens reciprocating Refrigeration compressor G. S calabrin Int. J. refrig. Vol. 17 No.1 1994
- 10 Jahrgang. 1983 Heft 4(3) New Product. ASHRAE Journal, APR, MAR, JAN, JUNE 1983
- 11 Reefer Container Transport in Cargo Holds Y Wild 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999.
- 12 Reefer container seminar. Bureau Verities-Shanghai Central Office.
- 13 Dermott Crombie PH.d. New technologies allow radical energy saving in seagoing container refrigeration systems .20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney ,1999.
- 14 Carrier Transicold. Container Refrigeration Unit operation and service .1998.
- 15 Mitsubishi Transport Refrigeration Units. MHI Instruction Manual. Mitsubishi Heavy Industries, LTD.
- 16 W .P. Jones .Air conditional engineering .1980.
- 17 集装箱化合订本.99 (11), 2000 (3), 2001 (6, 9) .
- 18 Cargo Systems. www. Cargo system.2001.
- 19 Energy Management control theory and system selection. ASHRAE Trans,1980 Vol.86.
- 20 Adel A Kader. Postharvest Technology of Horticultural Crop. the United State of America ,Publication 3311.1992.
- 21 韩厚德. 船舶冷藏集装箱运行特性及节能技术研究. 上海海运学院学报, 1996 (2) .72~79.
- 22 《轮机工程手册》编委会. 轮机工程手册中册. 北京: 人民交通出版社. 1993. 1744~1800.

- 23 陈沛霖. 空气调节负荷计算理论与方法. 上海: 同济大学出版社, 1987.
- 24 杨强生, 浦保荣. 高等传热学. 第二版. 上海: 上海交通大学出版社, 2001.
- 25 张乐法. 空调动态负荷与计算机运算理论与务实. 山东: 济南出版社. 1980.
- 26 中国船级社. 集装箱检验规范 1999. 北京: 人民交通出版社, 1999.
- 27 赵显劲, 关慎谦. 集装箱材料与配件手册. 北京: 中国铁道出版社, 2000.
- 28 杨利强. 船舶冷藏箱变频节能技术的研究: [学位论文]. 上海: 上海海运学院, 2000.
- 29 谢剑锋. 变频空调器中全封闭往复式制冷压缩机的热力性能及控制方法研究: [学位论文]. 上海: 上海交通大学, 1997.
- 30 杨万枫. 冷藏集装箱隔热结构的热工分析: [学位论文]. 上海: 上海海运学院, 1988.
- 31 刘鼎铭. 冷冻集装箱. 北京: 人民交通出版社, 1985.
- 32 卢士勋. 制冷与空气调节技术. 上海: 上海科学普及出版社, 1992.
- 33 陈芝久. 制冷系统热动力学. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- 34 范际礼, 卢士勋, 吴喜平等. 制冷与空调实用技术手册. 辽宁: 辽宁科学技术出版社, 1995.
- 35 黄素逸, 林秀诚, 叶志瑾. 采暖空调制冷手册. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- 36 杨强生. 对流传热与传质. 北京: 高等教育出版社, 1985.
- 37 杨世铭, 陶文铨. 传热学. 第三版. 北京: 高等教育出版社, 2000.
- 38 Performance characteristics of a reciprocating refrigerant compressor over a range of speeds. J.A. McGovern 1990 Purdue.
- 39 满永奎, 韩安荣, 吴成东. 通用变频器及其应用. 北京: 机械工业出版社, 1995.
- 40 原魁, 刘伟强. 变频器基础及应用. 北京: 冶金工业出版社, 1997.
- 41 朱瑞琦. 制冷装置自动化. 西安: 西安交通大学出版社, 1995.
- 42 熊则男, 乔宗亮. 回转式压缩机与泵. 北京: 机械工业出版社, 1995.
- 43 马国远, 李红旗. 旋转压缩机. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- 44 廖全平, 李红旗. 涡旋变频压缩机. 流体机械, 2002 (2). 35~37.
- 45 陈芝久. 制冷系统热动力学. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- 46 孙季宽. 自动控制理论. 上海: 上海海运学院自编教材, 1986.
- 47 袁金良, 岳丹婷. 高等工程热力学. 大连: 大连海事大学出版社, 2001.
- 48 孙光三, 周兴禧, 邹根南等译. 制冷中的节能. 上海: 上海交通大学出版社, 1987.
- 49 张建一. 制冷装置节能技术. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- 50 石家泰, 陈芝久, 朱寅生. 制冷空调的自动调节. 北京: 国防工业出版社, 1981.
- 51 周兴禧, 谢剑锋, 夏清等. 全封闭往复式变频制冷压缩机的热力性能仿真研究. 流体机械, 1997 (8). 52~56.
- 52 吴业正. 往复式压缩机数学模型及应用. 西安交通大学出版社.
- 53 H. Wang, S. Touber, Distributed and non-steady-state modeling of an air cooler. Int. J. Refrig(1991) 14. 98~111.
- 54 王子延. 热能与动力工程测试技术. 西安: 西安交通大学出版社, 1998.
- 55 张春路, 丁国良, 陈芝久. 空调动态负荷变步长计算方法. 上海交通大学学报, 99 (3).
- 56 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化. 北京: 科学出版社, 2001.
- 57 丁国良, 陈江平, 陈芝久等. 制冷压缩热力性能的神经网络模拟. 上海交通大学学报,

- 99 (3) .
- 58 葛云亭, 彦启森. 冷凝器动态参数数学模型的建立与理论计算. 制冷学报, 1995 (3): 17~26.
- 59 葛云亭, 彦启森. 蒸发器动态参数数学模型的建立与理论计算. 制冷学报, 1995 (1): 9~17.
- 60 田怀璋, 朱瑞琪, 刘星. 电子膨胀阀技术综述. 流体工程, 1992 (7) .55~60.
- 61 朱瑞琪, 孙毅刚, 刘君华. 制冷空调设备的变频能量调节. 流体工程, 1991 (8) .51~55.
- 62 朱瑞琪, 田怀璋. 电子膨胀阀调节规律的确定方法. 流体工程, 1993 (1). 55~59.
- 63 W. F. Stoecker, Industrial Refrigeration, BNP, Troy, Michigan. 1998.
- 64 张乐平, 张早校, 郁永童. 电子膨胀阀流量特性及选型的分析. 流体机械, 2000 (12) .51~28.
- 65 陈文勇, 陈芝久, 朱瑞琪等. 电子膨胀阀调节蒸发器过热度的控制算法. 上海交通大学学报, 2001 (8), 1128~1132.
- 66 Thuesen S. E, Winter J. Improved control of liquid injection into display case evaporators, ASHRAE Transaction, 1985(1A). 80~91.
- 67 李家朋, 郑存义. 新型变频空调器的研究和试验. 制冷, 1993 (2)
- 68 唐双波, 仲华, 陈芝久. 电子膨胀阀在轿车空调制冷系统中的动态特性研究. 流体机械, 2000 (6) .49~52.
- 69 仲华, 仲华, 陈芝久. 轿车空调中蒸发器过热度及蒸发温度对送风温度的影响研究. 流体机械, 2001 (4) .50~52.
- 70 Gruhle W D, Isermann R. Modeling and control of a refrigerant evaporator . Journal of Dynamic System , Measurement and Control , 1985.
- 71 JTL System .Newbury . Pulsed expansion valve cuts refrigeration costs , Professional Engineering , Vol9, Iss , 18, Oct, 2. 1996.
- 72 A. Outtagarts, P. Haberschill, The Transient Response of an Evaporator Fed Through an Electronic Expansion Valve . International Journal of Energy Research. 1997, Vol21. 793~807.
- 73 陈文勇, 陈芝久, 朱瑞琪等. 制冷系统启动过程电子膨胀阀的控制. 上海交通大学学报, 2002 (2) .210~213.
- 74 Matsuoko A , Honda Y , Takagi , M . Refrigeration system . 1989.
- 75 Lord R G . Method and apparatus for controlling a refrigerant expansion valve in a refrigeration system . 1985.

论文独创性声明

本论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。论文中除了特别加以标注和致谢的地方外，不包含其他人或其他机构已经发表或撰写过的研究成果。其他同志对本研究的启发和所做的贡献均已在论文中作了明确的声明并表示了谢意。

作者签名： 甘伟 日期： 2003.1.21

论文使用授权声明

本人同意上海海运学院有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留送交论文复印件，允许论文被查阅和借阅；学校可以上网公布论文的全部或部分内容，可以采用影印、缩印或者其它复制手段保存论文。保密的论文在解密后遵守此规定。

作者签名： 甘伟 导师签名： 韩子德 日期： 2003.1.

引 言

我国是易腐食品的生产和消费大国，城市猪、羊、牛肉销量每年达 3000 多万吨，禽蛋禽肉近 2000 万吨，奶类、奶制品约 600 万吨，水果、蔬菜产销量更大。近几年我国易腐食品每年增产约 10%。在发达国家易腐食品冷藏运输率达 50%以上，美、日、西欧一些国家高达 80%以上。随着我国易腐食品产销量的快速增长，我国冷藏食品的运输总量和外贸运输量将迅速增长。随着世界食品工业的发展和食品冷藏运输的需要，近年来，公路、铁路、海上易腐食品果蔬的冷藏运输已越来越多地采用各类冷藏集装箱。

我国 2035 艘远洋船舶承担着国际贸易量 92%以上货运量，冷藏集装箱技术先进，保鲜期长，能实现易腐货物的“门到门”运输，所以已迅速成为国际贸易中的重要运输手段。研究冷藏集装箱运行特性，提高制冷装置工作效率和经济性已成为国内外制冷界广泛重视的课题。

海运冷藏集装箱流动性大，随着外界气温、海水温度、太阳辐射强度和运送货物的变化，冷藏集装箱制冷系统的显热和潜热负荷随之不断变化。传统的冷藏集装箱制冷系统一般采用恒定转速运行方式，在设计系统时，以能够满足最大热负荷为依据，制冷压缩机和冷风机选型的根据是最大冷、热负荷工况。实际上，制冷系统只是短时间工作在最大负荷。亚-欧、亚-美航线上冷藏集装箱制冷系统长期处在额定负荷的 40~90%下运行，能量浪费极其可观。

变频调速技术起源于 70 年代的中后期，它是建立在控制技术、电力电子技术、微电子技术和计算机技术的基础上的一门综合性技术。最初是应用在电力拖动系统中，目前广泛应用在工业生产的所有领域，并且在家用空调、冰箱等也有广泛的应用。但是目前在船舶冷藏集装箱的制冷机组上的应用上，由于各种原因，还基本上没有。

在冷藏集装箱制冷机组上采用制冷压缩机变频调速，可使制冷剂流量、制冷量和热负荷相匹配，实现制冷节能。实现蒸发器、冷凝器风机转速变频调节，可根据热负荷情况的变化，改变送风量，降低风机能量消耗，并且还可减少货物干缩，保证货物运输的质量。

采用变频节能技术(a)可以避免制冷装置频繁启、停机的能量损耗；变频制冷、制热由于启动后基本不（或者很少）停机，从而减少了压缩机频繁开-停所造成的电力浪费。因为非变频调节停机时，制冷回路中能量白白浪费—压力损失，而当压缩机再启动时为了建立新的循环又必须补充新的能量—电能，来建立正常的制冷循环。

据有关的测试分析：非变频制冷在运转效率为 50%时，进行开停运转，其效率约降低 15%。变频制冷由于基本上不停机，就避免了这部分能量的损失。(b) COP 值提高：一般情况下都是根据冷藏集装箱的最大负荷情况来选配制冷机组的，故一般的制冷量都高于冷藏集装箱的热负荷，满负荷工作时间一般为 10-20%，机组制冷剂的过剩造成制冷剂在蒸发器内得不到充分的蒸发，达不到规定的过热度，导致制冷剂流动阻力，流量下降，蒸发温度下降，制冷量下降，能耗增大，COP 值增大。(c) 制冷装置在低负荷运转时节能。变频制冷具有在低负荷情况下大幅度提高能源效率(COP)的特性，由于变频制冷绝大部分时间里处于低速运转（低负荷运行状态），与压缩机容量相比，进一步提高了热交换器的容量比率——即变成低压比运转，从而大大提高了压缩机的机械效率、压缩效率、容积效率，降低了功耗，因此压缩机总效率提高而功耗大大降低。

我国目前约有 19500 TEU 冷藏集装箱，推广压缩机和冷风机变频调速预期节能效率可达 10-15%，社会和经济效益十分显著。

因此，本论文旨在根据船舶航区的气候环境和海况剧烈变化特点，对典型航线动态热负荷进行定量描述，分析冷藏集装箱运行动态特性，研究各种工况条件下压缩机和风机变频调速节能规律以及制冷系统的特性。