

活塞式制冷压缩机 PV 图测试系统研究

摘 要

活塞式制冷压缩机 PV 图是研究制冷压缩机运行性能以及进行状态检测的重要工具, 准确地采集气缸内压力信号并对其进行统计或热力学分析, 是对小型制冷压缩机产品设计、优化改进的重要基础。

本文以计算机高速数据采集技术为基础, 研究了可以同时采集冰箱活塞式制冷压缩机吸气腔、排气腔以及气缸内部压缩腔 3 处压力脉动的多通道模拟量测试系统, 对于研究和评价制冷压缩机工作过程, 提高压缩机制冷性能有着重要的意义。本文主要研究内容和成果包括:

(1) 研究活塞式制冷压缩机的实际工作循环, 将实际循环与理论循环比较、分析, 分析了压缩机吸、排气过程中气缸内部存在明显的压力脉动现象。

(2) 阐述了压力脉动形成的原因, 描述簧片阀的组成部分和动态特性, 介绍了压缩机工作时舌簧阀的流量、运动以及工作过程的微分方程, 从而说明气阀对压力脉动具有重要的影响。

(3) 针对压力脉动及阀片动态特性的研究内容, 提出小型制冷压缩机气缸内 PV 图测试系统的实验方案, 并确定数据采集系统的硬件部分, 包括选择数据采集工具和传感器等。

(4) 设计数据采集系统相应的软件部分, 实现压力、位置信号的高速 DMA 方式采集, 并进行数据保存和数据处理。

(5) 搭建了开式制冷压缩机 PV 图测试平台, 验证测试方案的可行性; 同时利用小波分析技术, 对采集得到的压力信号进行滤波及去噪处理, 得到可靠的实验结果。

关键词: PV 图, 压力脉动, 舌簧阀, 高速采集, DMA 方式

THE RESERCH OF PV DIAGRAM TESTING SYSTEM FOR CIPROCATING RERIGERATING COMPRESSOR

ABSTRACT

The PV diagram of reciprocating refrigerating compressor is an important tool of studying on online operation performance and status of reciprocating refrigerating compressor. Collecting the gas pressure signals in cylinder accurately and doing statistical or thermodynamic analysis, are the important foundations of product design and optimized improvement of refrigerating compressor.

This paper researched multi-channel analogue test system that can collected pressure fluctuation from suction valve chamber, exhaust valve chamber and compression chamber in cylinder of reciprocating refrigerating compressor. It has an important significance for researching and evaluating the working process of refrigerant compressor and improving refrigeration performance of compressor. The main research contents and achievements of this thesis are as follows:

First, this paper researched the actual working cycle of reciprocating refrigerating compressor, and compared the actual working cycle with the theoretical, and then proposed a pressure fluctuation phenomenon in cylinder in the suction and discharge process of compressor.

Second, the paper expounded the reason of pressure fluctuation, described the part and dynamic characteristics of reed valve, analyzed the flow and working of reed valve in the working of compressor and its differential equation, thus determined the phenomenon that valve has a significant impact on pressure fluctuation.

Third, according to the research contents about pressure fluctuation and dynamic characteristics of valve plate, this paper proposed a experimental scheme about PV diagram test system in cylinder of refrigerating compressor, and then determined the hardware part of data acquisition system, included data acquisition tool and sensors etc..

Fourth, this paper designed the software part of the data acquisition system, realized the high-speed DMA mode data acquisition of the pressure and position signal, and then made

ABSTRACT

the data preservation and data processing.

Finally, the feasibility of the testing scheme has been verified through the building of the PV diagram test platform of the open refrigeration compressor; and the reliable experimental results has been obtained according to filtering and denoising the collected pressure signal from using the way of wavelet analysis technique.

Key words: PV diagram, pressure fluctuation, reed valve, high-speed acquisition, DMA mode

第 1 章 绪 论

1.1 课题的背景及意义

随着科学技术和社会文明的进步,制冷和低温技术的应用几乎渗透到生产技术和科学研究各个领域,并在改善人类的生活质量方面发挥巨大作用,深刻影响着工业、农业、国防、建设和技术探索等国民经济各个部门的发展^[1]。据统计,国内家用空调与家用冰箱上制冷压缩机的每年新增用电量高达 1500 万千瓦,占全国新增发电量的 25%以上,这已成为我国电力紧张的主要原因之一^[2]。由于人民生活水平的不断提高,我国电冰箱的生产和销售数量不断增加,与其它家用电器相比,冰箱的单机功率较小,由于是全年工作,因此电冰箱的总耗电量很大,电冰箱的用电量现已占居民全部用电的 50%^[3]。各国对电冰箱的节能技术都给予了极大关注^{[4][5]},例如,美国能源部将电冰箱能耗标准每三年提高一次,每次的提高幅度高达 10~25%,同时各产品的能耗情况必须按 A、B、C 分等级贴在电冰箱上,以供顾客选择,从而实行优质优化。因此,各冰箱制造厂为了占领市场,赢得生存和发展,均大大加强了冰箱节能减排技术的研发力度^[6]。

目前家用电冰箱上几乎全都采用小功率高压缩比的活塞式压缩机,以曲轴连杆式为主。活塞式制冷压缩机是整个冰箱制冷系统的“心脏”,是决定系统制冷能力大小的关键部件,对系统的运行性能、振动、噪声、维护和使用寿命等有着直接的影响。压缩机的耗电量占整个冰箱耗电量的 80%以上,所以提高压缩机效率是降低能耗的重要课题,其热力性能的好坏直接关系到整个冰箱制冷性能的优劣,因而通过透彻、全面的分析压缩机热力和流体动态特性,开发、生产和应用高效压缩机是电冰箱节能的关键。

活塞式冰箱压缩机作为一门传统的学科,经过多年的不断发展,已经进入技术相对成熟的阶段,并具有较高的技术水准。对制冷压缩机的理论研究也由其发展初期的外部宏观性能的定性分析深入到了内部工作机理的定量研究。尽管目前已建立了用于压缩机研究的包括热力学、动力学、运动学、流体力学等一套完整的理论体系,但实际上压缩机的工作过程极为复杂,各种数学模型往往需要对实际的物理过程作必要的理论简化,故必然带来一定的计算误差。因此,仅通过理论简化的方法研究压缩机内部机理是十分困难的,压缩机内部实际工作参数的测量显得尤为重要。压缩机内部实际工作参数

的测量是压缩机研究与开发的基础，有助于加深对产品的认识与理解。通过内部参数测量提供大量的基础数据，对减少性能改进与新产品开发的盲目性，缩短开发周期，节约开发费用，具有重要的意义^[7]。

活塞式制冷压缩机的气缸内部压力测试是分析、研究冰箱压缩机性能的重要方法。压缩机气缸内压力曲线（PV图，或称为示功图，即表征气体压力和体积关系的指示图）是深入研究压缩机工作过程及动力性能指标的重要指示内容。通过对PV图分析，可以得到压缩机制冷过程的吸气口、排气口、压缩腔的瞬时压力和其所在的曲轴转角位置等重要参数。气缸压力携带了压缩机工作过程的大量有用信息，并且与压缩机工作过程的评价参数和性能指标有着密切的关系。在压缩机的状态监测和故障诊断中，因此气缸压力是表征压缩机运行状态的最好指标之一，压缩机的工作状态及故障大都可以通过气缸压力随时间（或曲轴转角）的变化曲线反映出来。

因此，准确地采集气缸内压力信号并对其进行统计或热力学分析是压缩机产品设计、改进或研究的重要方法。本文以计算机高速数据采集技术为基础，研究了可以同时采集冰箱活塞式制冷压缩机吸气阀、排气阀以及气缸内部3处压力值的多通道压缩机压力测试系统，对于研究和评价压缩机工作过程，提高压缩机制冷性能有着重要的意义。特别地，本文运用研华高速采集卡、Delphi编程，通过实验获得活塞式制冷压缩机内部不同分布点的绝对瞬态压力演化，从而了解压缩功、排气阀片处的压力脉冲以及压力损失等等，可用于后续验证有关全封闭往复式压缩机性能方面的数值仿真的结果。该测试系统为冰箱压缩机的改型设计、理论研究和新产品开发提供了可靠的测试手段，具有重要的研究意义。

1.2 课题的研究现状与发展

1.2.1 压缩机PV图的研究现状

PV图作为研究压缩机基础原理的工具，一直受到国内外相关研究人员的重视。经过多年发展，国外对于大型往复式压缩机PV图在线监测系统的设计研究已经达到成熟阶段，得到了国外大型企业的广泛应用。大型往复式压缩机在石化行业生产中发挥至关重要的作用，是石化行业主要动力设备之一。国外具有比较成熟的往复式压缩机在线监测的厂家主要有美国的Bently Nevada公司、德国的赫尔碧格公司、丹麦的PRONOST等^[8]。

我国在大型往复式压缩机监测系统领域起步很早,但由于监测诊断成套系统研究和制造成本较高,在国内往复式压缩机价格竞争造成的利润微薄或亏损,厂家很难投入力量发展该项技术,国内高校也有相关方面的研究报道,但都停留在实验室研究和个别往复式压缩机的故障诊断及其应用上,没用推广应用方面的报道^[8]。如西安交通大学的往复式压缩机在线监测及故障分析系统^[9]、浙江大学的基于 Labview 的往复式压缩机状态监测系统、兰州理工大学的往复式压缩机状态综合监控系统的研究等等^[10]。还有,西安交通大学郁永章教授和刘卫华博士等对往复压缩机故障诊断机理进行研究^[11];西安交大屈梁生教授团队在对压缩机部件故障机理的研究中,进行了小波分析在往复压缩机气阀故障中的应用研究^{[12][13]}。

可见,大中型往复式压缩机的气缸内压力 PV 图测试系统研究取得了可观的发展和研究成果。然而,由于冰箱制冷压缩机是全封闭型的活塞式压缩机,其中大部分气缸直径不足 30mm,内部结构紧凑,空间非常有限,气阀开度不足 0.7mm。加之内部的高温、高压、腐蚀及密封性能要求等条件的限制,在气缸内取测压力值十分困难,大大增加了测试系统研制的难度^[14]。目前国内外也有少数研究活塞式制冷压缩机的文献报道,美国普度大学通过测试实验获得冰箱全封闭往复式压缩机内部不同分布点的绝对瞬态压力演化 PV 图,完成了一项有关全封闭往复式压缩机热力和流体动态特性的详细的实验验证。国内高校及企业也初步尝试测试冰箱压缩机内部压力参数,如西安交通大学研制的制冷压缩机内部性能自动测试系统^[14]、广州万宝压缩机有限公司提出的全封闭电冰箱压缩机内部参数的测量^[7]等等。另外,国内也有其它涉及制冷压缩机气缸内部压力 PV 图研究的相关文献内容,如西北工业大学王俨凯、廖明夫等针对制冷压缩机气阀的故障进行了分析研究,取得了一定成果^[16]。

1.2.2 压缩机 PV 图测试装置的发展

活塞式压缩机 PV 图测试是一项比较复杂且技术要求较高的工作,随着相关技术的发展,压缩机 PV 图的测试手段也经历了一个不断发展的过程。从最初的以纸、笔记录的机械弹簧式示功器,到以示波器、记录仪为记录手段的电子式示功器,伴随着以计算机技术为核心的信息技术的飞速发展,基于计算机自动测试技术的示功图测试、分析系统也应运而生。具体包括四个发展阶段^{[16][17][18]}:

第一代压缩机 PV 图测试系统采用机械式装置,从构造上可分为螺旋弹簧式和杆形弹簧式两种。机械式测试装置的压力传递机构,实际上相当于一个在周期性气体力激振

下的弹性振动系统；行程传递机构相当于一个在周期力作用下的扭转振动测试系统。因此，这种机构的工作过程是两个振动系统的合成，但这样的系统在测试过程中会出现惯性误差，且压缩机转速不能太高。因此，机械式测试装置只能描述压缩机示功图的大致形状，不能准确说明具体数量关系。而且测试过程基本上是以手动操作进行的，工作效率低，测试结果的可靠性和准确性也不高。综上，机械式测试装置不能用于精确测量示功图，只能作为演示装置在教学中使用。

第二代压缩机 PV 图测试系统采用了电子式 PV 图测试装置，主要由传感器、放大器和记录器等部分组成。气缸内压力、活塞行程或曲轴转角的变化通过传感器转换成电的模拟信号，信号经过电压或电流放大后与示波器、记录仪等连接起来，绘制出压缩机的 PV 图。电子式 PV 图测试装置克服了机械惯性而产生的失真，同时具有迅速、准确的优点。除了传感器需要直接在压缩机上之外，其他仪器均可通过电缆做远距离测量。同时，电子式测试装置是由一套复杂的电子仪器组成，对外界信号非常敏感，因此仪器的使用和保管必须特别注意。

第三代压缩机 PV 图测试系统是在电子式测试装置的基础上发展而来的，又称为单片机辅助 PV 图测试装置。该测试装置是将压力传感器采集得到的气缸压力信号通过信号调理电路、A/D 转换电路等变换后，取得数字信号输入到单片机中。然后单片机对取得的数据进行分析处理、存储及作图。实时的数据分析，并及时提供了实验结果和曲线，缩短了实验周期。单片机辅助测试装置与电子式测试装置相比，测量效率与测量精度更高，而且可远距离测量。然而，由于该装置的软件部分是建立在微机编程基础上，软件开发难度比较高，开发周期也比较长，同时测试界面不够友好。

第四代压缩机 PV 图测试系统使用计算机代替单片机完成压力信号的采集和数据处理任务，其硬件结构及部分软件处理流程和第三代检测系统大致相同。由于采用计算机编程，尤其是采用计算机高级语言开发软件程序，相比单片机其灵活性大大增强。使用高级语言编程，同时降低了研发和维护难度，缩短了系统开发周期。另外，引入面向对象的程序设计思想后，使得软件开发更具备人机交互的易用性、实时性和随意性，这为设计出功能强大、界面友好、性能稳定的压缩机 PV 图测试系统软件提供了强大的支持。

活塞式压缩机 PV 图测试技术是伴随着自动测试技术的发展而发展，尤其是传感器技术、测试仪器和信号处理技术的不断更新和进步^[19]。计算机技术的发展使仪器的测量精度更高，功能更全，从而提高整个测试系统的精度，使测得数据的可信度也相应提高。测试仪器精度的提高又可以减少测试试验次数，从而减少试验经费，降低产品成本。

1.2.3 信号分析处理技术

在数据采集系统的实际工程应用中,大量的背景噪声混杂在原信号中,为提高测试系统的灵敏度和可靠性,更充分地利用所测信号,有必要对信号进行处理加工,在状态信号中排除噪声、干扰的影响,以提取有用的信息状态,这种加工处理的运算过程就是信号的分析处理^[20]。

信号分析技术发展至今,已出现了许多种方法,其实它们都是由为数不多的几种基本方法组合变换形成的。常用的信号处理技术主要有如下3类方法^[21]。

1、时域分析方法

信号的时域分析方法是指在时间域内对所测得的时间历程信号直接进行运算、分析的技术,并且分析运算得到的结果仍属于时域范畴,可包括时域波形的合成与分解、时间序列分析法、时域波形的形态分布及时域波形的统计分析等。时域分析方法比较形象和直观,适于分析波形简单的信号,应用非常广泛,涵盖了物理学、工程技术、生物学、经济学等众多领域。

2、频域分析方法

傅里叶分析理论认为,任何振动均是由一系列不同频率、不同相位、不同幅值的正弦振动叠加而成的。该观点没有涵盖时间概念,即认为各正弦分量在时间轴上是无限长的,并且各正弦分量的幅值保持不变,从而使得傅里叶分析理论不能进行时域局部化分析。由于傅里叶变换是建立在假设信号平稳性的基础上,因此有很大的缺陷:①被分析信号必须是周期性的或平稳的,否则会丧失分析结果的物理含义;②分析得到的结果只有频域信息,丧失了时域特征。

于是,为了进一步获得便于分析的特征信息,人们想到将时域信号变换到其他分析域进行分析,例如幅值域、频域以及倒频域等。总的来说,频域分析就是将时间历程信号经过傅立叶变换为频域信号,再进行各种运算的分析方法,例如幅值谱分析、相位谱分析、功率谱分析、倒频谱分析、差谱分析等。

3、时频域分析方法

为了分析非平稳信号,人们对傅里叶分析进行了推广,提出并发展了一系列新的信号时频分析理论,如短时傅里叶变换、Gabor变换、时频分析、小波变换等,应用于信号的滤波、消噪和深层次分析中。时频分析将时域和频域结合成一体,在时间—频率域上对信号进行分析,主要特点在于时间和频率的局部变化,可以得到整体信号在局部时域内的频率组成,或者获得信号各频带在局部时间上的分布情况^[20]。

压缩机运行中的气缸内压力信号是非平稳、非线性的,这些信号中包含着丰富的状态和信息。只有采用时频分析方法,得到时域和频域中非平稳信号的全貌和局部化的结果,才能对压缩机的气缸压力信号进行较好地分析和提取特征。本文主要对活塞式制冷压缩机的气缸内 PV 图测试系统进行研究,信号分析只是工具,而不是研究重点,因此选用信号分析技术的原则是侧重于方法简单、稳定可靠^[21]。考虑到气缸内脉动压力信号的特点及各种信号分析技术的成熟度、适用范围,本文选择了小波分析技术处理系统采集得到的高频信号。

小波分析技术是 20 世纪 80 年代后期发展起来的一门新兴的应用数学分支,近年有学者将小波变换引入到工程振动信号分析中,其中法国学者 Daubechies 和 Mallat 起着极为重要的推动作用。在信号处理、图像处理、语音分析、模式识别等工程应用领域,小波分析技术被认为是工具及方法上的重大突破。小波分析技术在时域和频域上都具有表征信号局部信息的能力,时间窗和频率窗都可以根据被测信号的具体形态动态调整,具有多分辨率分析的特点。一般情况下,信号的低频部分可以采用较低的时间分辨率,同时可以提高频率的分辨率,而高频部分可以用较低的频率分辨率来换取精确的时间定位。因此,小波分析技术可以分辨正常信号中的瞬态部分,并且能分离、展示其频率成分,被称为“数学显微镜”,广泛应用于各个时频分析领域^[22]。

1.3 课题研究的主要内容

本文设计研究的测试系统是以工业控制计算机为基础,采样高精度微型压力传感器、高速数据采集卡以及 Delphi 7.0 软件开发工具,用以实现高速采集冰箱压缩机气缸内部吸排气压力、压缩腔压力以及曲轴转角位置的多通道信号,最后保存数据,绘制压缩机气缸内部 PV 图。研究内容主要包括:

(1) 研究了活塞式制冷压缩机的实际工作循环,将实际循环与理论循环比较分析、说明压缩机吸、排气过程中气缸内存在压力脉动现象。

(2) 阐述了缸内压力脉动形成的原因,描述制冷压缩机气阀的组成部分,介绍了压缩机工作时舌簧阀的流量、运动以及工作过程的微分方程,从而确定气阀对压力脉动具有重要的影响。

(3) 针对压力脉动及阀片动态特性的研究内容,提出压缩机气缸内 PV 图测试系统的实验方案,并确定数据采集系统的硬件部分。

(4) 设计数据采集系统相应的软件部分，并实现压力、位置信号的高速采集、保存和数据处理。

(5) 搭建了开式制冷压缩机 PV 图测试平台，验证测试方案及实验结果的可靠性；同时利用小波分析技术，对采集得到的压力信号进行滤波及去噪处理，得到可靠的实验结果。

第2章 制冷压缩机 PV 图实验的理论分析

2.1 引言

为进行活塞式制冷压缩机 PV 图测试系统的研究,首先需要研究冰箱制冷压缩机 PV 图有关的理论依据。通过相关的理论分析,得到制冷压缩机理论和实际 PV 图的比较,说明实际工作过程中气缸内存在压力脉动。根据舌簧阀的自身结构与动态特性,阐述了气缸内压力脉动产生的原因及影响,为 PV 图测试系统的研究奠定理论基础。

2.2 制冷压缩机的组成部分及工作过程

2.2.1 制冷压缩机的组成部分

活塞式制冷压缩机是典型的往复容积式压缩机,其生产和使用历史较长,是目前应用最广的一种制冷压缩机。活塞式压缩机主要由以下四个部分组成:①机身部分。②动力传递系统。包括曲轴连杆机构、活塞等,主要用于传递动力,把电机主轴的旋转运动变成往复直线运动,推动活塞在气缸中运动;③气体进出系统。包括气缸、吸排气阀等,主要作用是形成压缩容腔并防止气体泄漏;④辅助系统。包括冷却器、缓冲器、排气量调节装置及各种管路系统等,用于确保压缩机安全、可靠地运转^[20]。

活塞式压缩机工作时,电动机带动曲轴,然后曲轴推动连杆,将回转运动转化为往复运动。连杆自身的运动又推动着十字头、活塞做往复运动,控制制冷剂气体进出的吸入与排出,实现由气缸内壁、气缸盖和活塞顶面所构成的控制容积周期性变化,达到改变控制容积内制冷剂气体压力的目的。气缸内制冷剂气体压力的变化引起吸、排气阀片的周期性开启与关闭,实现吸气、压缩和排气过程。虽然活塞式制冷压缩机种类繁多,结构复杂,但其基本结构和组成的主要零部件都大体相同,包括壳体、曲轴、连杆组件、活塞组件、气缸及吸、排气阀等^[23]。制冷压缩机的基本组成简图如图 2-1 所示:

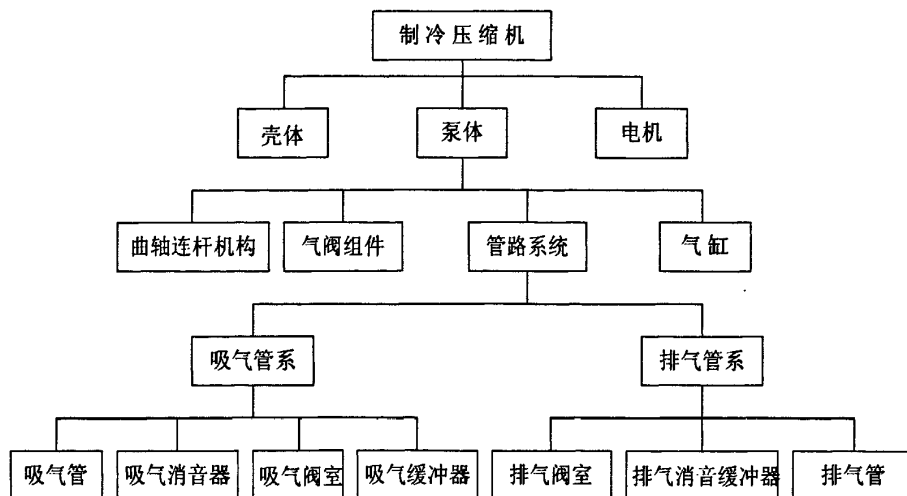


图 2-1 制冷压缩机基本组成简图

2.2.2 制冷压缩机的理论工作过程

制冷压缩机的工作过程通过它的工作循环来说明，工作循环是指活塞在气缸内往复运动一次（即曲轴旋转一周），缸内气体经过一系列变化重现原始状态所经历的全部历程。

在分析制冷压缩机理论工作过程时，可以先把实际过程简化为理想过程。虽然压缩机理论工作循环实际上是并不存在的，但是理论循环是由浅入深地研究制冷压缩机工作原理的基础。理论简化时假定：

- 1、制冷压缩机没有余隙容积；
- 2、吸、排气过程没有容积损失；
- 3、压缩过程是理想的绝热过程；
- 4、无泄漏过程。

制冷压缩机简化后的理想工作过程包括吸气、压缩和排气三个过程。如下图 2-2 表示：

- (1) 吸气：活塞从上止点运动到下止点（a→b）运动，制冷剂在定压 P_1 下被吸入。对应 PV 图上 4→1。
- (2) 压缩：活塞从 b 向左运动，气体绝热压缩，直到压力升至 P_2 。对应 PV 图上 1→2。
- (3) 排气：排气阀开启后，活塞继续向左运动至 a 点，制冷剂在定压 P_2 下被排

出。对应 PV 图上 2→3。

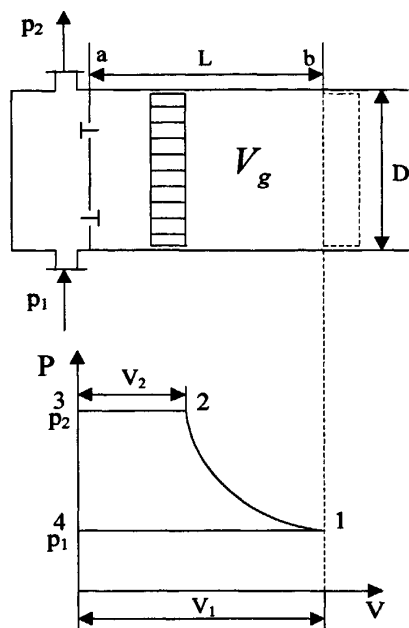


图 2-2 制冷压缩机的理想工作过程

在理想工作过程中，曲轴每旋转一周，气缸所吸入的低压气体体积 V_g 称之为气缸的工作容积。于是有下式 2-1：

$$V_g = \frac{\pi}{4} D^2 L \quad (2-1)$$

式中 D ——气缸的直径；

L ——活塞行程。

同时，在理论工作过程中，单位时间内压缩机气缸吸入的低压气体体积总和 V_h 称之为压缩机的理论排气量，也称为活塞排量。于是有下式 2-2：

$$V_h = \frac{V_g n}{60} = \frac{\pi}{240} D^2 L n \quad (2-2)$$

式中 n ——压缩机的转速，r/min。

2.2.3 影响压缩机实际工作的因素

实际上，压缩机的理想工作循环是不存在的。由于实际工作过程存在：①气缸余隙容积；②吸排气阀有阻力，工作时存在压力损失；③气缸壁与制冷剂之间有热交换，非绝热过程；④压缩过程中的漏气损失。实际工作过程与理想工作过程有较大不同，压缩机的实际排气量 V_r 与理论排气量 V_h 之比称之为压缩机的容积效率 η_v ，即 $\eta_v = V_r / V_h$ 。制冷压缩机的容积效率 η_v 受到下述四因素的影响，将四个因素分别用 4 个系数表示，

则有 λ_v 为余隙系数; λ_p 为节流系数; λ_t 为预热系数; λ_l 为气密系数。则 η_v 可等效于四个影响因素系数的乘积 $\eta_v = \lambda_p \lambda_t \lambda_l \lambda_v$, 具体分析如下:

1、余隙容积的影响 (余隙系数 λ_v)

压缩机实际工作过程中, 活塞运动到气缸上止点位置时, 活塞顶与阀座之间保持一定的间隙, 称为余隙, 余隙所形成的容积称为余隙容积, 记为 V_c 。造成余隙的主要原因是: 防止曲柄连杆机构受热延伸时不至于使活塞撞击阀座而引起机器损坏; 排气阀的通道占据一定的空间; 运动部件的磨损使零件配合间隙变大; 活塞环与阀盖之间的环型空间。由于余隙容积的存在, 在排气过程结束时不能将气缸内的气体全部排净, 有一部分高压气体残留在余隙容积内, 这样在下一次吸气开始前, 这一部分气体首先膨胀减压, 在压力降低到低于吸气压力才能开始吸气。所以, 由于余隙容积部分的气体膨胀, 占据了部分工作容积, 使气缸吸气量减少。

另外, 将每次实际吸入气缸的气体量 V_1 与气缸的工作容积 V_g 之比, 记为 $\lambda_v = V_1 / V_g$ 。在吸气的起始阶段, 如下图 2-3, 压力为 P_2 、体积为 V_c 的制冷剂气体膨胀至压力为 P_1 时, 其体积为 $V_c + \Delta V_1$; 按热力学理想气体多变过程处理, 则有方程式:

$$P_2 / P_1 = [(V_c + \Delta V_1) / V_c]^m \quad (2-3)$$

移项整理得:

$$\Delta V_1 = V_c \left[(P_2 / P_1)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (2-4)$$

因此解得余隙系数:

$$\lambda_v = V_1 / V_g = (V_g - \Delta V_1) / V_g = 1 - \Delta V_1 / V_g = 1 - C \left[(P_2 / P_1)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (2-5)$$

由式 2-5 可知道 P_2 / P_1 越大, 即压力比越大, 则 λ_v 越小。

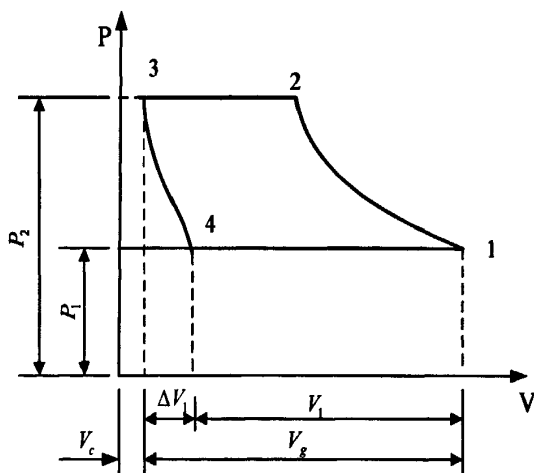


图 2-3 余隙容积对实际工作过程的影响

2、吸、排气阀阻力的影响 (节流系数 λ_p)

吸、排气时, 气态的制冷剂通过吸、排气阀时截面突然减小, 气体进出气缸需克服流动阻力, 从而影响容积效率。由于簧片吸气阀开启时必须克服阀片的惯性力和自身弹簧力, 以及气体通过阀门的流动阻力, 使得实际吸气压力低于理论值, 产生节流损失; 而排气压力高于理论排气压力, 这使得余隙损失增大。以吸气阀为例, 如图 2-4 所示, 由于存在吸气阀阻力, 进入气缸内气体的压力低于吸气压力 P_1 , 尽管吸入气体的体积仍为 V_1 , 但吸入气体质量将有所减小。

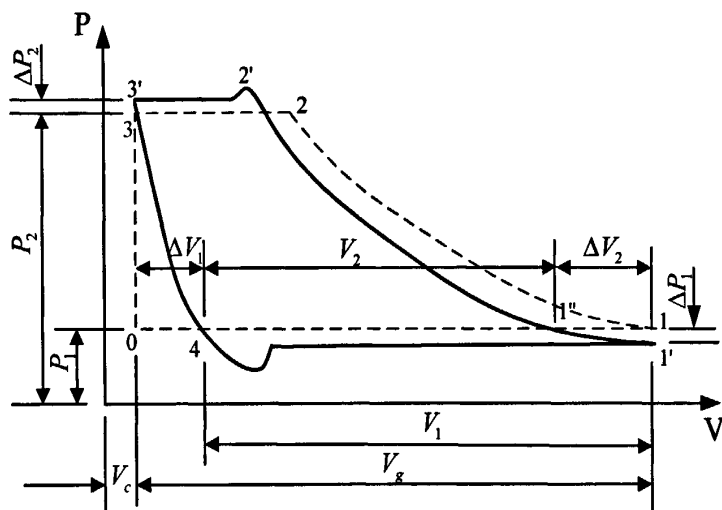


图 2-4 吸排气阀阻力的影响

由于吸气阀阻力的存在, 气缸吸入的当量气体体积 V_2 与理想情况(即吸气阀不存在阻力)下气缸吸入的气体体积 V_1 之比, 称之为节流系数 λ_p , 即存在下式:

$$\lambda_p = V_2 / V_1 = (V_1 - \Delta V_2) / V_1 = 1 - \Delta V_2 / V_1 \quad (2-6)$$

由于过程 $1' \rightarrow 1''$ 很短促, 可近似按等温过程处理, 则存在下式:

$$(P_1 - \Delta P_1)(V_g + V_c) = P_1(V_g + V_c - \Delta V_2) \quad (2-7)$$

对该式移项整理得:

$$\Delta V_2 = (V_g + V_c) \Delta P_1 / P_1 \quad (2-8)$$

将式 2-8 代入式 2-6, 即可求得节流系数 λ_p :

$$\lambda_p = 1 - \Delta P_1 (V_g + V_c) / P_1 V_1 = 1 - \Delta P_1 (1 + C) / P_1 \lambda_v \quad (2-9)$$

式中 C ——相对余隙容积, 即余隙容积与工作容积之比, 即 $C = V_c / V_g$ 。

由式 2-9 可见, 影响节流系数的主要因素为 $\Delta P_1 / P_1$, $\Delta P_1 / P_1$ 越大, λ_p 越小。

3、气缸壁与制冷剂的热交换影响(温度系数 λ_T)

吸气时低温气体吸收被因排气过程而加热了的气缸热量, 体积膨胀, 从而压缩机吸气量减少, 称为预热损失。

缸内气体与气缸壁的热交换比较复杂, 除与压缩比有关外, 预热系数还与压缩机的构造、气缸尺寸、转速及制冷剂的性质等多种因素有关, 很难确切计算; 但可以确定, 排气压力越高、吸气压力越低, 吸入气体所吸收的热量越多, 预热系数越低。本课题研究的全封闭式活塞式制冷压缩机, 可采用以下经验公式计算:

$$\lambda_T = T_1 / (aT_k + b\Delta t_{s,h}) \quad (2-10)$$

式中 T_k, T_1 ——用热力学温标表示的冷凝温度与蒸发温度, K;

$\Delta t_{s,h}$ ——吸气温度与蒸发温度之差, K;

a, b ——系数, 一般 $a=1.0\sim 1.15$, $b=0.25\sim 0.80$, 压缩机尺寸越小, a 值越趋近 1.15, 而 b 值越小。

此外, 当活塞式制冷压缩机吸入湿蒸气时, 制冷剂中的液滴吸热气化, 比容剧增, 预热系数骤减, 容积效率大幅度减小。因此, 压缩机吸入的气态制冷剂应有一定的过热度。

4、压缩机泄漏损失的影响(气密系数 λ_g)

压缩机运行时, 由于密封不严和磨损会造成漏气损失, 它常发生在活塞环和气缸壁之间的不密封处, 使得气体从高压腔向低压腔泄漏。由于冰箱用小型制冷压缩机的气缸体积较小, 活塞上没有安装活塞环, 因此, 气体是通过活塞与汽缸之间的微小间隙泄漏的。

此外, 吸、排气阀片关闭不严或关闭滞后, 也会造成气缸内气体泄漏。这部分损失叫作泄漏损失, 气体减少程度用气密系数 λ_g 来表示。气密系数不仅与压缩机的构造、加工质量、部件磨损程度等因素有关, 还随排气压力的升高及吸气压力的降低而减小。活塞式制冷压缩机的气密系数一般约为: $\lambda_g=0.95\sim 0.98$ 。

综上所述可知, 影响压缩机实际工作循环的四个系数: 余隙系数、节流系数、预热系数以及气密系数, 除与压缩机的结构、加工质量等因素有关, 还有一个共同的规律, 即: 四者均随排气压力的升高和吸气压力的降低而减小。

2.2.4 制冷压缩机的实际工作过程

由于上述四个因素的影响，活塞式制冷压缩机的实际工作循环可分为四个过程：膨胀过程、吸气过程、压缩过程、排气过程。如下图 2-5 所示，图中 a-b-c-d 表示制冷压缩机的理论工作循环，1-2-3-4-5-6 表示实际工作循环。

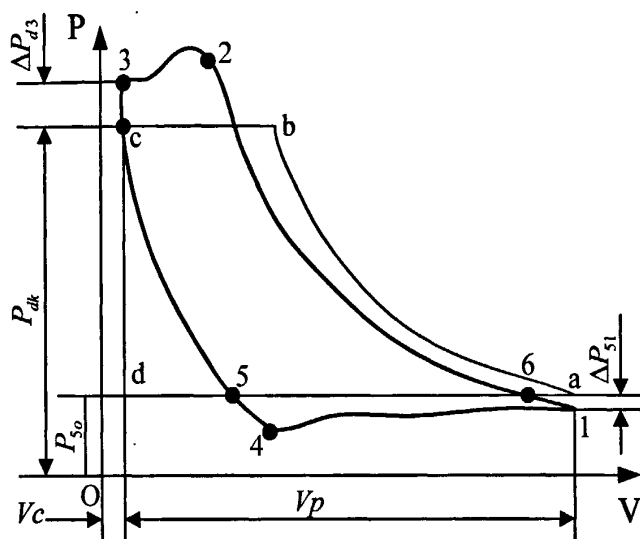


图 2-5 制冷压缩机的实际工作循环图

(1) 膨胀过程 (图中 3→4)

活塞运动到上止点时，排气过程结束，气缸中存有余隙容积 V_c ，并且余隙容积中的气体为排气余留的高压气体。当活塞开始向下止点移动，排气阀关闭，此时吸气腔内的低压气体还不能立即进入气缸，余隙容积内的高压气体因容积膨胀从而压力下降，直到缸内气体的压力降至略低于吸气腔内气体压力，将开始吸气过程时为止，这时活塞处于 4 位置，通过膨胀过程本质上是气缸内剩余高压制冷剂的的压力降低。

(2) 吸气过程 (图中 4→1)

活塞从图中 4 位置向 1 位置运动时，吸气阀打开，低压气体被吸入气缸，直至活塞到达下止点 1 位置，通过吸气过程，气缸吸入低压制冷剂气体。

(3) 压缩过程 (图中 1→2)

当活塞处于下止点位置时，气缸内部充满了低压制冷剂气体（从蒸发器吸入），此时吸气过程结束；活塞开始在曲轴连杆机构的带动下向上移动，同时吸气阀关闭，气缸

的工作容积渐渐减小，而缸内的制冷剂气体将受压缩，压力和温度均逐渐升高。活塞移动到 2 位置时，缸内的气体压力升高到稍高于排气腔中的制冷剂压力时，排气阀打开，气缸开始排气。压缩过程，其实是将气缸内的制冷剂压力从吸气时的低压提高到排气高压力的过程。

(4) 排气过程（图中 2→3）

活塞继续向上止点运动，缸内制冷剂气体的压力将不再升高，制冷剂不断地通过排气管道流出，直到活塞运动到上止点位置时，排气过程结束。通过排气过程，制冷剂从气缸向排气管输出，然后进入冷凝器。

制冷压缩机实际工作循环与理论循环的差别主要在于：

1、由于余隙容积 V_c 的存在，实际压缩气体的实际有效容积总是小于气缸的理论行程容积，使得未排干净的残留气体出现膨胀情况，从 PV 图上看表现为增加了一条膨胀过程线，即气缸吸气量减少。

2、由于实际工作过程中存在气阀等零部件的沿程阻力损失，气缸内部的实际排气压力总大于管道内的名义排气压力；同时，实际吸气压力总小于吸气管道内的名义吸气压力，即缸内的实际压力比总大于理论名义压力比^[8]。

3、压力比不同，因此在相同排气量条件下，一方面实际工作循环所消耗的总功大于理论循环所消耗的总功；另一方面实际排出气体的温度总大于理论工作循环的排气温度。

4、实际工作过程比较复杂，在整个压缩和膨胀过程中，多变指数并非定值。膨胀初期，缸壁温度低于气体温度，多变指数 $m > k$ ，气体表现为放热过程；随着气体继续膨胀，气体温度下降很快并且低于壁温，多变指数 $m < k$ ，表现为吸热过程。实际压缩过程中的 m 值也有类似的变化^[24]。

5、由于受热交换的影响，使吸气温度发生变化，因而也影响气缸吸气能力。

6、此外，在实际循环中还存在气体的泄漏损失，它不仅使压缩机的排气量减少，还造成压机的功率损失。

从上述分析比较可知，实际工作循环比理论循环多出一个膨胀过程，并且压缩机的实际输气量总是小于理论输气量，实际耗功量总是大于理想过程的耗功量。待气缸完成膨胀、吸气过程后，活塞重新从下止点向上止点运动，又开始压缩过程，如此反复循环。曲轴每旋转一周，活塞往复运行一次，可变工作容积中将完成一个包括吸气、压缩、排气、膨胀四个过程在内的工作循环，吸入蒸发器内的低压蒸气，升高其压力后排入冷凝

器，完成吸入、压缩和输送制冷剂的作用。

2.3 吸排气过程压力脉动的形成机理

从图 2-5 中的 4→1、2→3 吸、排气两个过程看出，全封闭活塞式制冷压缩机的实际工作循环中，压缩机气缸压力在吸气、排气瞬间都存在压力损失和压力脉动，而且排气瞬间时缸内压力脉动更加明显。排气侧的压力脉动不仅会带来噪声问题，同时也会影响压缩机的性能及可靠性等。在全封闭式冰箱制冷压缩机中，整个系统的吸、排气压力损失主要包括两个方面：第一，流体在吸排气管路及消音器中的流动阻力；第二，由气阀运动所造成的压力损失。本文提出的测试系统，主要测试气阀运动引起的缸内压力脉动与压力损失，并且以制冷压缩机的排气阀为主要研究对象。

2.3.1 吸排气过程的流动阻力损失

吸、排气过程中的阻力损失包括局部阻力损失和圆管流动沿程阻力损失。其中，圆管流动沿程阻力损失计算如下^[21]：

$$h_{fM} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad (2-11)$$

式中 λ ：沿程阻力系数；

h_{fM} ：沿程阻力损失；

l ：圆管长度；

d ：圆管直径；

ρ ：制冷剂气体密度；

u ：流体的平均运动速度。

当流动为层流时 $\lambda = 64 / \text{Re}$ ；

当运动为湍流时 $\lambda = f(\varepsilon/d)$ ，其中 ε/d 为相对粗糙度。

局部阻力损失计算公式：

$$h_{fm} = \xi \frac{\rho u^2}{2} \quad (2-12)$$

式中 h_{fm} ：局部阻力损失；

ξ ：局部阻力系数，可以根据流道几何形状查阅相关资料得到。

2.3.2 压力脉动的形成原因

1、气流压力脉动产生的基本原理

由于压缩机在每运行一转的过程中要经过制冷剂吸入、排出的过程，且在每次制冷剂的吸入和排出过程中是有时间间隔的，因此，这种每次循环的吸气和排气间歇性产生了气体压力脉动。每一个工作周期中，低压的制冷剂气体被吸入气缸内容积当压缩到一定压力后，排气阀打开高压气体排入消音器，经过消音器的环形流道排入电机下腔室，然后通过电机定子与壳体以及定转子之间的空隙进入电机上腔室，最终通过排气管排出。制冷压缩机排气过程是间歇性的，并且在排气过程中，气缸压缩腔内阀片的位移、容积变化率均在不断变化，尤其是阀片在运动过程中的颤振，导致排出气体流速不断变化。因此，排气流速或流量的不稳定是造成排气端压力脉动的主要原因。高速流动的制冷剂气体从阀组的出口高速喷射出来，与周围的气体激烈混合时产生了喷射噪声。同时，由于压缩机的往复运动促使压缩机的吸排气阀片不断吸、排气体，使压缩机在运行过程中的气流不断波动，气流脉动带来的噪声也就无法避免^{[25][26][27]}。

任何一个压缩机气阀，即使其没有颤振，亦会产生气体压力脉动，这是由于在容积式压缩机中气流不可能是稳定的。工作过程中，气阀不断地开启、关闭，将气体由吸气系统吸入或者排向排气系统。气阀如何开启，何时关闭的准确特性仅仅是一个扰动。假设在一个系统中，不是由几台压缩机达到公共网上引起节拍充气现象，那么基频分量将与压缩机的曲轴转速相一致^[28]。通常，基频可由以下公式计算，即 $f = N/60$ 式中 N 为压缩机转速 (r/min)。

压缩机周期的排气（或吸气）过程，可以看成是无限个谐波组成^[27]。用数学方法，可以将通过某一气阀的容积流量随时间的变化曲线 $q(t)$ 分解成以基频 f_1 为因子的无穷傅里叶分量：

$$q(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos 2\pi n f_1 t + b_n \sin 2\pi n f_1 t \quad (2-13)$$

式中 $a_0 = f_1 \int_0^{1/f_1} q dt$;

$$a_n = 2f_1 \int_0^{1/f_1} q \cos 2\pi n f_1 t dt ;$$

$$b_n = 2f_1 \int_0^{1/f_1} q \sin 2\pi n f_1 t dt .$$

这里的每一个分量的作用相当于在其基频特殊谐波脉动的音响源，这些音响源将会激起吸、排气系统以其各阶固有频率的各种共振。一般情况下，封闭系统的脉动幅度是相当大的，在一定频率下可达 120~180dB 的数量级。这些脉动引起管道及密封壳体的振动，还可能另外引起共振。

脉动压力的振幅值也与排气期间管道内脉动压力相互作用的程度有关,脉动压力作用的程度取决于压出开始瞬时的活塞速度,因为排出气阀的气体流速和活塞速度成正比,气体流速的大小决定了脉动压力互相作用的程度。振幅值还与排气管路的容量有关,排气管内的压力脉动值还和排气阀的工作状态有关,如果气阀通道的截面积很小或由于弹簧的刚性较大或运动部件质量较大而导致气阀延迟开启,则排气开始瞬时的压力脉动值增大。

2、气阀的回流现象

回流现象在吸气阀和排气阀上均有可能发生。首先考虑活塞式压缩机的排气阀,如果气阀关闭延迟的话,就会发生回流现象。在某种程度上,延迟关闭是不可避免的,这是因为极少有气阀能做到在任何工况下都准确地关闭。通常,人们希望一个设计得好的气阀可稍微有点延迟关闭但不至于太过滞后。如果气阀在活塞到达上止点位置前过早地关闭,那么在活塞继续前进时,随着缸内压力再次升高,将再次迫使阀片离开阀座。这时,阀片将越过其平衡位置,并由于惯性而延迟撞击阀座,大大推迟关闭。无论关于延迟关闭的原因到底如何,由于气流在活塞的上止点位置要改变方向,所以都会有压力损失。在活塞向回程运动时,若排气阀没有关闭,那么将吸回已经排出的气体。在吸气阶段,气缸不仅被残存在余隙容积中的再膨胀气体所填充,同时还被回流气体所填充,使得吸入新气体的可利用容积减少^[28]。

吸气阀如果在超过活塞下止点位置不及时关闭的话,也会引起同样的回流现象。一般来讲,压缩过程从活塞的下止点位置开始,此时若吸气阀仍然打开的话,已吸进缸内的气体就会回流到吸气管道内,从而引起容积损失。

3、排气阀室中的理论压力脉动计算

制冷剂气体是弹性介质,因此可将排气阀室及其管道中的气体构成等效为具有一系列固有频率的弹性体。前文论述到,排气过程具有间歇性,其本质是对该弹性系统的激发,若该激发频率与排气系统中某一阶固有频率相近或重合时,将会形成共振,产生较强烈的压力脉动。上文论述到排气阀室中气体的压力脉动与后接管道的具体布置情况有关,本文主要是对压缩机为测试对象而言的,故暂且不考虑后续管道的布置问题,对管系的唯一要求是必须避开共振^[30]。

在压缩机每一工作循环中,气缸的排气过程就是排气阀打开直到关闭的这段时间。对单级压缩机而言,假设气缸压力与排气阀室压力相等时排气阀立即打开,气缸内部进行着绝热压缩过程,可得排气阀开启角度的理论表达式为^[30]:

$$\theta_d = \cos^{-1} \left\{ -1/\lambda + \sqrt{1/\lambda^2 + 1 - 4/\lambda \left[(\alpha_0 + 1)/\varepsilon^{\frac{1}{k}} - \alpha_0 - 1/2 \right]} \right\} \quad (2-14)$$

排气阀的理论关闭点是上止点，此时 $\theta_d = 2\pi$ 。排气阀打开瞬间作为排气过程起始点（此时 $t=0$ ），因此压缩机气缸在一次工作循环中，排气过程所持续的时间为：

$$t_d = (2\pi - \theta_d) / \omega \quad (2-15)$$

下面分析气缸排气过程中排气阀室中气体压力值的变化。首先将压缩机的气体介质均视为理想气体，比热比记为常数。本节分析研究对象主要限于排气阀室，而排气阀室是工作循环中制冷剂介质的温度最高点，这一理想假设对于制冷剂介质也能适用。

气缸排气过程中排气阀室的气体流动模型如图 2-6 所示。

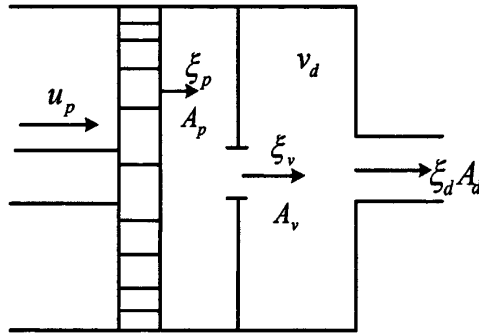


图 2-6 排气阀室的气体流动模型

排气阀打开前，阀室及管道里的压力值都保持名义排气压力 p_d ，气体密度为 ρ_d 。气阀一经打开，气缸内的高压气体高速通过阀孔流入阀室，但此时排气阀室中的气体能量较低，不能立即随气缸气体一起流出，反而对进入阀室的高速气体流起阻碍作用。因此，排气阀一旦打开，气缸开始排气以后，排气阀室中气体压力将高于名义排气压力，增加量记为 Δp ，这一增量以压力波的形式通过排气管道下传。所以，此时排气阀室的实际压力为：

$$p = p_d + \Delta p \quad (2-16)$$

由上可知，排气过程中，阀室内的气体体积是变化的。在某时刻 t ，将流入阀室的气体量为 $\xi_v A_v$ ，流出阀室的气体量为 $\xi_d A_d$ ，如图 2-6 所示。由于曲柄连杆结构推动活塞使得气体流出，活塞的速度是随时间变化的，因此 ξ_v 、 ξ_d 、 Δp 都是关于时间的函数。

对排气阀室而言， p 、 V 分别就是 p_d 、 V_d ，压力变化 dp 就是 Δp ，缸内容积变化 dv ，则是净流出排气阀室的气体体积，等于流出气体体积和流入气体体积之差：

$$dv = \xi_d A_d - \xi_v A_v \quad (2-17)$$

上式 (2-17) 中, 气阀流通面积 A_v 的确定是很麻烦的, 并且通过阀孔的气体位移量也很难求出。将排气阀理想化, 即不考虑气阀阻力损失时, 气缸向阀室的排气过程是恒定热力参数气体的纯流动过程, 在每个微小时间间隔 dt 内, 经过阀孔流出的气体体积应与活塞推开的气体体积相等, 即: $\xi_v A_v = \xi_p A_p$

因此, 就可以得到:

$$\Delta p = k p_d (\xi_p A_p - \xi_d A_d) / v_d = \rho_d C_s^2 (\xi_p A_p - \xi_d A_d) / V_d \quad (2-18)$$

根据气体动力学知识, 在压力波传播时, 排气管道口的气体位移与排气阀室压力脉动量有如下关系:

$$\Delta p = C_s \rho_d \frac{d\xi_d}{dt} \quad (2-19)$$

将式 2-18 与式 2-19 联立, 得到关于 ξ_d 的微分方程, 再对 t 求导一次得到:

$$d^2 \xi_d / dt^2 + C_s A_d / V_d - d\xi_d / dt = C_s A_p / V_d - u_p \quad (2-20)$$

$$\text{令 } u_p = -r\omega [\sin(\theta_d + \omega t) + \lambda / 2 \sin(\theta_d + \omega t)]$$

$$V_d / V_h = \alpha, \quad C_s A_d / \omega V_d = \beta$$

解如上方程式 2-20, 则可得到排气过程中阀室压力脉动表达式:

$$\Delta p = k p_d / 2\alpha \left\{ 1 / (\beta^2 + 1) [\cos(\theta_d + \omega t) - \beta \sin(\theta_d + \omega t)] + \lambda / 2 (\beta^2 + 4) [2 \cos 2(\theta_d + \omega t) - \beta \sin 2(\theta_d + \omega t)] - c_1 \times e^{-\beta \omega t} \right\} \quad (2-21)$$

$$\text{其中, } c_1 = (\cos \theta_d - \beta \sin \theta_d) / (\beta^2 + 1) + \lambda (2 \cos 2\theta_d - \beta \sin 2\theta_d) / 2 (\beta^2 + 4)$$

2.3.3 气阀运动引起的脉动和回流损失

排气的瞬时压力高于排气容积中的名义压力时, 就会出现气阀损失。对于吸气阀同样也有脉动损失, 除非由于吸气管道处的压力低于名义或平均压力, 造成气缸压力不足的情况。在一些情况下, 脉动损失可能超过了其他气阀损失。由于脉动损失很难从标准的流动损失中分离出来, 所以它们很难只从指示图上看出来。除非在极限情况, 同一种消去过程才能确定气体的脉动损失。因此, 压力脉动程度的测量是很必要的, 这也体现了本研究课题的重要意义。

回流不仅引起容积效率损失 (前文已论述), 并且还必须被看成是能量损失, 这是因为当气体被压缩和排出后, 再次流经气阀, 将势能转换成了动能, 最后转换成了热能。在往复式压缩机内, 回流其他将同余隙气体一起膨胀, 本身并未造成能量损失。正像往

复式压缩机中余隙容积气体膨胀，因其所作的功被回收而不是损失一样^[31]。

本课题将直接测试吸气、排气阀开启瞬间气缸内的压力脉动，从而分析气阀压力脉动的幅值、频率以及因此带来的能量损失，以冰箱压缩机的排气阀为主要研究对象。

2.4 簧片阀动态特性的研究

制冷压缩机是影响冰箱制冷性能的关键因素，而气阀是活塞式制冷压缩机的“心脏”，其性能好坏直接影响着压缩机的排气量、功率能耗及运转的可靠性。阀片是气阀的主要零件，它的运动规律及其动力特征决定着气阀的性能。前面阐述到压缩机实际工作过程中，缸内压力存在压力脉动现象，并且主要原因是由阀片自身运动影响引起的。本节将介绍冰箱用制冷压缩机阀片的特点与动态特性。

2.4.1 簧片阀的结构和工作过程

在冰箱用小型制冷压缩机中，普遍采用簧片阀（或称为舌簧阀）。簧片阀在气体推力及阀片自身弹力作用下，不断开启和关闭，保证压缩机完成吸排气等工作过程。簧片阀具有结构简单、质量轻、启闭迅速、余隙容积小等优点，尤其是它形成的余隙容积是气阀中最小的一种，因而被广泛地应用于高转速空压机及小型制冷压缩机中，同时在高压比压缩机的应用具有重要的意义。最简单的簧片阀，是一端固定，另一端自由的等宽度薄弹簧片，阀片开启时翘起，关闭时平贴在阀座上^[31]。

簧片阀一般由三部分组成，包括^[32]：

（1）阀座：它是能与阀片一起开启和关闭吸气（或排气）通道，并承受气缸内外压力差，是气阀的基础部分。

（2）启闭元件：交替地打开与关闭阀座通道，由于常被制成片状，故常被称为阀片。特别地，簧片阀阀片本身具有弹性。

（3）升程限制器：它用于限制阀片的升起高度。

下图 2-7 即为本文实验用冰箱制冷压缩机的吸、排气阀实物图：

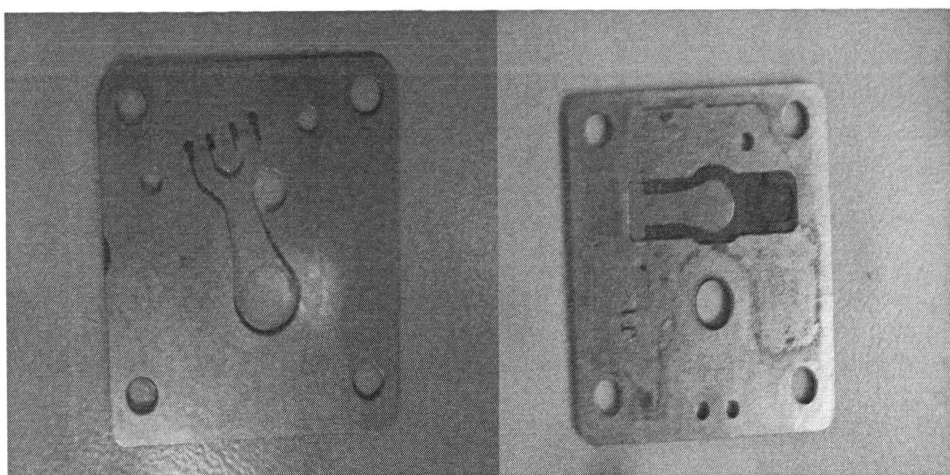


图 2-7 制冷压缩机的吸、排气阀实物图

簧片阀是借助于阀腔和气缸间的微小气压差而开启，同时，在吸、排气过程中由于受到气体流动通过阀片所产生的推力作用而停留在当前开启的位置上；反之，当气体流动停止时，阀片受到与气流推力方向相反的弹簧力作用而关闭。吸气阀和排气阀的工作过程是相似的，下面以吸气阀为例进行说明，图 2-8 为吸气阀的启闭曲线。

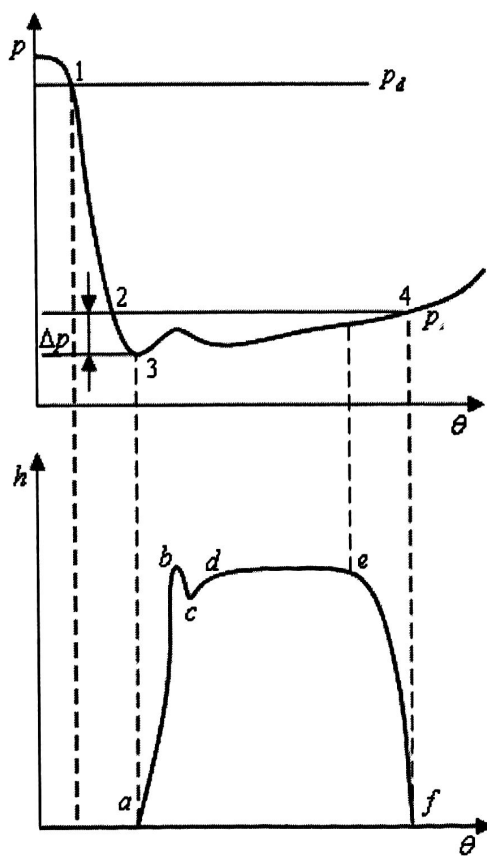


图 2-8 吸气阀的启闭曲线

如图 2-8 所示, 活塞自上止点向下止点方向运动, 余隙容积内的剩余高压气体膨胀, 形成 1~2 的膨胀过程。同时, 活塞继续向下止点方向运动, 缸内气体压力继续降低。当膨胀过程结束, 若气缸与阀腔之间的气体压力不相等而造成气体压差 Δp , 由此作用在阀片上的力足以克服阀片自身弹簧力及阀片的质量力时, 阀片便打开。阀片一旦离开阀座, 气体经过缝隙进入气缸, 阀片便在已经流入气体的推力作用下, 继续上升直至撞击限制器(上图 a-b 段)。此时气体通过吸气阀被吸入气缸内, 即开始缸内吸气过程(上图 2-3-4 所示)。刚开启瞬, 其以较大的速度撞击限制器, 如果升程限制器未能全部吸收阀片的动能, 那么阀片会出现振动反弹现象(上图 b-c 段), 同时落回阀座。正常情况下, 反弹现象之后, 阀片将在气体推力的作用下, 又贴向升程限制器上(上图 c-d 段)。当气体继续被吸入气缸, 若气流的推力大于阀片自身弹簧力, 阀片则紧贴在限制器上, 出现较长的平稳段(上图 d-e 段)。活塞接近下止点位置附近时, 活塞运动速度降低, 气流推力相应也减小。在图中 e 位置时, 此时阀片所受合外力为零, 之后阀片所受合外力将开始改变作用力方向。即阀片自身弹簧力大于气流推力, 阀片离开升程限制器, 开始向阀座方向运动, 此时阀片关闭(上图 e-f 段)。当活塞到达下止点位置时, 吸气阀正好关闭, 阀片完全落到阀座上(上图 f 点)。这样, 吸气阀便完成一次工作过程^{[32] [33]}。由 a-b-c-d-e-f-a 围成的封闭面积称为阀片开启的时间截面积, 曲线 abcdef 则称为阀片运动规律曲线, 上图中 θ 表示曲柄转角, h 表示阀片升程。

在前文图 2-5 所示的 PV 指示图中, 活塞到达下止点, 吸气阀关闭后, 活塞再从下止点向上止点方向返回, 气缸容积减小。这时吸、排气阀都处于关闭状态, 缸内压力不断升高, 形成缸内压缩过程(图 2-5 中的 1-2 段)。当活塞继续向上止点方向运动时, 缸内压力相应地升高, 直到该值大于排气腔名义压力时, 阀片两侧的压差 Δp 足以克服排气阀弹簧力, 使得排气阀打开, 开始排气过程(图 2-5 中的 2-3 段)。

气阀设计的好坏, 直接影响到阀片的使用。若弹簧力过强, 当活塞速度达到最大值, 气体推力仍然不足以克服阀片弹簧力, 阀片将在阀座与升程限制器之间出现颤振现象(图 2-9A), 此时气阀有效面积减小, 阻力损失增大, 阀片的撞击次数也相应增加, 从而缩短气阀的寿命。反之, 若弹簧力过弱, 则阀片停留在升程限制器上的时间延长, 以至于活塞已经处于止点位置, 阀片却仍未落到阀座, 阀片出现滞后关闭现象(图 2-9B)^[33]。

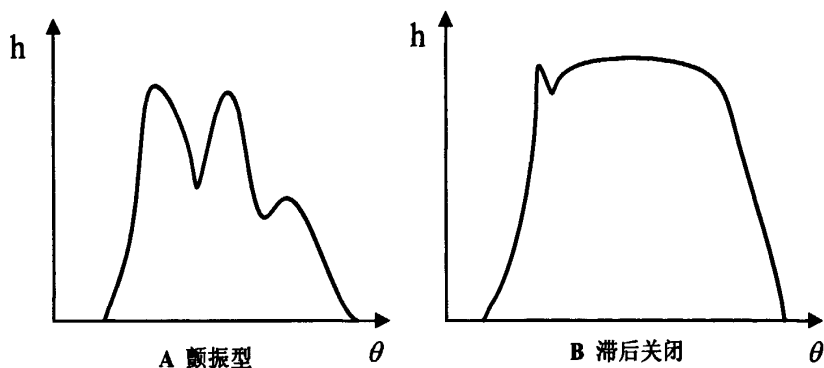


图 2-9 异常阀片的启闭曲线

2.4.2 影响簧片阀运动的主要因素

阀片的运动是受气体状态、自身结构参数以及与压缩机综合参数等因素作用影响。这些参数主要有：阀片开启高度、活塞移动速度、气缸余隙容积、阀座阀隙通道面积、阀片弹簧力、气体比重等。

当上述参数变化时，阀片的运动也将相应发生变化，因此，在这些参数的综合影响下，阀片运动可出现多种情况，例如：阀片滞后关闭；阀片处于挡板与阀座之间振动；阀片提前关闭等。下面介绍影响阀片运动的主要因素：

1、阀片自身弹力

若阀片自身弹力过大，气流推力不足以克服阀片弹力，则阀片在阀座与升程限制器之间出现来回振荡现象，这时气阀的有效面积减小，阻力损失增加，阀片撞击次数也增加，将缩短气阀寿命。若弹力过小，阀片落在在限制器上时间过长，使得活塞处于止点位置时，阀片仍未落到阀座上，出现滞后关闭现象。

2、阀片的开启高度

阀片的开启高度受升程限制器的限制，若阀片开启高度过小，则气阀的缝隙面积较小，通流能力较差，气流阻力增大。若开启高度过大，则阀片有可能不开，阀片的开启高度不能充分利用，容易出现阀片滞后关闭的现象。

3、气流速度

在阀片开启运动的过程中，可将阀片等效成一个不断作加速运动（受气流推力作用）的浮游体。阀片的运动速度与气流推力成一定比例关系，且气流推力又取决于气流速度与气体的比重，即阀片运动速度与气体流过气阀的气流速度存在比例关系。气流速度是衡量阀片性能的一个重要尺度。若气流速度过高，影响阀片的使用寿命；反之过低，必

然要增加阀片数量或扩大尺寸，不利于气阀的安装和维修。

2.5 排气阀运动数学模型的建立

活塞式制冷压缩机工作过程中，排气口处的气体流速和工作压缩腔内的气体压力脉动变化较大，同时会带来较大的排气冲击损失和压力功耗损失。排气口气体流速的大小与压缩腔内气体压力的波动范围、压缩腔内容积的变化率、排气口面积的开启规律以及排气过程中的热传递情况有关。因此，对活塞式制冷压缩机进行PV图研究时，建立适用于制冷压缩机的阀片运动数学模型，得出工作腔内气体压力的变化规律，对于了解阀片开启面积的变化规律、减小压力脉动和压力损失具有非常重要的意义^[34]。本文将重点研究排气阀的运动规律和数学模型。

2.5.1 气缸容积与曲柄转角的数学模型

制冷压缩机的工作过程是通过曲柄连杆机构和活塞在气缸内实现，因此在建立排气阀运动规律的数学模型时必须先建立气缸容积 V 和曲柄转角 θ 的数学模型^[35]。

曲柄连杆活塞机构的运动简图如下图 2-10:

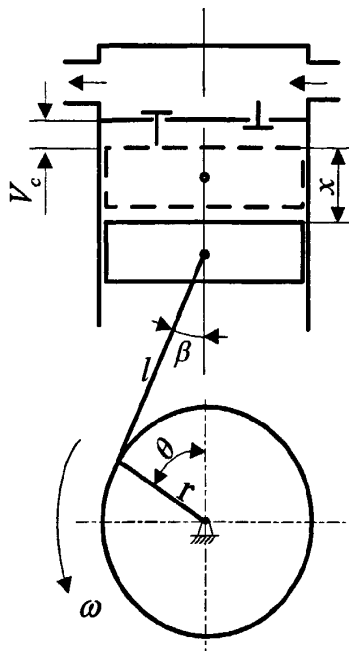


图 2-10 曲柄连杆活塞机构的运动简图

令： r —— 曲柄半径；

l —— 连杆大小头的中心距；

λ —— 曲轴半径与连杆大小头中心距之比， $\lambda = r/l$ ；

β —— 连杆轴线与气缸中心线的夹角，即连杆摆角；

θ —— 曲柄转角，通常从上止点（即活塞离曲轴最远的位置）算起；

x —— 从上止点量起的活塞位移。

根据曲柄连杆机构的运动学知识可得活塞位移 x 与曲柄转角 θ 的关系如下：

$$x = r + l - (r \cos \theta + l \cos \beta) \quad (2-22)$$

由于 β 和 θ 互为余角，则 x 和 θ 的关系可表示为：

$$x = r(1 - \cos \theta) + l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}) \quad (2-23)$$

将 $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}$ 按泰勒级数展开：

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} = 1 - \lambda^2 \sin^2 \theta / 2 - \lambda^4 \sin^4 \theta / 8 - \dots \quad (2-24)$$

忽略 (2-24) 式中的高次项代入 (2-23) 式，得到：

$$x = r(1 - \cos \theta + \lambda \sin^2 \theta / 2) \quad (2-25)$$

活塞运动速度 v_c 与曲柄转角 θ 的关系为：

$$v_c = dx / dt = (dx / d\theta) \cdot (d\theta / dt) \quad (2-26)$$

将 (2-25) 式代入 (2-26) 得：

$$v_c = r(\sin \theta + \lambda \sin 2\theta / 2)(d\theta / dt) \quad (2-27)$$

假设压缩机在工作过程中曲柄是匀转速运动，令 $d\theta / dt = A$ ，则可得：

$$v_c = rA(\sin \theta + \lambda \sin 2\theta / 2) \quad (2-28)$$

同时气缸工作容积 V 与曲柄转角 θ 的关系如下：

$$V = V_c + F_p x \quad (2-29)$$

式中 V_c —— 气缸余隙容积；

F_p —— 活塞截面积。

将 (2-25) 式代入 (2-29) 式，可得到：

$$V = V_c + F_p r(1 - \cos \theta + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \theta) \quad (2-30)$$

引入前文第二节的余隙系数： $\lambda_v = V_1 / V_g$

则得到气缸工作容积 V 与曲柄转角 θ 的关系为：

$$V = V_g(\lambda_v + \frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{\lambda}{4} \sin^2 \theta) \quad (2-31)$$

2.5.2 排气阀流动微分方程的建立

活塞式制冷压缩机的实际工作循环，由膨胀、吸气、压缩、排气四个过程构成。对每一个过程，压缩机的吸、排气阀片都处于相应的状态。特别地，气阀阀片在吸气过程和排气过程中处于运动状态。研究气阀的运动规律，实际上要研究吸、排气过程中阀片的运动状态与气体的热力状态之间的关系。

气体的流动会受到多种因素的制约，譬如：气体要克服流动阻力和弹簧力；缸内实际气体压力与名义压力并不相等，而是随着活塞的位移发生相应变化；由于存在着热传导，排气过程中气体温度发生变化，气体比热也是相应变化的等等；这些因素都会使吸、排气腔内压力发生改变。对于实际工作的复杂情况，为建立排气过程中气体的流动微分方程，必须做如下的假设简化^{[35][36]}：

1、假定气缸内部与外部间的作用为假想平衡过程，缸内任意点的温度、压力、密度均是一样的。

2、由于活塞式制冷压缩机转速较快，可以假设在吸、排气过程不发生热交换，气体流动是绝热过程。

3、用定比热来代替随温度而变化的比热。

4、当压缩机有一定的缓冲容积时，可假定进排气腔的压力是恒定的^[35]。

当活塞从下止点向上止点推进时，缸内气体被压缩，其压力略高于排气管中名义压力 P_d 时，排气过程开始，直到活塞靠近上止点而结束，气缸内能量减少。排气阀的参数用下角标 d 表示。

若在 dt 时间内，有 dm 千克制冷剂气体流出气缸工作容积，气缸内气体减少的能量为：

$$hdm = -dU - pdV \quad (2-32)$$

式中 dU ——气缸内因流出 dm 千克气体使其总内能减少的值；

pdV ——活塞对气体做的功；

h ——气缸内单位质量的气体焓。

理想气体有以下性质：

焓： $h = C_p T$ ；

内能： $u = C_v T$ ；

状态方程： $pV = mRT$ ；

气体常数： $R = C_p - C_v$ ，

比热比： $k = C_p / C_v$ 。

$$\text{因此可以得到: } dU = d(mu) = C_v dmT = C_v \frac{1}{R} d(pV) = C_v \left(\frac{p}{R} dV + \frac{V}{R} dp \right) \quad (2-33)$$

将式 (2-33) 代入式 (2-32) 中, 得

$$hdm = C_v \left(\frac{p}{R} dV + \frac{V}{R} dp \right) + pdV \quad (2-34)$$

将理想气体的焓、气体常数以及比热比的关系式代入式 (2-34) 可得到:

$$dp + kp \frac{dV}{V} - RkT \frac{dm}{V} = 0 \quad (2-35)$$

又因 $pv = RT$, 则

$$dp + kp \frac{dV}{V} - kpv \frac{dm}{V} = 0 \quad (2-36)$$

而流过阀隙处的气体质量为^[37]

$$dm = \alpha_v a_v \frac{u_t}{v_d} dt \quad (2-37)$$

式中 α_v —— 阀片的流量系数;

a_v —— 气阀阀隙通道的横截面积;

v_d —— 间隙处气体的比容;

u_t —— 瞬时阀隙速度。

在推导簧片阀的流动方程时假定通过气阀的气体流动为一元等熵流动。一元等熵流动的伯努利方程为^[36]:

$$\frac{u^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = C \quad (2-38)$$

式中 ρ —— 气体的密度;

气阀前的气体流通面积相比阀隙处的通流面积大得多, 因此假设气阀前的流速近似等于零, 则

$$\frac{k}{k-1} \times \frac{p_d}{\rho_d} = \frac{k}{k-1} \times \frac{p}{\rho} + \frac{u_t^2}{2} \quad (2-39)$$

因为是绝热流动, 所以有下关系式成立:

$$v/v_d = \rho_d/\rho = (p_d/p)^{\frac{1}{k}}$$

将式 2-39 代入式 2-38, 整理可得到:

$$u_t = \sqrt{\frac{2kRT}{k-1}} \sqrt{1 - (p_d/p)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2-40)$$

将式 2-40 代入式 2-37, 得

$$dm = \alpha_v a_v \frac{\sqrt{\frac{2kRT}{k-1}} \sqrt{1 - (p_d/p)^{\frac{k-1}{k}}}}{v} dt \quad (2-41)$$

将式 2-41 代入式 2-36, 得:

$$dp + kp \frac{dV}{V} + kp \frac{v}{v_d} \times \frac{\alpha_v a_v dt}{V} \sqrt{\frac{2kRT}{k-1}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_d}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}}} = 0 \quad (2-42)$$

按绝热过程有以下关系式^{[36][37]}:

$$\begin{aligned} v/v_d &= (p_d/p)^{\frac{1}{k}}; \\ T/T_d &= (p_d/p)^{\frac{k-1}{k}}; \\ \sqrt{T} &= \sqrt{T_d} \sqrt{(p/p_d)^{\frac{k-1}{k}}}; \end{aligned}$$

则可得式 2-43:

$$dp + kp \frac{dV}{V} + kp (p_d/p)^{\frac{1}{k}} \times \frac{\alpha_v a_v dt}{V} \sqrt{\frac{2kRT_d}{k-1}} \sqrt{(p/p_d)^{\frac{k-1}{k}} - 1} = 0 \quad (2-43)$$

若令 $p/p_d = \psi$, 则

$$d\psi + k\psi \frac{dV}{V} + \frac{\alpha_v a_v dt}{V} \times k \sqrt{\psi^{\frac{k-1}{k}} - 1} \sqrt{\frac{2kRT_d}{k-1}} \psi^{\frac{k-1}{k}} = 0 \quad (2-44)$$

上式 2-43 或 2-44 即为排气阀的流动微分方程。

2.5.3 排气阀的运动微分方程

在压缩机吸、排气过程中, 气阀阀片的开启和关闭不是瞬时的; 气阀阀片的位移随曲柄转角 θ 而变化。阀片的位移取决于气缸中和吸排气阀腔中的气体压力, 气阀弹性元件的刚性, 气阀运动元件的质量, 以及曲轴旋转速度、气阀的结构等^[32]。下图 2-11 为阀片受力简图:

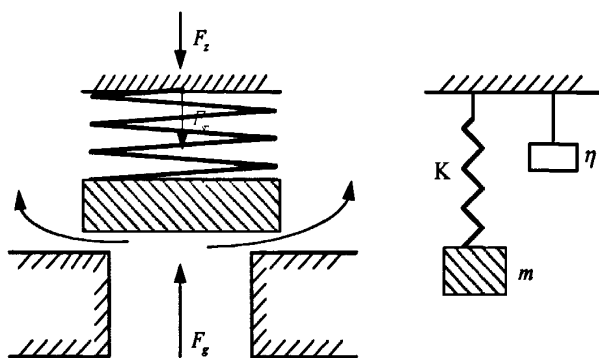


图 2-11 阀片运动受力图

如图 2-11 所示, 阀片运动时受到阀片自身重力和弹簧力、气体压力、气体阻尼力、阀片与阀座或升程限制器的油粘着力等等。当这些力不是均匀地作用在阀片上时, 例如阀片受到偏吹, 气体力不均匀, 将使得阀片运动成为多自由度的运动, 因此实际的运动是复杂的。

如果认为阀片的运动只作单自由度的平动，那么用来确定阀片位移 h 与时间 t 的函数关系的阀片运动微分方程有以下公式：

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} = F_g - F_{sp} + G - F_z - F_n \quad (2-45)$$

式中 m ——阀片的当量质量；

F_g ——气体压力；

F_{sp} ——阀片自身的弹簧力；

G ——阀片自身的重力；

β ——阀片重力方向与运动方向之间的夹角；

F_z ——气体阻尼力；

F_n ——油粘着力。

气体压力作用在阀片的开启方向上，其大小为 $F_g = \delta a_p \Delta p_v$ ；

式中 δ ——推力系数，其值域气阀结构、相对尺寸、阀片位移有关；

a_p ——阀座出口的面积；

Δp_v ——气阀两侧的气压差。

则对于排气阀，有以下式

$$F_{gd} = \delta a_p (p - p_d) = \delta a_p p_d (p / p_d - 1) = \delta a_p p_d (\psi - 1) \quad (2-46)$$

而弹簧力 F_{sp} 通常可写成：

$$F_{sp} = Kh \quad (2-47)$$

式中 K ——柔性阀片的刚性系数；

h ——阀片相应的位移。

对冰箱用的簧片阀，阀片的重力、油粘着力、气体阻尼力相对于弹簧力和气体压力均较小，并且油粘着力只有在阀片脱离阀座和落回限制器之前存在，一旦阀片开始运动它就不再存在。因此，为了简化问题，阀片的气体阻尼力、重力、油粘着力均可以忽略不计。

所谓阀片的当量质量，是将气阀的运动系统视为单质点自由度后，将具有分布质量的运动系统折算到一点，使它与原来具有分布质量的运动系统折算到一点，使它与原来具有分布质量系统的振动动能、固有频率（或周期）均相等。该折算质量即称为阀片的当量质量。

本文的研究对象——制冷冰箱压缩机的阀片，为一端自由、一端固定的形状简单的舌簧阀片，可以将阀片的运动质量均折算到迎风面形心，根据国内的有关资料：

$$m = \frac{33}{140} m_s + m_z$$

式中 m_s ——弹性部分的质量；

m_z ——从阀孔中心位置至自由端处的质量。

将式 2-46 和式 2-47 代入式 2-45，即得忽略启闭元件质量重力、气体阻尼力、油粘着力单质点单自由度振动系统的阀片运动微分方程：

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} = \delta a_p p_d (\psi - 1) - K(h + H_0) \quad (2-48)$$

上式 2-48 即为制冷压缩机的排气阀运动微分方程。

2.5.4 吸、排气舌簧阀工作过程微分方程组

无论是流动微分方程，或是运动微分方程，相对于时间 t 均有两个未知数 ψ （或 φ ，其中吸气过程 $\varphi = p/p_s$ ，排气 $\psi = p/p_d$ ）和 h ，因此，只有将两组方程联立才能求解。气阀运动规律数学模型即由这两个方程联立而得。

因为阀片运动微分方程是二阶微分方程，而流动微分方程是一阶微分方程，为了利用一阶微分方程解这个方程式，需要把运动方程式转换成两个一阶的方程式。

在流动微分方程式中，气缸工作容积 V 通常用曲柄转角 θ 表示成相应的函数，因此联立的方程组也应写成以 θ 为自变量的函数形式。那么当压缩机曲柄的角速度为 ω 时，曲柄转角 $\theta = \omega t$ 。对于吸气阀的数学模型有如下形式^[38]：

$$\left. \begin{aligned} \frac{dh}{d\theta} &= y \\ \frac{dy}{d\theta} &= \frac{1}{m\omega^2} [\beta p_s (1 - \varphi) a_p - K(H_0 + h)] \\ \frac{d\varphi}{d\theta} &= -\frac{k}{\omega V} \left[\omega \varphi \frac{dV}{d\theta} - \sqrt{\frac{2kRT_s}{k-1}} N \alpha_v a_v \frac{h}{H} \varphi^{\frac{1}{k} \sqrt{1 - \frac{k-1}{k}}} \right] \end{aligned} \right\} \quad (2-49)$$

排气阀的数学模型有如下表达形式：

$$\left. \begin{aligned} \frac{dh}{d\theta} &= y \\ \frac{dy}{d\theta} &= \frac{1}{m\omega^2} [\beta p_d (\psi - 1) A_p - K(H_0 + h)] \\ \frac{d\psi}{d\theta} &= -\frac{k}{\omega V} \left[\omega \psi \frac{dV}{d\theta} + \sqrt{\frac{2kRT_d}{k-1}} N \alpha_v A_v \frac{h}{H} \psi^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\psi^{\frac{k-1}{k}-1}} \right] \end{aligned} \right\} \quad (2-50)$$

式中 H: 阀片最大升程;

φ : 进气阀前后气体压力比;

ψ : 排气阀前后气体压力比; 其余符号同上。

气缸工作容积 V 及其对 θ 的导数 $dV/d\theta$ 均由压缩机运动学的关系给出。

2.6 本章小结

本章论述了制冷压缩机理论和实际工作循环的比较, 重点阐述了吸排气工程中压力脉动产生的机理, 介绍了簧片阀的结构与特点, 特别分析了排气阀片的流量、运动和工作过程的微分方程, 更加深刻地说明了压缩机工作过程中阀片的运动状态。

第3章 测试系统研究及其实现

3.1 引言

第二章介绍了活塞式制冷压缩机实际工作过程,提出了制冷压缩机由于气阀原因引起的吸、排气压力脉动现象,本章研究设计制冷压缩机气缸内 PV 图测试系统方案,用以测量、分析制冷压缩机气缸内部和排气阀室压力脉动程度。

3.2 制冷压缩机 PV 图测试系统的总体设计

3.2.1 PV 图测试系统的实验装置

本文实验用压缩机为嘉兴加西贝拉压缩机有限公司提供的 ZBS1114CY 型小型制冷压缩机(见下图 3-1),该压缩机各性能参数如下:气缸容积 9.6cm^3 、气缸直径 26.5mm 、活塞行程 8.75mm ,余隙 0.09mm ,输入功率 100W ,工作电流 0.48A ,制冷量 168W ,COP 值 1.68 。



图 3-1 实验用小型制冷压缩机

实验之前,该压缩机需要经过一些改装:旋转编码器和连杆之间用一个特制的零件(支架)连接,用以固定编码器;气缸盖上有连接压力传感器的专用孔,分别连接微型压力传感器,从而测量气缸压缩腔内、吸气阀室的压力、排气阀室的压力(从左到右依

次顺序)。改装详图具体见下图 3-2 和 3-3 所示:

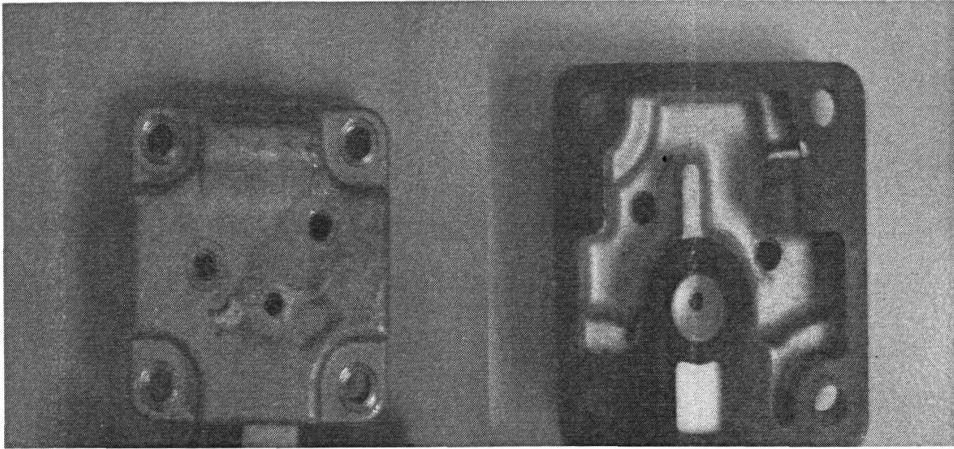


图 3-2 气缸盖上的专用孔

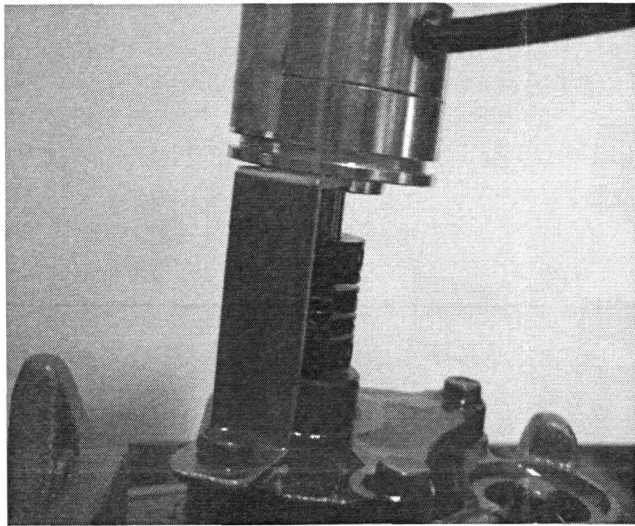


图 3-3 编码器和连杆间的支架

3.2.2 测试系统的硬件组成

本文介绍的测试系统, 目的在于采集小型冰箱全封闭制冷压缩机气缸内部压力信号和活塞位移信号, 通过数据处理、软件编程, 实现压缩机缸内 PV 指示图绘制。考虑到系统的实际需要, 选择研华 610H 工控机为上位机, 在 Delphi 开发环境下完成程序编写调试。

由于被测对象——小型活塞式制冷压缩机, 其转速一般在 1500~4000r/min 之间, 压力信号频率为 50~130Hz; 另外, 气缸内的压力随着活塞的高速往复式运动而发生周

周期性变化,在吸、排气阀片的开闭以及吸、排过程中都会发生压力波动现象;气缸内部压力脉动为高频信号,频率变化十分快。因此,为了准确地获取压力值和活塞位移值,正确选择压力传感器、位置传感器及高精度数据采集工具显得尤为重要。本系统选取了研华 PCI-1715U 高速数据采集板卡,该板卡采样速率可达 500KS/s。相应地,系统选用频率响应达 10K 的微型压力传感器测量气缸内部、吸气阀室、排气阀室三处的压力值,同时选用高精度绝对值旋转编码器测量曲轴转过的角度,进而转换、计算压缩机活塞位移。

本系统采用研华 PCI-1715U 高速数据采集板卡,确保系统能高速采集、处理数据,进而精确绘制 PV 图。该压缩机 PV 图测试系统以 PCI-1715U 为硬件平台,通过 PCI 总线与工控机相连,利用研华工控机的内存作为采样数据的缓冲存储器,借助研华 32 位 DLL 驱动程序提供的接口,采用 Borland Delphi 7.0 语言编程,实现对板卡的硬件控制,主要完成压力、位移信号高速采集、传输及存储。该系统结构框图如下图 3-4:

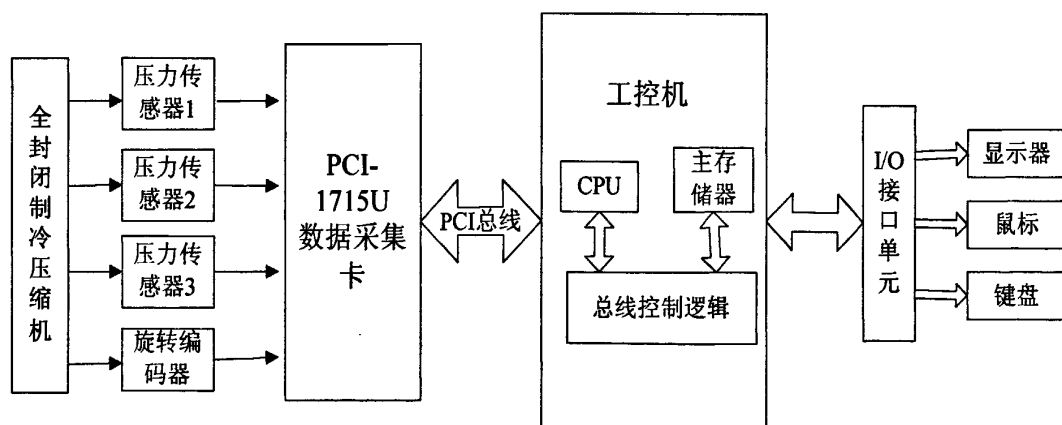


图 3-4 制冷压缩机 PV 图测试系统结构框图

3.3 数据采集系统的硬件实现

3.3.1 数据采集卡的选取

高速数据采集卡是制冷压缩机气缸内部压力采集硬件系统中的关键部件。它决定了采集系统的最高采样频率、A/D 转换精度以及采样通道数等。根据实验系统的要求,本系统选用了研华 PCI-1715U 高速数据采集板卡,来完成各通道信号的采集任务。

PCI-1715U 是一款带有 2500VDC 隔离保护的 12 位分辨率高速模拟量输入卡,适用于各种测试领域。标准的 PCI 总线接口,使得该卡可以直接插在 PC 机的 PCI 总线插槽

中，可同时用于工控机和一般通用计算机，板卡见下图 3-5。其具体特征如下^[39]：

(1) 32 路单端或 16 路差分模拟量输入，或者采用差分 and 单端输入方式的不同组合完成多通道数据采集；

(2) 各通道的输入增益可独立设置，输入范围包括 0~10V，0~5V 等。用户可以通过软件选择最合适被测信号的电压范围，各通道增益可独立编程；

(3) 对于 A/D 转换，PCI-1715U 支持三种触发模式：软件触发、内部定时器触发和外部触发。

(4) 该板卡具备三种模拟量输入采集方式：软件方式、中断传输方式、DMA 传输方式。

(5) 板卡带 1K 的采样 FIFO 缓存，A/D 转换的采样速率可达 500KS/s，支持 32 位 PCI 总线控制 DMA 数据传送方式；

(6) 当用户同时插入多张板卡时，可做硬件组态设定，轻易辨识每张板卡，便于系统扩展。

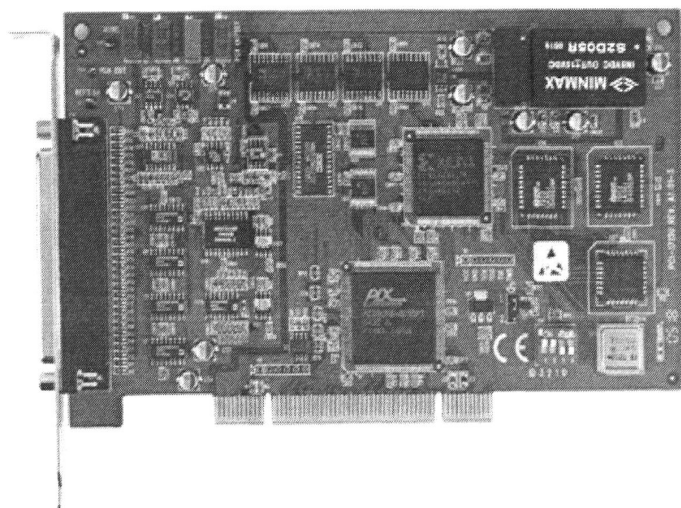


图 3-5 PCI-1715U 高速采集板卡

3.3.2 压力传感器的选取

冰箱用小型制冷压缩机具有一定较高的转速，工作转速范围在 1500~4000r/min 之间，气缸内的气体压力随工作过程不断变化，所以 PV 指示图的测量是一种动态测量。另外，气缸内气体温度也较高，在压缩状态下能达到 120℃ 以上，这就要求所采用的压

力传感器具有良好的动态响应和耐高温的特性。由于冰箱用制冷压缩机气缸内部空间有限，需要采用微型传感器；同时气缸内压力信号属于高频信号，所以选用高分辨率的微型快变式传感器。

经过比较、分析，实验系统最终采用上海雁桦电子科技有限公司生产的“GY403型微型压力传感器”，相较于其它类型的压力传感器，具有响应快（分辨率达 10K）、精度高的特点，且传感、变送一体化的封装，省去了后续的电桥检测及放大等信号调理环节，减少了电、磁干扰的影响。该压力传感器选用压阻硅压力敏感元件，产品具有优良的线性度。图 3-6 即为系统选用的微型压力传感器，具有以下特点：

- (1) 体积小、重量轻，温度范围为 $-55\sim 120^{\circ}\text{C}$ ；
- (2) 适用于小空间螺纹安装；
- (3) 可进行静态压力测量，亦可对动态压力进行测量，响应时间极短。

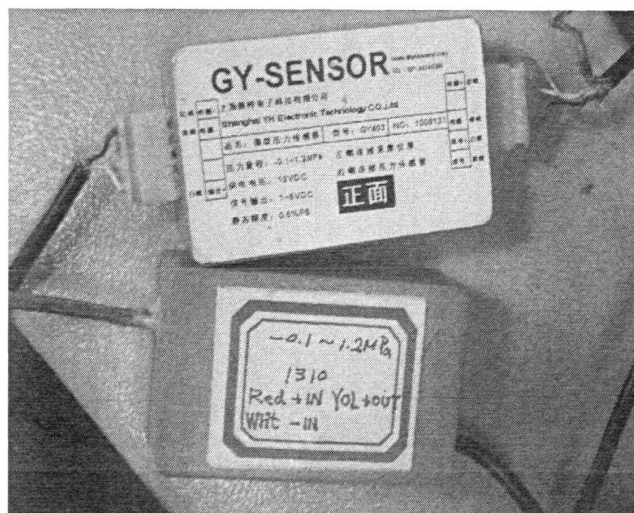


图 3-6 微型螺纹连接压力传感器

由于小型活塞式制冷压缩机体积较小，气缸内部结构十分紧凑，3 个压力传感器的布置、安装以及密封性对整个测试系统信号采集的准确性具有重要的影响作用。本实验系统设计如下方案：直接在气缸盖上打出螺纹连接专用孔，导入 3 个微型压力传感器测量以下位置压力点：吸气阀室处的吸气压力，阀板下面压缩腔的压力和排气阀室内的排气压力；同时在吸气阀、排气阀上打出小孔，用以引出 3 处目标压力值。下图 3-7、3-8 为传感器详细分布位置详图，其中左侧为气缸压缩腔内压力位置、中间为吸气阀室压力位置、右侧为排气阀室压力位置：

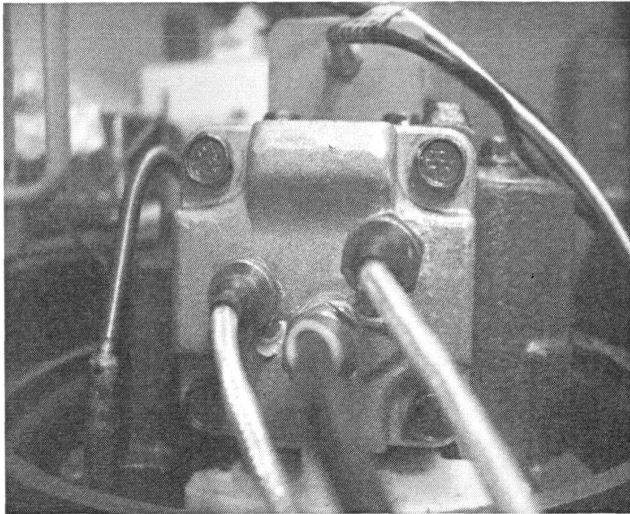


图 3-7 压力传感器布置正面图

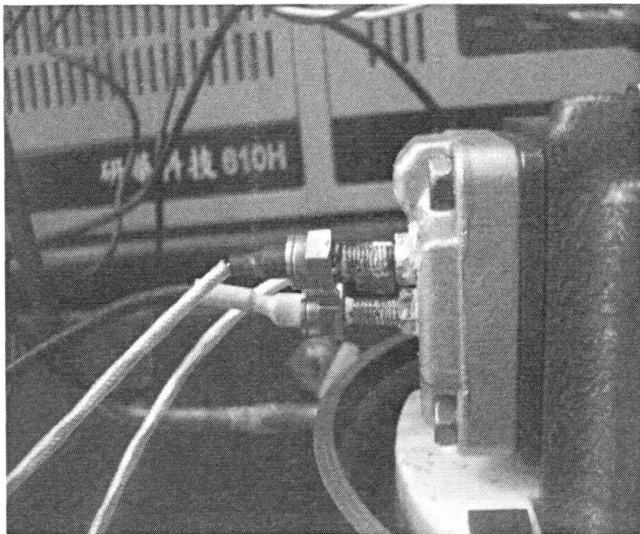


图 3-8 压力传感器布置侧面图

3.3.3 活塞位置传感器的选择

本文测试方案必须确定压缩机气缸活塞的上、下止点位置，并通过止点位置确定曲轴转动一周期内，气缸内部、排气阀室、吸气阀室的压力变化。所以选择合适的位置传感器，从而准确地得到压力周期变化，对本文的测试系统精度具有关键作用。因此，本课题在研究过程中，共提出了三种测量曲轴转角位置的测试方案，分别采用以下3种传感器：

1、选用电感式接近开关

电感式接近开关是利用目标导体在接近能产生电磁场的该接近开关时，使得物体

内部能够产生涡流。并且这个涡流将反作用于接近开关，使开关内部的电路参数改变，由此识别是否有导电体靠近，从而控制开关通断。

本文试验用的接近开关，是乐清前卫电气有限公司提供的 LM05-3001NA 型接近开关，其感应距离为 1mm，首先在连杆上安装一钢片（作为感应体），该钢片的转速和曲轴转速是同步，当钢片经过接近开关时挡住光源时，输出才有一个负跳变，从而产生低电平信号。因此，只需要调整该钢片挡住光源的位置与下止点位置重合，即可根据该信号可判断确定出压缩机每个工作循环的起始点和结束点。因此，如下图 3-9 所示为接近开关安装图，系统是通过千分表调整确定挡住光源的位置和止点位置重合。

然而，通过对接近开关在曲轴高速转动时的精度进行实际试验，发现压缩机达到 3000r/min 以后，接近开关的信号滞后输出，其中且有干扰信号，因此使用接近开关作为活塞止点信号的判别，对本文 PV 测试系统的精度有一定影响，故不采用该方案。如下图 3-10 为接近开关输出信号图。

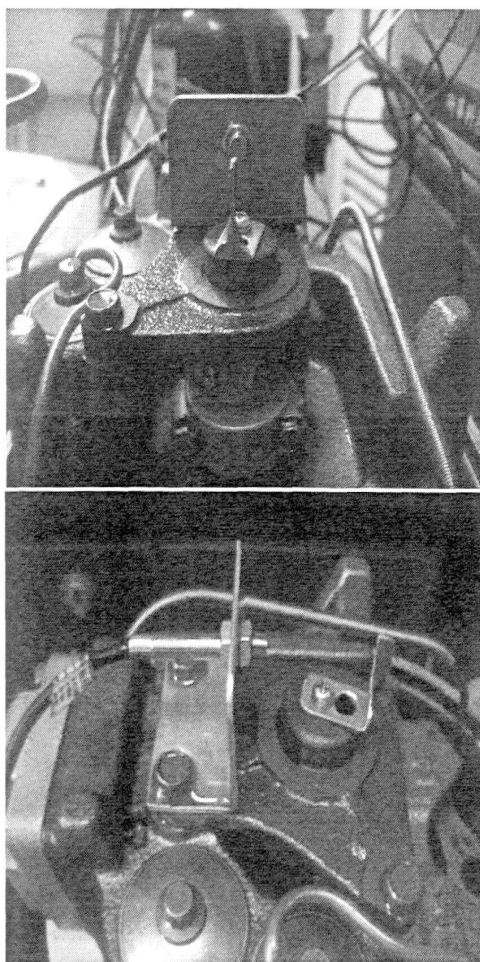


图 3-9 接近开关布置图

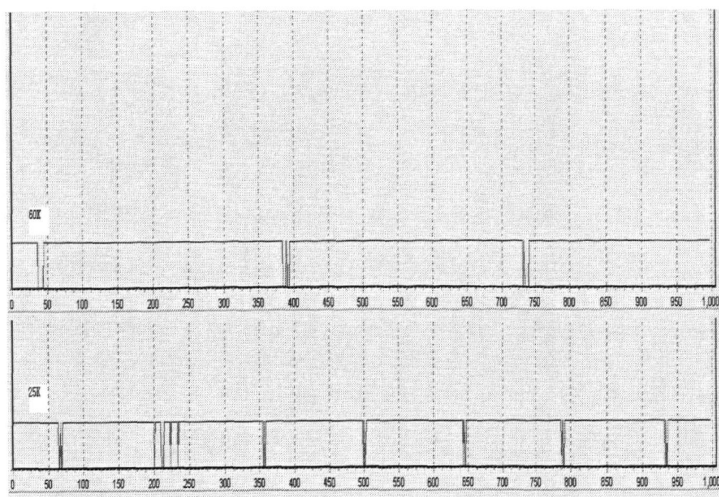


图 3-10 接近开关的试验输出信号

2、增量式旋转编码器

旋转增量值编码器以转动时输出脉冲，通过计数设备来计算其位置，当编码器不动或停电时，依靠计数设备的内部记忆来记住位置。由于压缩机在整个工作过程中主轴转速是不均匀的，不适合等时间间隔采样，因此方案二考虑选用增量式旋转编码器，旋转编码器测量曲轴转过的角度，进而计算压缩机活塞位移。另外，本系统中的 PCI-1715U 板卡支持外部脉冲触发采集方式，为了保证压力信号和位移信号的同步采集，气缸压力信号采集选择 PCI-1715U 支持的外部脉冲触发方式，根据测试精度要求，旋转编码器 A 相每转输出严格等间隔的 2000 个脉冲，可以考虑将编码器与主轴连接在一起，编码器输出的脉冲即可作为气缸压力采样的外部触发信号，从而保证每次循环采集 2000 个压力值，且采集的压力信号与主轴等转角位移同步。以压缩机转速 3600r/min 为例，编码器分辨率为 2000P/R，PCI-1715U 采集 3 个压力传感器的压力值，计算可得采样速率为 360 KS/s，符合该高速数据采集卡的采样速率最大值 500 KS/s。

当选择增量式旋转编码器实现止点鉴别，旋转编码器除了 A、B 两相每转输出定量的脉冲外，其上 Z 相每转在固定角度输出一个零位脉冲，将此角度位置与活塞止点位置所对应的主轴转角重合，同步采集 Z 相电平信号，通过软件分析，就能确定活塞止点所对应的气缸压力采样点^[40]。然而，该方案的难点在于：如何正确找出活塞的止点位置；若采用千分表和手动调节曲轴寻找活塞外止点位置时，Z 相脉冲信号在万用表或示波器等电子仪器中较难观察识别、确定，这影响了整个测试系统的精度。于是，本文提出第三种测试曲轴转角的方法。

3、绝对值旋转编码器

方案三是选用绝对值编码器测量曲轴转角，绝对值编码器的优点在于绝对编码器由机械位置决定的每个位置是唯一的，它无需记忆，无需找参考点，而且不用一直计数。这样，编码器的抗干扰特性、数据的可靠性大大提高了。绝对值编码器内部由于是多码道读数，数值是以 2^0 次方到 2^{n-1} 次方的编码，故它的输出不同于增量式的脉冲输出，可以分为并行输出、串行同步输出、串行异步输出以及变送一体式模拟量输出。绝对值编码器内置智能化嵌入技术和模拟后端电路，将内部的数字化信号计算转换为模拟电路信号（4-20mA）或电压信号（0-5V）。绝对值编码器的输出形式多样，给对应的后续设备选择带来了困难，而且采集的信号还需要再次解码换算，相比较而言，传统的传感器模拟信号输出更加普及使用，使用直接模拟量输出的绝对值编码器，为整个测试系统的搭建带来了方便。

本文将使用北京安格创电子有限公司提供的 Angtron-RE-38 系列智能旋转编码器，该款编码器采用绝对值电压输出方式，主体外径为 38mm，轴径为 6mm，抗震抗冲击，机械高转速。供电定压为 12V，输出电压信号 0-5V，测试角度量程为 0-360°，分辨率为 10 位。由于电压信号输出是自动化领域中应用最为普遍的信号形式，采用 AD 直接采样，对于本系统的开发而言方便快捷，同时降低硬件成本。该绝对值编码器的常规出线形式为：3 线制侧面出线。下图 3-10 为绝对值编码器的局部安装图。



图 3-10 绝对值编码器安装局部图

3.4 系统实现的关键问题

3.4.1 气缸内部取压问题

前文已经述及，目前大型往复式压缩机的气缸内压力 PV 图测试与研究取得了可观的发展及研究成果，原因在与大型压缩机体积稍大，其内部气缸压力、位移信号均比较容易测试取得，后续的数据处理和分析较容易进行。往复式压缩机气阀种类很多，但不论各类气阀结构有何差异，气阀总是和气缸相联通的。因此，在往复式压缩机状态监测中，目前常见方法是在气阀上开孔测取气缸压力。一般有以下两种：气阀螺栓开孔取压法和阀座开孔取压法。

然而，由于冰箱制冷压缩机是全封闭型的活塞式压缩机，其气缸直径不足 30mm，内部体积小、结构紧凑，空间非常有限，气阀开度不足 0.7mm。加之内部的高温、高压、腐蚀及密封性能要求等条件的限制，在气缸内取测压力值十分困难，大大增加了测试系统研制的难度^[7]。如何准确对制冷压缩机气缸压力取压，是本课题实现的难点，亦是关键点。本文提出直接在阀板上开测量孔的方案，由于小型制冷型压缩机的吸气阀和排气阀均属于舌簧阀，其结构简单，可以考虑测压通道可直接开在阀板上。

本章前面已经提出，吸气阀室和排气阀室的压力可通过气缸盖的微型压力传感器专用孔引出得到。不仅气缸盖上需要有微型压力传感器螺纹连接的专用孔，同时，本文提出一种取压方案，直接在排气阀阀板上打个小孔，并在吸气阀阀板上用激光打出一个 0.3mm 的极微小孔，使得压力传感器的感应面直接顶住该微小孔，从而引出气缸内部的压力。该方案取得的气缸压力较为准确，并且对吸、排气过程中的余隙容积影响较小。由于吸气阀片上的孔径很小，肉眼难观察到。具体见下图 3-11、3-12：

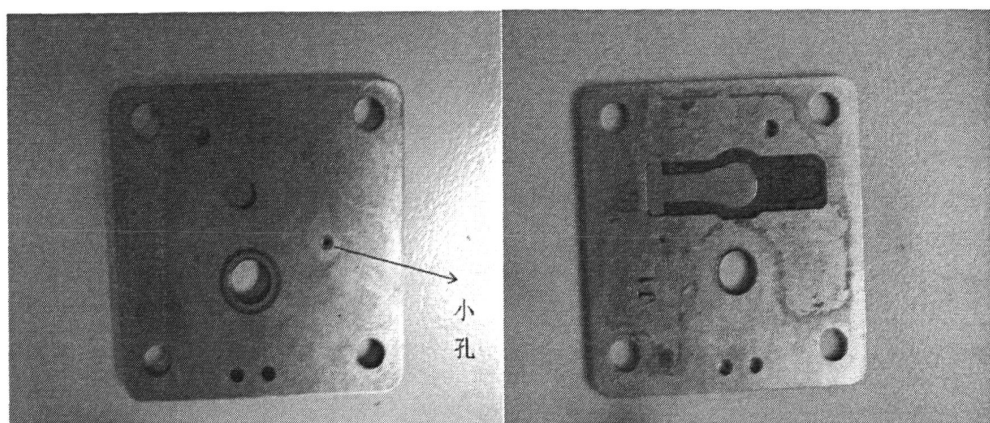


图 3-11 排气阀板上的小孔

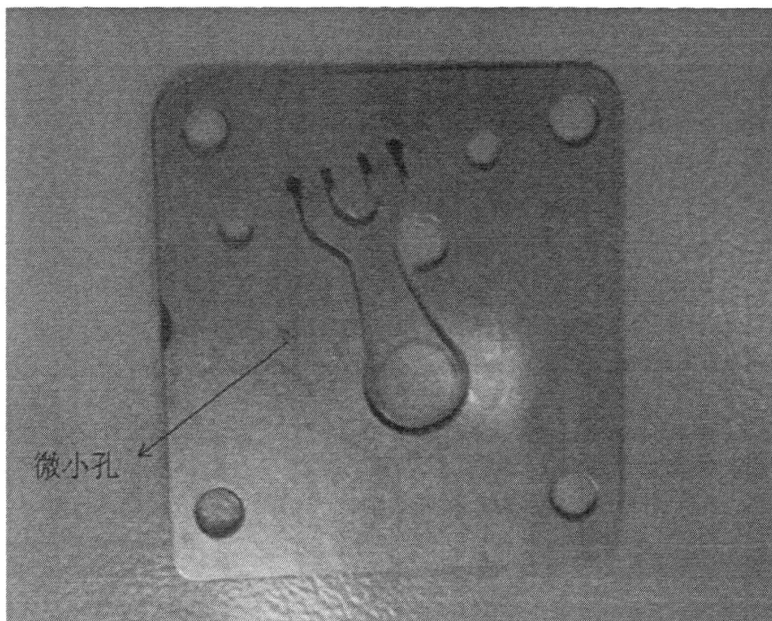


图 3-10 吸气阀板上的微小孔

3.4.2 压力信号与位置信号的同步问题

PV 图是在一个工作循环内，以活塞移动引起的气缸容积信号做横坐标，气缸内的压力信号作纵坐标的关系曲线。由于在整个工作过程中，活塞在封闭的气缸内进行往复运动，因此直接获得活塞移动的位置信号是困难的。一般采用间接方法，即先获得曲轴旋转的角度相位信号，然后根据活塞式压缩机动力学知识转化为活塞行程位移。假设压缩机曲轴任意转角 α 的瞬时，活塞距外止点的位移为 S ，由活塞式压缩机动力学可知：

$$S = r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{L}{r} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \right)^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (3-1)$$

式中 α —— 曲轴的转角；

r —— 曲柄的半径；

L —— 连杆长度。

压缩机在工作过程中主轴转速是不均匀的，因此简单地对气缸压力进行等周期采样并不能得到气缸压力与活塞行程或曲轴转角之间的关系，如何实现压力信号和曲轴转角相位的同步采集是系统实现首先要解决的问题。同时，封闭的气缸内也不便于直接测量行程位移或曲轴转角。

本文选用绝对值编码器后，压力信号和曲轴转角的同步问题得到解决，由于 PCI-1715U 采集卡支持多通道模拟量采集，可以将编码器的电压值与 3 个压力传感器输出的电压信号同时多通道采集，从而实现位移信号和压力信号的同步采集。

3.4.3 活塞止点的鉴别

为了实现本文 PV 图测试系统，必须首先确定活塞在一个工作循环中的起点和终点位置，从而分析这个工作循环内各处压力值的变化。但在压缩机工作过程中，活塞可能在气缸的任何一个位置开始或结束工作，所以没有任何关于压缩机实际工作循环开始或停止的外部特征信息。系统能对压力信号循环采样，在采样的大批数据中包含了多个工作循环内的压力信号。因此，如何从采集得到的数据中确定一个完整压缩机实际工作循环的起点和终点，即鉴别活塞止点问题，是系统非常关键的一项工作。止点位置标定的精度直接影响着 PV 图的最终形成^[41]。目前 PV 测试系统中常用以下有两种方法进行活塞止点鉴别^[40]：

- 1、止点信号可以由光电传感器传送，止点传感器在大部分时间是没有输出的，只有当活塞运动到止点位置挡住光源时，输出才有一个负跳变，从而产生止点信号。根据该信号可判断出每个工作循环的起始点和结束点。

- 2、将增量式旋转编码器所发出的脉冲信号作为压力采样触发信号源及活塞止点鉴别的依据，即压力信号采集是使用外部触发的。

本系统选用的绝对值编码器在设定的每一个固定位置，能输出对应的模拟电压值，同时，此款编码器也具有自置零位的功能，能方便得判断活塞止点。具体操作方法如下：首先通过手动调节曲轴，使用千分表将活塞调到外止点位置，此时将编码器侧方出线的蓝色设零线接地 3 秒，这个位置即能作为传感器的零位标记，方便又准确。

3.4.4 采集信号处理问题

在测试系统设计中，系统防干扰措施是必不可少的。微型传感器的频响较快，因此受外界信号影响更为明显，外部干扰产生的尖峰信号很容易导致信号采样混乱。采用正确的信号处理方法，保证测试结果的精度是本系统的重要任务之一。由于本系统的被测对象属于高频信号，若使用硬件滤波方法，容易将被测信号自身的高频信号去除；同时，本系统瞬间得到大量采集数据，不适合用传统的软件滤波方法。本文将在最后章提出，将采集得到的多通道模拟量，导入 MATLAB 进行小波分析处理，取得了理想的滤波和

去噪处理效果，为下一步的实验结果分析做好准备。

3.5 本章小结

本章论述了活塞式制冷压缩机 PV 测试系统的机理，介绍了实验装置、测试仪器和其他硬件实现，包括微型压力传感器、位置传感器、高速采集卡的选取及应用。同时，本章也重点介绍了本系统的关键技术问题及其实现，具有一定的创新意义。

第4章 PV图测试系统的软件设计

4.1 引言

针对第三章提出的制冷压缩机 PV 图测试系统方案,本章阐述了能够高速采集、处理气缸压力和曲轴转角位置信号的测试系统软件部分,重点介绍了高速 DMA 采集方式的实现和数据库的应用。

4.2 测试系统的软件设计要求

4.2.1 系统软件设计总体要求

本测试系统的软件部分应能实现高速多通道采集、保存、处理气缸压力信号和曲轴转角信号的功能。系统选用研华 610H 工控机为上位机,PCI-1715U 高速数据采集板卡为采集工具。测试系统软件程序采用 Borland 公司的 Delphi7.0 编制,集采样、调入数据、数据存盘、浏览数据、计算、绘图等功能于一体。采用人机对话方式,有较高的容错能力。软件总体流程图如下图 4-1:

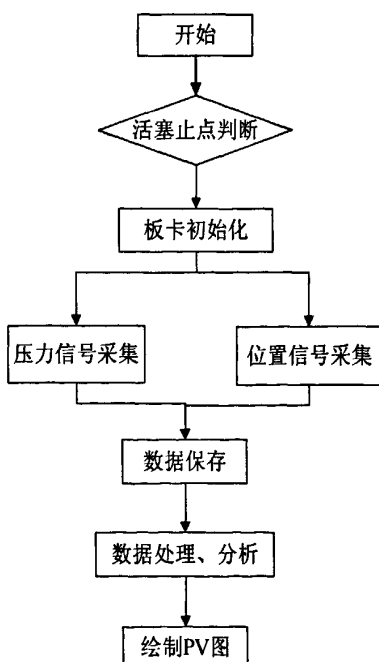


图 4-1 软件总体流程图

4.2.2 软件开发工具

Delphi 7.0 是基于 Object Pascal 语言的面向对象的开发工具,既可以开发本地类型的软件,又能开发服务器类型的程序,使用其集成开发环境可以快速地建立应用程序,并且 Delphi 7.0 在开发数据库应用程序方面具有独特的优势。Delphi 7.0 编译时不需要链接运行时的解释器 DLL,同时编译器产生的运行文件 EXE 是独立的,充分发挥 Windows 2000/XP/2003 的强大功能,并可做到可视窗体的继承;其使用 Borland 公司提供的数据库引擎(BDE)功能,因此可以使用 PC 机中的本地数据库以及包括大型远程数据库等多种数据库,同时它采用 3 层数据管理模式。基于上述优点,Delphi 在应用程序开发领域特别是对数据存储要求较高的领域得到了广泛的应用^[42]。

4.3 数据采集的软件实现过程

数据采集与控制系统的的基本任务是测量物理信号,但是实际工程应用系统中,若使计算机系统能够测量物理信号,必须要使用传感器将被测对象产生的物理信号经过传感、变送转换成模拟信号(0-5V 电压或 4-20mA 电流信号)。若被测信号不能直接连接到数据采集卡,系统必须使用辅助电路对信号进行调理。因此,数据采集与控制系统是在硬件采集板卡/远程采集模块的基础上借助软件程序来控制整个系统的工作——包括原始数据采集、数据分析、结果展示等。本系统数据采集的对象为 3 个压力信号和 1 个位置信号,且这 4 个信号均为 0-5V 电压输出,本文前章已介绍 PCI-1715U 板卡为模拟量输入卡,因此这些信号可以直接连接到数据采集工具。

4.3.1 PCI-1715U 采集卡的使用介绍

首先将 PCI-1715U 板卡插入工控机 PCI 插槽,安装板卡驱动程序,才能进行下一步的软件系统设计。具体见下图 4-2、图 4-3 所示。

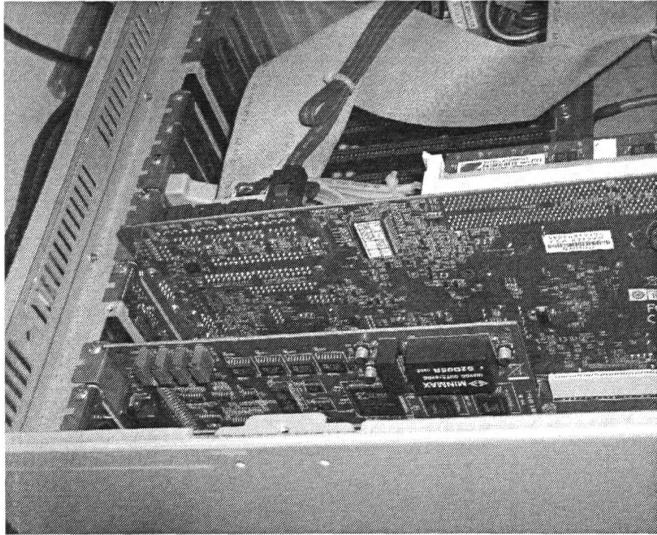


图 4-2 板卡插入工控机 PCI 插槽



图 4-3 安装板卡驱动程序

然后重启计算机，开始在 Delphi 7.0 平台上进行上位机数据采集软件的开发。对研华 PCI-1715U 数据采集板卡进行软件编程使用的方式主要有以下 3 种：软件触发方式，中断传输方式，DMA 传输方式。

(1) 软件方式

软件方式是通过软件命令来触发数据转换，研华的设备驱动为单通道和多通道的数据采集分别提供了不同的函数，用户可以使用软件定时器分别周期性地调用这些函数，按需要进行数据采集。实际上就是采用系统提供的时钟在秒级的精确等级上，通过对寄存器的查询来实现数据采集，由于其采集速度比较慢，因此多用于低速数据采集场合。

(2) 中断传输方式

中断传输方式要比软件方式采样速度高很多，模拟量输入中断传输方式有两种：一种方式是每一次转换产生一个中断；另一种方式是使用中断传输方式，用户编写中断服务程序(ISR)，从而把板卡上的数据传输到预定义过的内存变量中，每次 A/D 转换停止后，EOC 信号都会产生一个硬件中断，然后通过中断服务程序(ISR)来完成数据的传输。需要注意的是，使用中断传输方式进行数据采集时，用户必须确定好中断级别。

(3) DMA 数据传输方式

DMA 方式(Direct Memory Access)是三种方法中数据传输最快的方式，是指数据在没有 CPU 介入的情况下直接在设备和内存间传输，设备驱动会探测数据转换状态并发送合适的事件通知用户。尽管应用比较复杂，但由于不需要 CPU 的参与，DMA(Direct Memory Access)方式尤其适用于大量数据的高速采集。和中断方式一样，使用 DMA 方式传输数据之前必须指定 DMA 等级，再对板卡上的 DMA 控制寄存器进行操作。DMA 方式不经过 CPU 而是直接将板卡上的数据传到计算机内存中，一般普通板卡会提供单 DMA(Single Channel)或者双 DMA(Dual Channel)方式，其中后者允许用户可以同时进行数据采集和数据传输。双 DMA 方式分别使用了两个数据缓冲区和 DMA 通道，板卡先通过 DMA 通道拷贝到两个缓冲区。用户的应用程序可以从首个缓冲区开始传输数据，当第二个缓冲区存满后，硬件会自动切换到首个缓冲区。然后不断反复循环，应用程序又可以从第二个缓冲区开始传输数据^[43]。

经过分析比较，考虑到系统采集时间的高速和实时性要求，本系统采用高速 DMA 方式进行数据采集。

4.3.2 关于 FIFO 的使用

在 Windows 这样的多任务操作系统下，为了防止计算机在高速数据采集时将数据丢失。通常板卡完成 A/D 转换后，首先将数据写到数据输出寄存器，然后使用 DMA 传输方式或中断服务功能将数据传输到内存/CPU。若采集板卡没有 FIFO 功能，每次 A/D 转换完成之后，在数据寄存器中的值会被改写保存，若前一次 A/D 的数据在新数据到来

之前位被传输到 CPU，那就丢失该数据。如果使用 FIFO 功能，则新数据是被添加到 FIFO 缓冲区的后续第二个位置，却不会覆盖原来的数据，而且之后得到的数据会依次放到缓冲区中。若需要从 FIFO 缓冲区中搬移数据，只需要从数据寄存器种读取目标数据即可，这样数据取出后，FIFO 中下一个位置的数据会取代数据寄存器中的值，因此用户可以在任何时候传输来自 FIFO 缓冲区中的数据，当传输原来数据时，硬件会将最新的数据保存在 FIFO 中来防止数据丢失。同时，也可以选择在 FIFO 半满或全满时完成一次性的传输数据。这样便减少了 CPU 的时间，因此 FIFO 非常适用于大量数据的高速传输。

在驱动程序进行 A/D 或 D/A 转换时，最多可使用三种缓冲区：计算机内存中的内部缓冲区、采集板上的 FIFO 缓冲区和用户缓冲区。使用 FIFO 缓冲区可以达到更高的采集频率。用户缓冲区和内部缓冲区是程序动态分配的两块内存区域，用于驱动程序的数据采集。两个缓冲区别在于：用户缓冲区中存放的是用户需要的电压值，内部缓冲区中存放的是原始数据。

4.3.3 动态链接库技术

动态链接库(Dynamic Link Library)，简称 DLL，它是一种基于 Windows 的程序模块，在建立应用程序可执行文件时，不需要将其链接到程序中，只需在运行时装载它，这时该程序模块才被映射到进程地址空间中。并且在 Windows 执行多个程序时时，它只保留一个内存副本来提供函数的接口，大大提高了计算机内存的使用率。因此，在 DLL 技术中，是使用内存映射文件实现计算机内存共享。在某一个进程调用创建内存映像文件时，创建对象；在其他多个进程使用同一个内存映射文件名来创建时，系统会自动返回该对象的句柄，实现多个进程的内存共享。另外，动态链接库还提供一套实时数据库接口，来实现实时数据库之间的高速数据传递以及用户对实时数据库的查询、管理和读写功能。这样，用户就可以通过这些 API 函数接口最终实现直接操作实时数据库，而无需经过其它中间手段来操作实时数据，有效提高了数据处理、分析的速度^[44]。

动态连接库(DLL)实质上是一种函数库，应用程序可以在运行时链接并使用它。研华为诸如 VC，VB，DELPHI，Borland C++，C++ Builder 等高级语言提供了 32 位 DLL 驱动程序，通过该驱动程序，用户可以方便地对硬件进行编程控制。该 DLL 驱动程序涵盖了研华的每款数据采集卡以及 ADAM-4000、ADAM-5000 和 MIC-2000 系列模块，应用非常广泛，是进行数据采集编程的重要基础。32 位 DLL 驱动程序主要包括 10 类

函数和其相应的数据结构，并且在 Adsapi 32.lib 中实现这些函数和数据结构。10 类函数包括：设备函数、数字输入/输出函数组、模拟输入函数组、计数器函数组、模拟输出函数组、端口函数组、事件函数组、通信函数组、报警函数组和温度测量函数组^[45]。

4.3.4 数据采集的编程实现

研华公司为其多种板卡开发了通用的“Advantech DLL Driver”驱动软件，其中的 ADSAPI32.DLL 为用户提供了能对硬件设备直接 I/O 操作的封装函数，便于用户快速开发程序。PCI-1715U 采集卡在 Windows 下采用 32 位动态链接库驱动程序，可以在 VC、VB 和 Delphi 等环境下实现对采集卡的底层操作，开发出界面友好的控制系统^{[46][47]}。

本系统采用 Delphi 语言编程^[48]，编程人员可以直接调用研华 ADSAPI32.DLL 为 Delphi 用户提供的 Driver.pas 单元文件，该文件中声明了有关常量、变量、DLL 函数及相应的结构，只需要将 Driver.pas 单元文件导入相应的位置以及设置正确的路径，就可省去自己声明 DLL 函数的麻烦。下面简要介绍与本采集系统相关的几个关键函数^[39]：

1、DRV_DeviceOpen ()：对研华设备进行操作和设置之前，都必须先调用该函数。因为这个函数加载了一个设备驱动程序到内存，并确定研华设备类型，完成对应设备的初始化，使设备做好 I/O 传输的准备工作。

2、DRV_DeviceGetFeatures ()：从确定并打开的设备中获取相关的设备信息，指明设备特征的存储空间大小和存储地址等。

3、DRV_FAIDmaExStart ()：通过指定 AI 起始通道和采样通道数，及存储数据的内部缓冲区，来启动总线控制下的 DMA 方式数据采集，并将 A/D 转换数据从 FIFO 转移到采样缓存区中。

4、DRV_FAITransfer ()：把当前采样缓存区中的数据传输到用户缓存区。

5、DRV_FAICheck ()：该函数通常用于 FAI 启动时来查询当前采样缓存区的半满状态，以便及时调用 DRV_FAITransfer () 函数把数据传输到用户缓存区中。

在 PCI-1715U 启动 A/D 转换进行高速数据采集前，首先需要获取用户对板卡的初始化设置信息（流程图如下图 4-4 所示），并将设置信息保存到设置缓存区相应的位置。

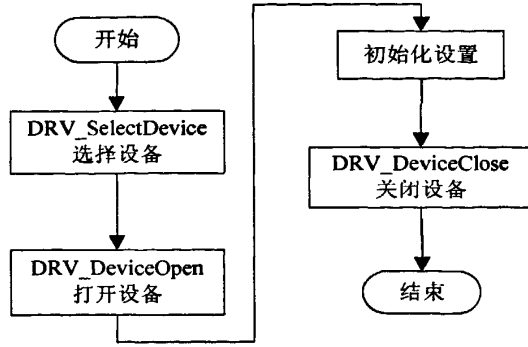


图 4-4 PCI-1715U 初始化流程图

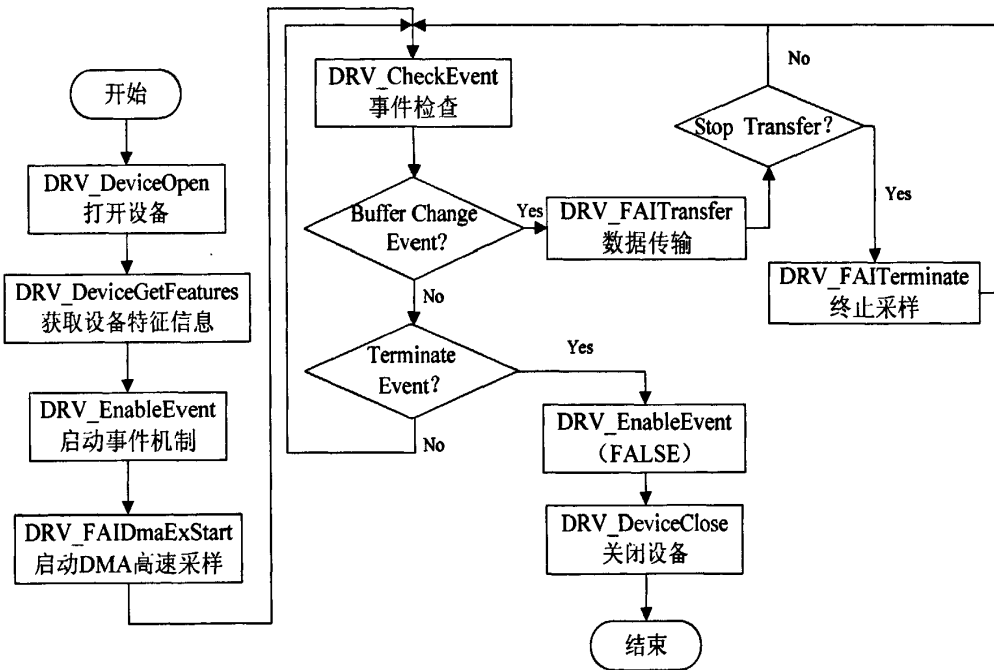


图 4-5 DMA 高速数据采集流程图

设备初始化设置完成后，启动 A/D 进行高速数据转换，以 DMA 方式将转换数据实时地传送到内部缓存区。PCI-1715U 进行高速数据采集的程序流程图如图 4-5 所示。在调用函数 DRV_FAIDmaExStart () 启动 DMA 高速采样之前，推荐事先调用函数 DRV_EnableEvent ()，该函数有使能事件通知功能。接下来则可以调用函数 DRV_CheckEvent () 来等待使能事件的通知，当接收到事件通知后，设备开始对数据进行处理。另外，DRV_FAITerminate () 函数可以用来随时终止数据采样操作。

当函数 DRV_FAIDmaExStart () 执行以后，A/D 启动开始进行高速数据转换，转换的数据首先利用 PCI-1715U 卡上的板载 1K FIFO 作为缓冲。一旦开始数据采集操作，

设备必须知道当前的采样状态，以便及时把数据从内部采样缓存传送到用户缓存。调用函数 `DRV_EnableEvent()` 允许驱动向用户程序发预定的事件，即当采样缓存区半满时会产生一个 `ADS_EVT_BUFCHANGE` 事件，此时等待事件发生的通知（设备这时候调用函数 `DRV_CheckEvent()`），若有事件发生用户便可以调用函数 `DRV_FAITransfer()`，及时把数据从内部采样缓存传到用户缓存。在实际应用中，也可以将内存中的数据保存成文件系统并存储到工控机硬盘中。本系统采用 Delphi 7.0 语言编程，初始化后软件界面如下图 4-6:

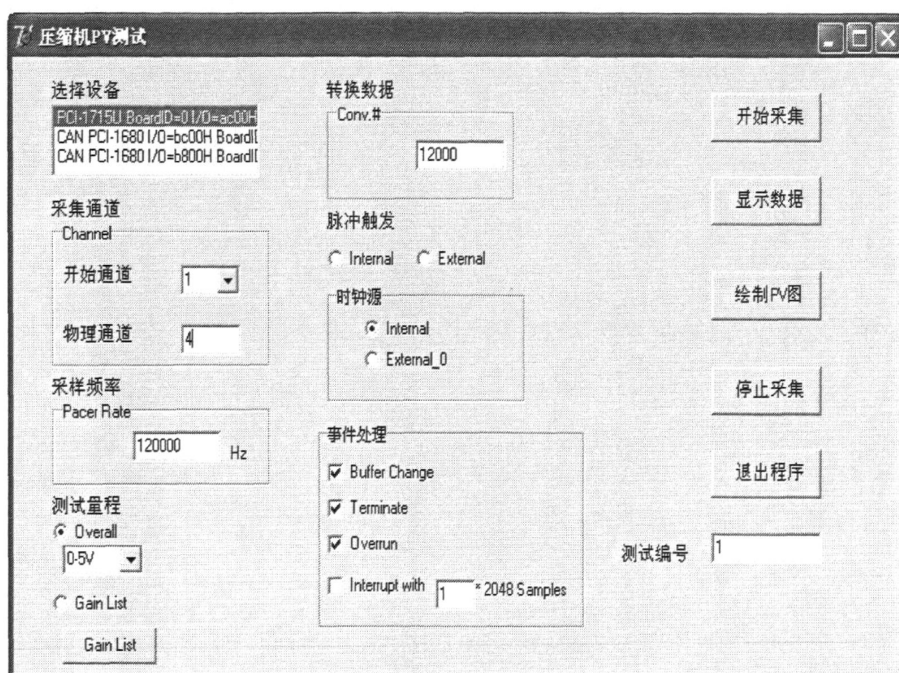


图 4-6 采集程序初始化界面

传感器采集的信号经滤波电路滤波后进入 PCI-1715U 板卡，卡上前端电路对信号进行信号调理，调理后信号进入 A/D 转换器进行高速模数转换。在采集数据信号之前，主程序应先完成数据采集卡的初始化工作。程序首先创建设备对象，获得设备句柄。初始化 A/D 部件时设置采样通道、采样频率、程控增益、A/D 触发方式、数据传输方式等。若初始化过程发生异常，则退出程序。数据采集流程如下^[39]：

(1) 初始化采样数据缓存区

对于 FAI (Fast Analog Input, 高速模拟量输入) 数据采集操作，采样缓存的大小不是由 FIFO 决定的。当设备开始采样操作之前，必须设置采样缓存的大小。如果板卡带有 FIFO 功能，若用户采用中断传输方式，那么 buffer 大小应为 FIFO/2 大小的整数倍

(偶数), 并且推荐为采样通道数的整数倍。若采用 DMA 传输方式, 则 buffer 大小应为偶数。若采用总线主控 DMA (Bus-Master DMA) 传输方式, 研华手册推荐 buffer 大小没有限制, 但应大于 4K 个字节。

(2) 启动数据采集操作

PCI-1715U 板卡是通过函数 DRV_FAIDmaStart 和 DRV_FAIDmaScanStart 来启动 DMA 方式单、多通道数据采集, 同时, 通过调用 DRV_FAIDmaExStart 启动总线主控 DMA (bus-master DMA) 数据采集。对于不同方式的数据采集方法, 需要对硬件进行不同的设置, 因此也要为不同方法创建相对应的数据结构, 并且数据结构指针是作为相应函数的参数, 把硬件设置信息传给驱动程序。

(3) 数据传输

设备一旦开始数据采集操作, 用户需要知道当前的采样状态, 以便及时把数据从采样缓存传到用户缓存, 再做进一步的数据分析与处理。以下两种方法可以实现这个过程: 一是时刻查询数据采集状态 (即反复调用 DRV_FAICheck 函数), 当查询到的状态表明半个采样缓存区已填满或有事件发生时, 用户可以通过调用函数 DRV_FAITransfer 及时把数据从采样缓存传到用户缓存; 二是允许驱动向用户发送预定的事件 (调用 DRV_EnableEvent 函数), 同时等待事件状态 (调用 DRV_CheckEvent 函数), 当收到事件通知后, 调用 DRV_FAICheck 函数来查询硬件当前数据采集状态。高速采样的事件类型见下表 4-1:

表 4-1 高速数据采样的事件类型

事件类型	事件代表含义
ADS_EVT_INTERRUPT	当产生了一定次数的中断后，驱动发送事件。这里的中断次数在调用 DRV_EnableEvent 允许该事件时设定。
ADS_EVT_BUFCHANGE	通常，在高速模拟量数据采集中，驱动会把用户传入的采样缓存分成两半来使用，称为低半缓存和高半缓存。驱动将按次序循环填充这两个缓存。当任何一个缓存填满后，驱动会向用户发出这个事件，然后用户通过调用 DRV_FAICheck 函数来判断哪个缓存被填满，再调用函数 DRV_FAITransfer 取走该缓存的数据。在循环模式的时候，如果当驱动再次填充这个缓存时数据还没有被取走，驱动会发送 ADS_EVT_OVERRUN 事件。
ADS_EVT_TERMINATED	当高速数据采集完成后，或者用户调用函数 DRV_FAITerminate 停止数据采集，驱动会发送此事件。
ADS_EVT_OVERRUN	循环模式时，如果缓存中的数据在 ADS_EVT_BUFCHANGE 发生后没有被及时取走，当驱动再次填充该缓存时触发该事件，这表明没有被取走的数据已被新数据覆盖。
ADS_EVT_TIME_OUT	设定的时间内没有事件发生。

下面继续介绍研华驱动如何使用缓存和数据传输流程，如图 4-7 所示：

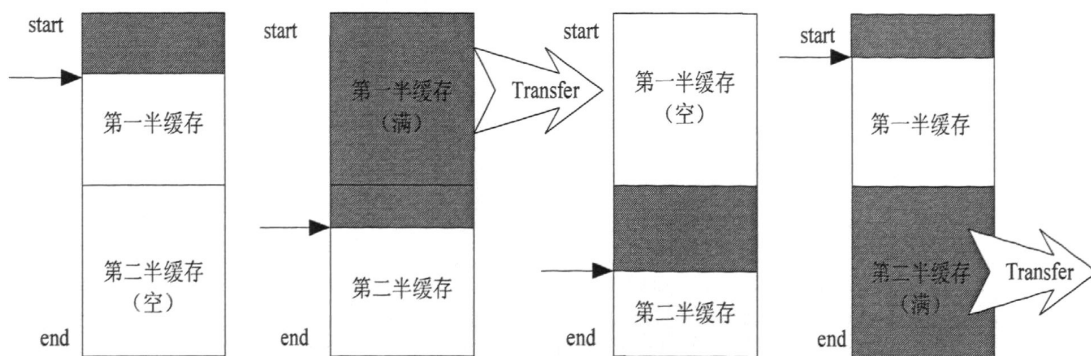


图 4-7 板卡数据采集流程

上图 4-7 显示了循环模式时采样缓存的使用过程：

1、采样缓存被分为相等大小的两部分，分别称为第一半（或称低半）和第二半（或称高半）缓存。当系统采样开始后，驱动先填充第一半缓存。

2、若调用函数 `DRV_EnableEvent` 允许事件触发，则当低半缓存被驱动填满后，会发出 `ADS_EVT_BUFCHANGE` 事件，通知用户这时需及时将数据取走，否则在循环模式情况下，板卡驱动并再次填充该缓存时原来的数据就会被覆盖。

3、当填满低半缓存后，数据采集继续进行，驱动这时开始填充高半缓存。

4、当填满高半缓存以后，若调用了函数 `DRV_EnableEvent` 允许事件触发，此时驱动会发送 `ADS_EVT_BUFCHANGE` 事件。如果采用非循环模式，数据采集结束，驱动停止数据采集。但若采用循环模式，驱动就继续填充低半缓存，这时用户需要及时取走数据，否则当驱动再次填充该缓存时，低半缓存的数据会被覆盖。

（4）停止 FAI 操作

研华驱动通过调用 `DRV_FAITerminate` 函数来停止高速数据采集（FAI）操作。若用户调用 `DRV_EnableEvent` 函数并允许驱动发送 `ADS_EVT_TERMINATED` 事件，那么当用户调用函数 `DRV_FAITerminate` 或采用非循环模式时，当数据采集完成以后，驱动将停止数据采集，释放硬件资源并发出 `ADS_EVT_TERMINATED` 事件，用户可以在事件处理函数中做一些结束工作，比如关闭设备等。在非循环模式情况下，当数据采集完成后，驱动将自动停止数据采集。在循环模式下，除非用户调用了 `DRV_FAITerminate` 函数来终止采集，否则数据采集将一直持续，如果用户没有允许发送 `ADS_EVT_TERMINATED` 事件，用户接收不到该事件。

4.3.5 软件中多线程技术的实现

在 Windows 操作系统中，用各种方法启动的 EXE 文件，一旦运行就叫做进程，即平常的“可执行文件”，即进程是应用程序的运行实例。每个进程是由特有的虚拟地址空间、数据和其他系统资源组成的，这些资源随着进程的产生而产生，也随着每个进程的终止而被取消。线程其实是进程内部的一个可执行路径，是进程的一个执行单元，它也是 CPU 调度的单位。

所谓多线程技术就是 Windows 中，一个进程内可以有多个可独立执行的单元（即线程）。在数据采集系统中采用多线程技术，可以有效地加快程序的反应速度、增加执行的效率。用户可以为数据采集系统建一个线程，在数据采集的同时，可以处理来自键盘、鼠标的信息。Delphi7.0 环境中，通过 `TThread` 类可以方便地编写多线程应用程序；

TThread 类将 windows API 函数中关于多线程方面的函数都封装在一起。本文的高速数据采集系统使用多线程技术则是较为理想的选择^[49]。

4.4 数据保存与查询

系统采集到数据后，必然要将数据暂时保存起来，以便后续的查看、分析。数据库便可以很好地满足这一需求。目前常用的数据库种类非常多，如Access、SQL Server、Oracle、DB2、Sybase、Foxpro等。SQL Server 2000以其巨大的数据容量、方便的数据连接、管理、查询功能得到了广泛的应用，而且还有数据库服务器功能，可以方便地实现数据共享^[50]。

1、数据表设计

在SQL Server企业管理器的控制台的SQL Server组中添加服务器，可以是当地的或网络上的其它服务器，然后新建一个数据库取名为“测试结果”，在此数据库内建立数据表data。本软件对数据库的应用非常简单，只需记录每次测试的数据和简单的查询功能以及保存管理员、用户的信息等。因为本实验只需测试并保存4个通道的数据，故设计数据表内容如下表4-2所示。

表4-2 PV测试系统数据库设计表

字段名称	数据类型	大小	允许空	描述含义
测试编号	int	4位	√	实验编号
序号	int	4位	√	数据采集序号
1通道	float	8位	√	吸气阀压力值
2通道	float	8位	√	压缩腔压力值
3通道	float	8位	√	排气阀压力值
4通道	float	8位	√	编码器输出值

2、数据库连接

Delphi可以通过数据库引擎BDE和ADO组件两种方法实现与SQL Server 2000数据库的连接。在该测试系统软件设计中采用了ADO与数据库连接方式。ADO是Microsoft公司开发的数据访问技术，是基于OLE DB技术上的。OLE DB技术是一种底层的数据访

问技术,能够以统一的方式访问存储在不同信息源中的数据。在ADO中,封装了OLE DB的所有功能,并提供简单的接口供应用程序使用。由于Microsoft对ADO技术的支持,使ADO访问SQL Server 2000数据库十分方便。

Delphi应用程序可以使用ADO组建实现与SQL Server 2000数据库的连接, Delphi中除连接类型外其他的ADO组件都有一个ConnectionString属性,必须首先配置该属性才能连接SQL Server 2000服务器。由于软件中的多个ADO组件的ConnectionString属性相同,因此可以添加一个ADOConnection组件,将它的ConnectionString属性配置连接到SQL Server 2000服务器,然后其他ADO组件的Connection属性配置成该ADOConnection组件,这样多个ADO组件共享了同一个ConnectionString属性,提高了访问SQL Server 2000的效率。

3、数据库记录读写及修改

数据库数据表记录读写与修改可以直接通过打开SQL Server 2000的企业管理器进行操作。另外还可以通过Delphi语句来实现记录的添加、删除、修改等操作,基本步骤可以描述为:连接数据库;数据集组件设置、打开;数据表记录添加、删除或修改;关闭数据集组件。

4、数据库查询

数据查询是最常用的功能,无论是对数据库表的添加、删除、修改等操作还是用户查看所需记录都需要对数据库的查询。SQL Server 2000可以让用户方便的通过结构化查询语句即SQL语句对数据库进行模糊查询和精确查询。常用的数据库查询语句如下:
select 字段名称[, 字段名称...,]from表名称where条件Order By排序表达式;用“select”语句选择需要查询的字段,“from”指定数据的来源,“where”用来设置过滤条件,“Order By”可以按一定的顺序对查询出的数据进行排序。

4.5 本章小结

结合第三章论述的实验方案及装置,本章介绍了相应的软件系统设计。采用研华PCI-1715U板卡,直接调用研华ADSAPI32.DLL为Delphi用户提供的封装函数,运用多线程技术,实现信号的高速DMA方式采集。同时,数据保存在SQL Server 2000数据库,并应用小波分析技术作后续的处理和研究。

第 5 章 实验结果与分析

5.1 引言

根据前三章的理论分析、硬件布置和软件设计内容阐述，本章介绍了开式制冷压缩机 PV 图测试系统得到的实验结果，并对该结果的可靠性进行评价分析。

5.2 实验平台的搭建

本文的第三、四章分别介绍了制冷压缩机 PV 图测试系统的硬件布置，以及对软件部分的设计进行相应的说明，本章将描述因此搭建的开式制冷压缩机 PV 图测试实验平台。

由于对全封闭的制冷压缩机进行气缸 PV 图测试需要定制专用壳体，将压缩机主体部分装入该壳体，并在壳体上打出专用孔，用于压力传感器及其引线的布置。需要注意的是，由于传感器及其引线系统是带电系统，整个测试系统工作过程中，制冷剂充满壳体，全封闭系统的绝缘和密封保护是至关重要的。考虑到系统的安全性及可靠性，首先需要对开式实验平台的测试方案可行性及实验结果的可靠性进行验证，这也是本文的重点研究内容。

根据前文所述的硬件平台及软件设计，本实验为开式小型制冷压缩机的 PV 图测试系统，用空气介质代替制冷剂介质，研究开式压缩机实验平台测试方案的可行性，并且比较、分析开式平台实验结果与理论预计值，从而为后续的全封闭式压缩机 PV 图测试系统的优化奠定基础。实验采用目前工业领域应用比较广泛、先进的工控机数据采集系统，主要由以下设备组成：

- 1、冰箱用小型制冷压缩机一台（型号：ZBS1114CY）；
- 2、三只微型压力传感器和一只绝对值编码器，用于测量系统的压力信号和转角位置信号。
- 3、研华 PCI-1715U 数据采集板卡；
- 4、PCLD-881B 端子板及 37 针数据传输线，用于连接信号线和采集板卡；
- 5、稳压电源，可输出 12 伏直流电源，用于各传感器的供电；

6、制冷剂储液罐，用于收集开式系统中排气管道排出的压力，从而控制排气阀处的压力值；

7、工控机：研华 610H 工控机。

实验平台实物图如下图 5-1 所示：

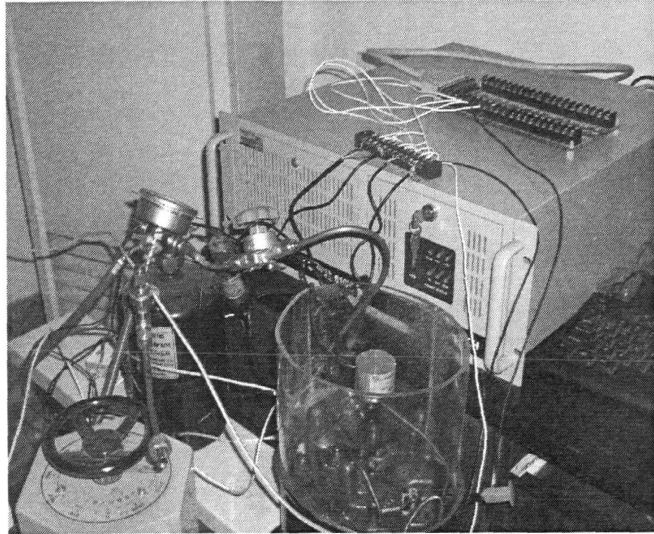


图 5-1 开式压缩机 PV 测试实验平台

5.3 实验结果处理与分析

5.3.1 实验结果的可靠性分析

运行本测试系统，可以测得制冷压缩机气缸内压力信号和转角位移信号；同时，多通道循环采集保证数据的精度。本文通过从数据库取数据，首先可以绘出 3 个通道压力的变化程度，将其与理论分析值进行比较，从而确定压力传感器的布置方案是否合理，得到的实验结果是否可靠。见下图 5-2 压力比较图，可知 3 个通道内的气体压力变化符合压缩机气缸内部实际脉动。

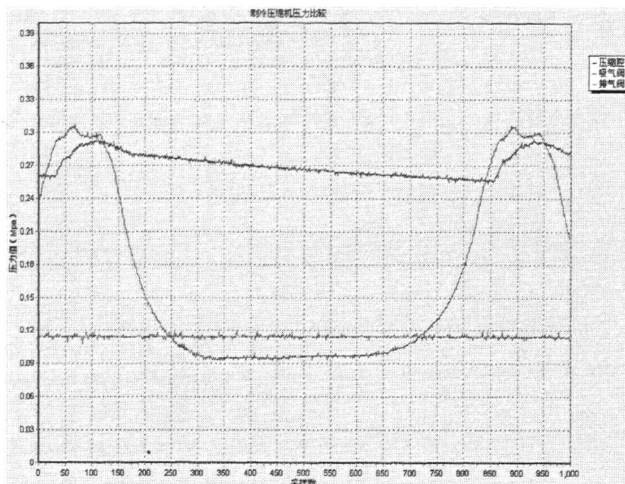


图 5-2 三通道内的压力值比较

在该开式系统中，制冷压缩机从大气中吸入空气作为工作循环的制冷介质，所以吸气阀处的压力脉动并不明显，接近于大气压；对压缩腔内的压力脉动，有上图可知较为明显，主要有两个小波动，即理论期望的压力脉动；同时，排气阀在打开瞬间，正好是压缩腔压力脉动的起始点，符合制冷压缩机实际工作循环原理。因此，该测试平台的方案和实验结果都是可行的，可以推测，若搭建封闭实验系统平台，测试得到的全封闭制冷压缩机气缸内部压力脉动将更为明显，值得后续研究和分析，具有十分重要的研究意义。

5.3.2 信号处理与分析

本课题对实验得到的数据结果均未作硬件或软件滤波处理，由图 5-2 可知，系统存在高频干扰信号，其对测试系统的精度影响较小，采集得到的数据较为可观，与理论估计较接近。然而为了得到精确的测试结果，对制冷压缩机进行后续热力学模型验证，需要对采集得到的结果进行滤波处理或信号分析。本文采用 Matlab 中小波工具箱信号进行处理、研究，把时域信号变成频率域信号描述和时频联合描述，可以反映压力脉动的变化程度。

1、小波分析的基本原理

小波分析技术是用一可变宽度的函数作变换基得到一系列不同分辨率的变换的信号处理方法。小波分析理论提出：任何振动都是由一系列有一定起止时刻、有一定频带范围的振动（小波）合成的，这一概念同时具有时域和频域局部化特征。小波变换的主

要特点之一是具有多重分辨率来刻画信号局部特征的能力，既能对低频信号有很好的频率分辨率，又对高频信号有很好的时间分辨率，由于小波变换这一特点，使其既能对信号中的短时高频成分进行有效分析，非常适用于探测处理正常信号中夹带的瞬态异常信息并展示其成分，对设备的状态监测具有特别重要的意义。

在小波分析中，主要讨论的函数空间 $L^2(R)$ 。 $L^2(R)$ 是指 R 上平方可积函数构成的函数空间，若 $f(t) \in L^2(R)$ 则称 $f(t)$ 为能量有限的信号， $L^2(R)$ 也称为能量有限的信号空间。小波变换实质上是将 $L^2(R)$ 空间中的任意函数 $f(t)$ 表示成为其在具有不同伸缩因子 a 和平移因子 b 的 $\Psi_{a,b}(t)$ 上投影的叠加。与傅里叶变换（即仅将 $f(t)$ 投影到频率域）不同之处在于，小波变换是将时域函数映射到二维“时间-尺度”域上，因此 $f(t)$ 在小波基上的展开具备多分辨率特点。通过对伸缩因子 a 和平移因子 b 作不同调整，可以得到不同频宽度的小波，从而能够匹配原始信号的任意位置来时频局部化分析被测信号。

连续小波变换中的伸缩因子 a 和平移因子 b 都是连续变换的实数，在实际应用中需要计算连续积分，计算并不方便，主要用于理论分析与论证。在实际数值计算中经常采用离散形式，即离散小波变换。离散小波变换是通过将连续小波变换中的伸缩因子 a 和平移因子 b 离散化得到，变换后，信号的基本信息并不会丢失。相反，由于小波基函数的正交性，使得小波空间中两点之间因冗余度造成的关联得以消除；同时，小波变换的误差更小，更能反映信号本身的性质。在实际信号处理与分析中，通过小波变换可得到信号在不同尺度上的小波幅值，然后按各尺度对原始信号进行重构，得到所需的信号特征^{[51][52]}。

2、运用小波工具箱处理压力信号

以压缩腔通道的信号为例，下面介绍在 Matlab 中采用小波工具箱对采集得到的压力信号进行处理、分析。由于微型压力传感器分辨率很高，干扰信号为高频信号，而小波具有多尺度分析，能将高频部分进行分解，因而可以通过小波系数重构时去除高频成分，用一维离散小波做去噪滤波较为合理。首先将 SQL Server 数据库中保存的压缩腔某组实验数据导入 Matlab 中，可得到图 5-3：

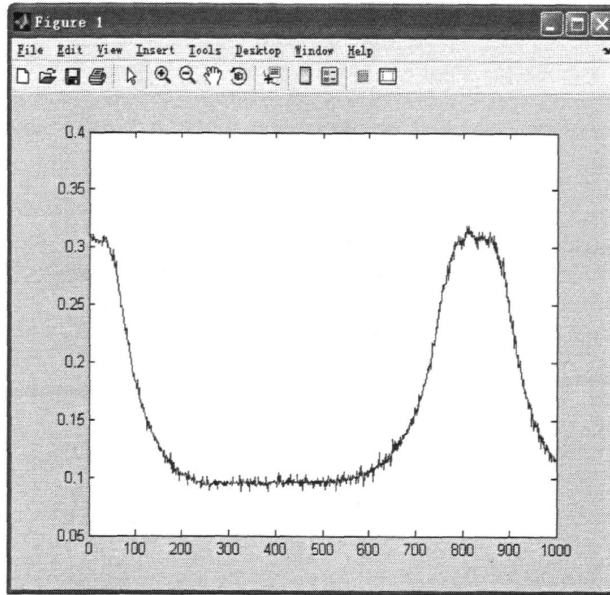


图 5-3 压缩腔内原始压力信号图

在 Matlab 对话框中输入“wavemenu”，出现小波分析工具箱主菜单界面（图 5-4）：

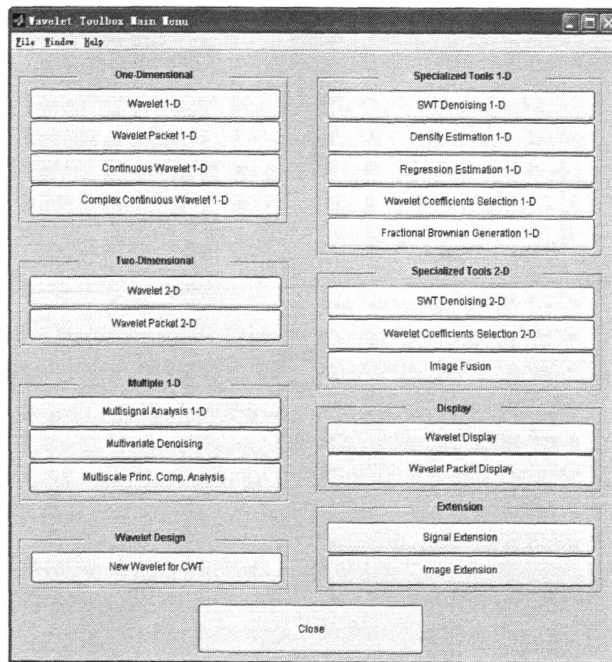


图 5-4 小波分析工具界面

在 5-4 图所示的小波分析工具箱主菜单中点击“Wavelet 1-D”，选择一维离散小波。然后装载信号，导入压力值数据。信号分析采用 db3 小波基，分解层次选择 3 层，详见

下图 5-5。通过小波分析进行去噪处理（噪声信号见图 5-6），便可得到如图 5-7 所示的信号波形图，将图 5-7 与图 5-3 比较发现，采集得到的波形图光滑度明显增加。

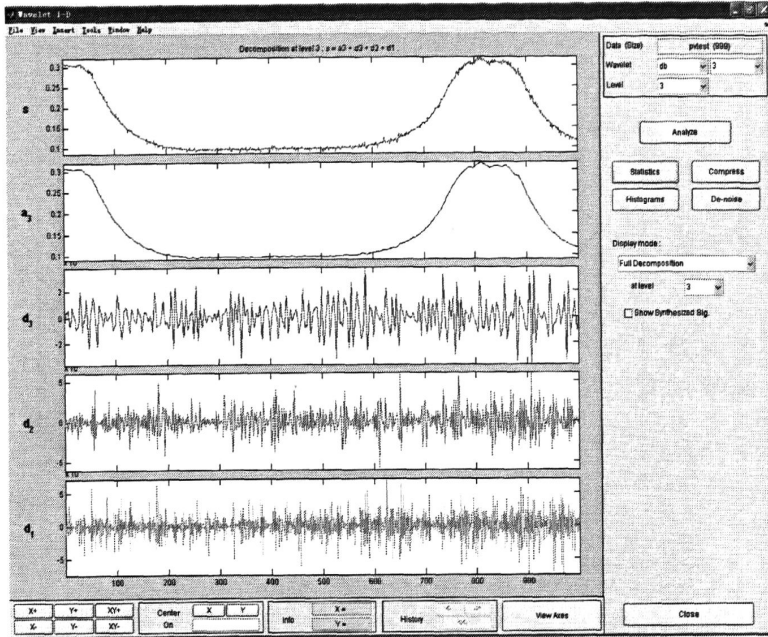


图 5-5 压缩腔内压力信号小波分析图

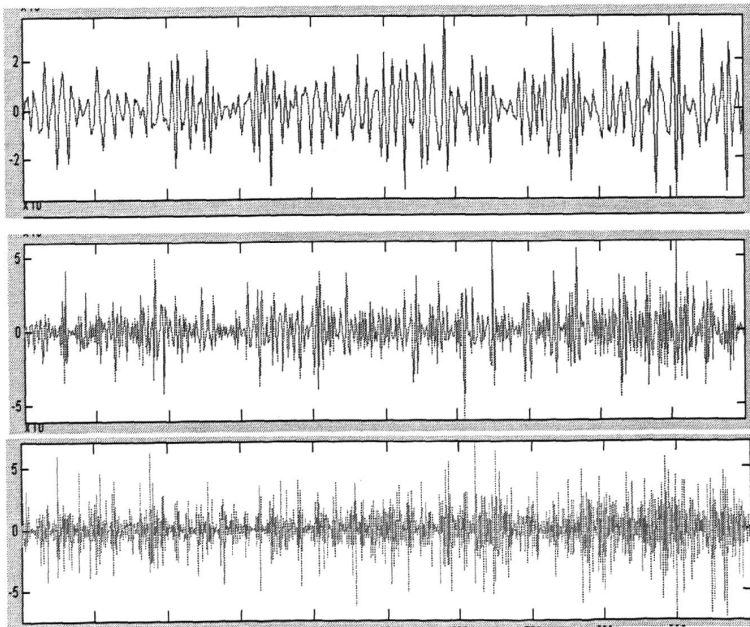


图 5-6 小波分析分离的高频噪声信号

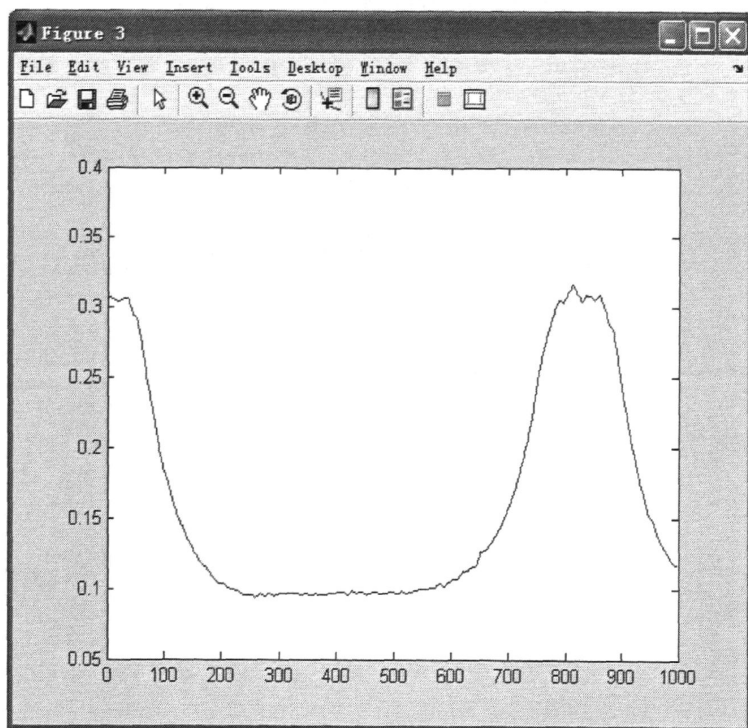


图 5-7 经小波分析后的压力波形图

5.3.3 实验数据处理结果

继续将其他通道采集得到的信号经过小波分析对信号进行滤波、去噪处理后，系统得到的压力-角度关系图如下图 5-所示：

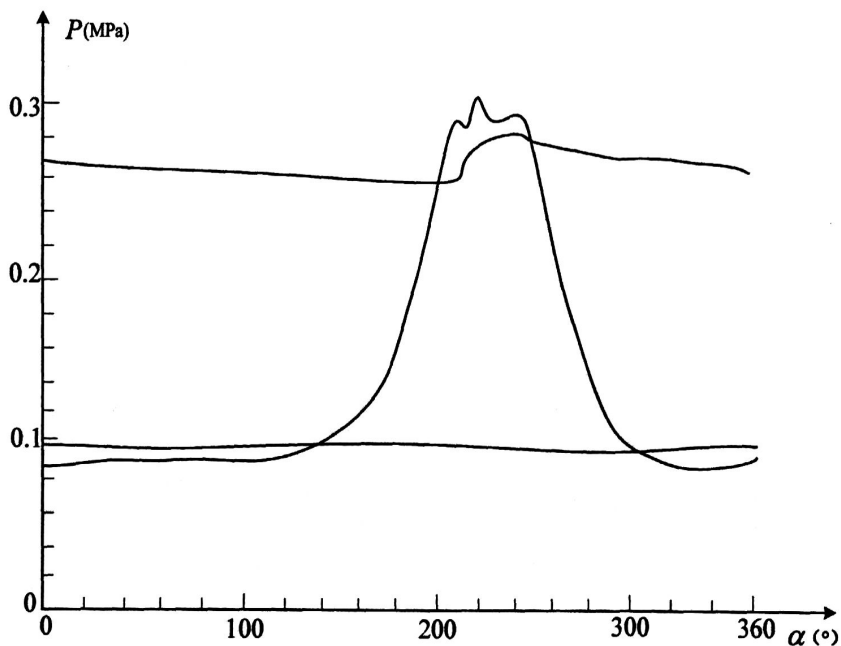


图 5-8 经小波技术处理后的压力-角度关系图

运用第四章给出的角度与容积之间的数学转换,通过数学计算及绘图可以得到以下PV图,见下图5-9所示:

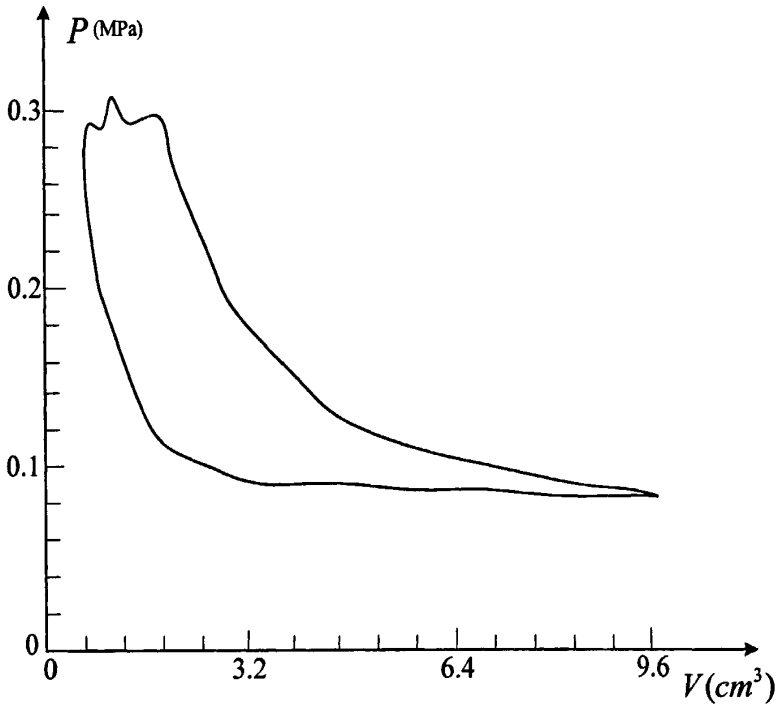


图5-9 转换得到的PV图

从上图5-8和图5-9,均能观察到制冷压缩机的压缩腔在排气阀打开瞬间存在明显的压力脉动;由于本开式实验平台的工质为空气,吸气阀室内的压力脉动并不明显。同时,从第二章阀片动态特性理论分析可以得知,排气阀的位移-时间如图5-10:

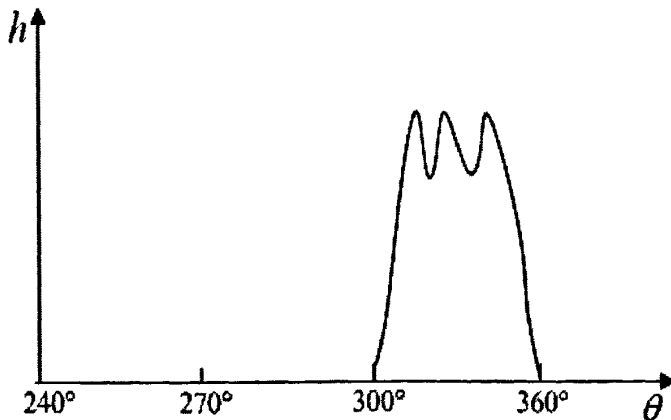


图5-10 排气阀的位移-角度图

由上图 5-10 和 5-9 比较得知，从压缩机气缸内部测得的 PV 图，其上压力脉动程度与排气舌簧阀的时间-位移曲线上的颤振幅度、波形数量较为相似，故也印证了舌簧阀在运动过程中存在振动现象。因此，阀片的自身振动确实与压缩机缸内压力脉动存在紧密联系。

5.4 本章小结

本章介绍了小型制冷压缩机 PV 图测试系统的开式实验平台，同时对实验结果的可靠性进行评价分析。并通过 Matlab 中的小波分析工具箱对实验数据结果进行处理，得到压力与角度的关系图，进一步转换得到气缸内 PV 图。

第6章 总结与展望

6.1 论文结论

活塞式制冷压缩机 PV 图是分析、研究冰箱压缩机性能的重要方法,通过对气缸内 PV 图分析,可以得到压缩机制冷过程的吸气阀、排气阀、压缩腔的瞬时压力和其所在的曲轴转角位置等重要参数。气缸压力携带了压缩机工作过程的大量有用信息,并且与压缩机工作过程的评价参数和性能指标有着密切的关系。由于冰箱制冷压缩机是全封闭型的活塞式压缩机,内部结构紧凑,空间非常有限,加之内部的高温、高压、腐蚀及密封性能要求等条件的限制,在气缸内取测压力值十分困难,大大增加了测试系统研制的难度。

本文提出直接在阀板上开测压孔的测试系统实验方案,以计算机高速数据采集技术为基础,研究了可以同时采集小型冰箱活塞式制冷压缩机吸气阀、排气阀以及气缸内部 3 处压力脉动的多通道模拟量测试系统。主要完成的工作和成果有:

- 1、通过研究活塞式制冷压缩机的实际工作循环,比较实际循环与理论循环的差异,提出了压缩机吸、排气过程中压缩机气缸内部存在压力脉动现象。
- 2、阐述了压力脉动形成的原因,描述了制冷压缩机气阀的组成部分,分析了压缩机工作时吸、排气舌簧阀(重点是排气阀)的流量、运动以及工作过程的微分方程,从而确定气阀对压力脉动具有重要的影响。
- 3、针对压力脉动及阀片动态特性的研究内容,提出一种在阀板上开微孔取压的测试方法,布置了压缩机气缸内 PV 图测试系统的具体方案,并确定数据采集系统的硬件部分,包括数据采集工具及传感器的选择等。
- 4、设计数据采集系统相应的软件部分,以研华 PCI-1715U 高速数据采集卡为硬件平台,借助研华 32 位 DLL 驱动程序接口,采用 Delphi 语言编程对 PCI-1715U 进行硬件驱动和控制,通过 DMA 触发方式实现数据高速采集、传输和存储,并运用 SQL Sever 2000 保存系统得到的数据。
- 5、搭建了开式制冷压缩机 PV 图测试平台,验证测试方案的可靠性,能从压力图上观察到预计的压力变化趋势;同时利用小波分析技术,对采集得到的压力信号进行滤

波及去噪处理，得到可靠的实验结果。

6.2 研究展望

本文以工业计算机高速采集技术为基础，研究活塞式冰箱制冷压缩机的缸内PV图测试系统，搭建冰箱压缩机开式测试平台，并取得了可靠的实验结果。由于受时间和研究能力的限制，本文的研究工作还有待于进一步的深入，下面结合已进行的研究工作及项目进展中所遇到的难题，就本课题今后的研究方向，提出几点设想：

(1) 本文实验系统为以空气为介质的压缩机开式测试平台，如何安全、准确地对全封闭系统内的制冷压缩PV图进行测试，仍然是下一步研究的重点。

(2) 本文注重研究PV图的测试系统方案，未将实验结果做定量分析，而PV图包含了压缩机工作的丰富信息，后续可将实验结果与数学仿真模型进行验证、比较，为压缩机性能的优化提供基础。

(3) 本文运用小波分析对采集得到的数据进行基础的滤波和去噪处理，未从中分析出阀片振动的频率。在未来的研究中可以从信号中分离出舌簧阀振动的频率，并和模拟仿真的阀片振动模型进行比较。

参 考 文 献

- [1] 陈文卿,马元,彭学院等. 制冷压缩机基础理论与关键技术开发[J]. 制冷学报, 2010, (4):14-21.
- [2] 严天宏,梁嘉麟,李青. 压缩机的现状、发展及新型技术展望[J]. 压缩机技术, 2011, (1): 52-58.
- [3] 赵志军,李红旗. 家用电冰箱的能耗分析及节能研究[J]. 家电科技, 2004, (2) :96-97.
- [4] R.Radermacher and K.Kim. Domestic refrigerators recent developments. *International Journal of Refrigeration*, 1996, 19(1):61-69.
- [5] Gary Molloyhan,刘振德译. 国外电冰箱节能新进展. 节能技术, 2000, 3:44-46.
- [6] 陈永安,吴景华,江松林. 提高冰箱压缩机 COP 值途径的探讨[J]. 节能压缩机, 2001, (3):41-43.
- [7] 李红旗. 全封闭电冰箱压缩机内部参数的测量[J]. 制冷, 1999, (3) :37-40.
- [8] 闫贺. 往复压缩机在线监测系统开发与应用[D]. 北京, 北京化工大学, 2010.
- [9] 刘卫华,郁永章. 往复压缩机故障诊断及智能诊断系统[J]. 压缩机技术, 2000, (4) :27-30.
- [10] 俞玉和. 往复压缩机状态综合监控系统的研究[D]. 甘肃, 兰州理工大学, 2010.
- [11] 刘卫华,郁永章. 往复压缩机故障诊断方法的研究[J]. 压缩机技术, 2001, (1) :3-5.
- [12] 林京,屈梁生. 基于连续小波变换的奇异性检测与故障诊断, 振动工程学报, 2000, 13 (4) : 523-530.
- [13] Ling Jing,Qu Liangsheng. Feature Extraction Based on Morlet Wavelet and its Application for Mechanical Fault Diagnosis [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 234 (1):135-148.
- [14] 王毅,杨振坤,李红旗. 制冷压缩机内部性能自动测试系统研制[J]. 流体机械, 1997, (3) :14-21.
- [15] 王伊凯,廖明夫,赵铁. 基于小波分析的制冷压缩机气阀故障诊断方法的研究[J]. 中国机械工程, 2003, 14(12):1046-1048.
- [16] 王绍让. 活塞式压缩机自动性能检测系统设计研究[D]. 杭州, 浙江工业大学, 2009.
- [17] 李爱国,吴瑞娜等. 活塞式空气制冷压缩机示功图测试装置 (P). 中国专利: 201386646Y, 2010-01-20.
- [18] 魏龙. 往复压缩机示功图计算机辅助测试装置的研制[J]. 通用机械, 2004, (4):55-57.
- [19] 范云霄,隋秀华. 测试技术与信号处理[M]. 北京: 中国计量出版社, 2006.
- [20] 牛群峰. 压缩机智能状态监测理论与应用研究[D]. 江苏, 南京理工大学, 2007.
- [21] 刘卫华,郁永章,昂海松. 阀腔脉动压力信号分析技术的选择与应用[J]. 压缩机技术, 2001, (4):3-6.
- [22] 张德丰. MATLAB 小波分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [23] 王小砚. 小型制冷压缩机变工况运行的热力性能分析及实验研究 [D]. 浙江, 浙江工业大学, 2007.
- [24] 陈鹏. 往复压缩机状态监测系统开发[D]. 上海, 华东理工大学, 2007.
- [25] 袁毅凯,杨泾涛,李高强. 旋转式压缩机消音器内压力脉动研究[J]. 家电科技, 2005, (12):40-42.
- [26] 戴竟雄,何仁庶,甘斌,王有南. 往复活塞式冰箱压缩机气流脉动噪音探析[J]. 家电科技, 2010, (9):70-72.
- [27] 党锡洪,陈守五. 活塞式压缩机气流脉动与管道振动[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1986.

- [28] [美]W.索德尔著.王迪生译. 压缩机气阀设计与力学原理[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1986.
- [29] W.Soedel. Gas Pulsations in Compressors[M].Purdue University, 1978
- [30] 郁永章,杨绍侃,张长林. 压缩机排气阀室对功耗影响的研究.制冷学报, 1984, (1):62-71.
- [31] 肖彪. 冰箱用往复压缩机吸气簧片阀工作特性研究[D]. 武汉, 华中科技大学, 2003.
- [32] 林梅,吴业正. 压缩机自动阀[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1991.
- [33] 柯常忠. 空压机气阀运动分析及其结构参数优化研究[D]. 湖北, 武汉理工大学, 2008.
- [34] 王君,李娟娟,李强. 容积式压缩机排气流动的数值计算[J]. 压缩机技术, 2007, (5) :20-22.
- [35] 聂清风. 汽车空压机气阀运动规律及容积效率的研究[D]. 武汉, 武汉理工大学, 2003.
- [36] 郁永章著. 容积式压缩机技术手册[M].北京: 机械工业出版社, 2002.
- [37] 吴丹青,丛敬同. 压缩机簧片阀的数学模拟与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.
- [38] 吴业正. 往复压缩机数学模型及应用[M].西安: 西安交通大学出版社, 1990.
- [39] Advantech Inc. PCI-1715U User's Manual, 2007.
- [40] 杨红,胡家顺,修吉平. 基于 PC 的压缩机示功图测试、分析系统[J]. 压缩机技术, 2003, (3):14-16.
- [41] 陈元辉. 压缩机示功图测试与故障分析系统研究[D]. 武汉, 武汉工程大学, 2009.
- [42] 陆薇,王彦哲,谭英丽等. 一种基于 Delphi 7.0 的高速数据采集系统实现[J]. 电脑知识与技术, 2010,6 (12):3232-3233.
- [43] 伍灵杰. 数据采集系统中数字滤波算法的研究[D]. 北京, 北京林业大学, 2003.
- [44] 刘浩,万昆. 基于动态链接库 DLL 的实时数据库系统研究与开发[J]. 东北电力学院学报, 2005,25 (1): 36-39.
- [45] 曹毅,陈漫. 探讨研华 32 位 DLL 驱动程序[J]. 自动化技术与应用, 2002,21 (6): 57-59.
- [46] 郑玉林. 基于研华工业控制板卡 PCI-1713 的高速数据采集系统[J]. 科教文汇, 2006, (3):105-106.
- [47] 梅顺齐,张智明. PCI-1710 数据采集原理及其在工业中的应用[J]. 现代制造工程, 2006, (7):31-32.
- [48] 刘瑞新, 万朝阳,董淑娟等著. Delphi 程序设计教程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [49] 李秋峰. 内燃机燃烧分析测控系统开发[D]. 河北, 河北工业大学, 2007.
- [50] 赵应丁著. Delphi 7 数据库应用技术与实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2003.
- [51] 葛哲学,沙威著. 小波分析理论与 MATLABR2007 实现[M]. 北京: 电子工业出版社, 2007.
- [52] 张德丰著. Matlab 小波分析与工程应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.

致 谢

本文是在导师沈希教授的指导下完成。读研以来，导师在学习上给予全局性的指导、生活上给予细致的关怀。导师渊博的知识、开阔的视野、严谨的治学态度、敏捷的思维给我留下深刻印象，导师的谆谆教诲以及对我的严格要求，使我受益匪浅；导师平易近人，和蔼可亲，素有长者风范。导师在本论文的选题、理论分析、实验平台搭建等过程中，给予悉心指导和帮助，提供宽松的科研环境和必备的实验条件。值此论文脱稿之际，向沈老师致以最衷心的感谢和最诚挚的谢意！

攻读硕士学位期间，黄跃进老师和顾江萍老师在学习和生活上给予我悉心指导和热情帮助，是我成长过程中必不可少的环节，衷心感谢两位老师的帮助和支持！

感谢师兄弟蒋文奇、董明、胡巍、王增杰、李岳对我研究工作的关心和支持，感谢同窗吴晓杰、章龙对我课题研究的热心帮助，向以上诸位表示真诚的谢意！

感谢我的父母家人在我漫漫求学路上的理解和支持。正是由于他们含辛茹苦的养育，才有我现今在学业上的一点成绩。他们无私的奉献和殷切的期望，永远是我在人生路上排除艰难、奋力进取的动力！

最后，真心感谢所有关心、鼓励、支持我的人们！

攻读学位期间参加的科研项目和成果

- [1] 陈楠, 黄跃进, 顾江萍, 黄跃进. PCI-1715U 板卡在制冷压缩机 PV 测试系统中的应用[J]. 工业仪表与自动化装置, 2011,5: 23-26.