



中国热管理网

WWW.REGUANLI.COM

浙江大学

硕士学位论文



论文题目 工程机械热管理系统试验平台的开发

作者姓名 谭建勋

指导教师 俞小莉 教授

学科(专业) 动力机械及工程

所在学院 机械与能源学院

提交日期 二零零五年一月

A Dissertation Submitted for the M.E

**The Development of Thermal Management System Test
Platform for Construction Machinery**



Major: Power Machinery & Engineering

Candidate: Tan JianXun

Supervisor: Prof. Yu Xiaoli

College of Mechanical and Energy Engineering of

Zhejiang University

January 2005

摘 要

热管理系统是从系统集成和整体角度出发, 统筹发动机乃至整车运行状态与热量传递之间的关系, 加以优化控制的系统, 直接涉及发动机的经济性能和排放品质, 是动力机械及工程和车辆工程学科领域的研究热点之一。

热管理系统的开发与应用需要大量基础数据的支持, 主要包括各个散热器散热能力与工况之间的关系, 研究方法有试验测试和数值模拟两种。但是目前要开展数值模拟方面的研究尚存在不小的困难, 主要是因为缺乏基础数据及相关控制策略的支持。本研究是在大量阅读国内外有关文献资料的基础上, 针对缺乏基础数据的现状, 结合与广西柳工机械股份有限公司合作的整车热平衡试验系统课题的实际情况, 以工程机械为主要研究对象, 以试验测试为研究方法, 开发了热管理系统试验平台。

热管理系统试验平台是车辆热管理系统研究与开发的基础, 它的基本功能是实现整车冷却系统性能评价、冷却系统零部件的选型与匹配, 以及开展整车冷却系统控制策略研究等。本试验平台由整车工况模拟系统、数据测试和处理系统两部分组成, 可实现对冷却系统各个参数, 如变矩器油散热器、液压油散热器、发动机冷却液以及风道空气的温度、流量、压力等参数的实时测量与控制, 完成对试验数据的现场分析、显示, 并具有保存、查询和打印试验数据及历史记录的功能。

本文主要工作内容:

- ① 热管理系统相关技术的现状综述与分析。
- ② 工程机械热管理系统试验平台方案设计, 对比分析各种方案的优缺点。
- ③ 工程机械热管理系统试验平台的建设, 在研究小组的共同努力下, 顺利完成了试验平台的搭建。我主要负责其中软件的开发和部分硬件的设计。
- ④ 工程机械热管理系统试验平台的应用与分析, 分别完成了 ZL50G 在行走系统单独工作时、在液压系统单独工作时、在行走系统和液压系统共同工作时的试验, 计算了各个部分的散热量, 并分析了影响因素, 同时也分析了风道内风速与发动机转速的关系。

关键词: 工程机械、热管理系统、试验平台

Abstract

Thermal management system, which is based on the systems integration and holistic view, controls the relationship of the operating condition of engine even the vehicle and the quantity of heat, optimizes the transition of heat by general control means as well. It directly influences the economic performance and emission quality of engine and is one of the hot researches in the field of power machinery & vehicular engineering.

Thermal management system needs lots of basic data, which are the relationships of radiators and operating condition. Research methods are experimentation test and simulation. However, there is a difficulty by reason of the shortage of basic data and interrelated control strategies. This dissertation is on the basis of host of reference books, aims at the shortage of basic data and combines the real situation of a subject, which is cooperated with the Guangxi Liugong Machinery Co., Ltd.

Thermal management system test platform is the basis of thermal management system for vehicle. The basic functions are evaluating the performance of the cooling system, selecting and matching the parts of the cooling system as well as making a study on the control strategy of the cooling system. The test platform is composed of a system of process simulation and a system of test and data processing, which is used to measure and control the parameters of the cooling system on real time, such as the temperature, the pressure, the rate of flow, etc. The test platform can also analyze and display the test data on the spot as well as save, query and print the test data and history records.

The main works done in this dissertation are as follows:

- ① I have finished the summarization and analysis of the interrelated techniques on thermal management system.
- ② I have finished the project design of thermal management system test platform and contrasted the advantages and disadvantages of each project design.
- ③ Under the co-operation of my research group, we have successfully put up the test platform. I mainly answer for the software design and provide some hardware support.
- ④ I have finished the experiments of ZL50G when transmission system works, hydraulic system works, transmission system and hydraulic system work together respectively, calculated the quantity of heat of every part and analyzed the influencing factors. Meanwhile I have analyzed the relationship of wind speed and engine rotate speed as well.

Key Words: construction machinery; thermal management system; test platform

第一章 绪论	1
1.1 课题背景与意义.....	1
1.2 相关技术的研究现状与发展趋势.....	4
1.2.1 热管理系统相关技术.....	4
1.2.2 热管理系统研究现状.....	8
1.2.3 热管理系统的发展趋势.....	10
1.3 本文主要工作内容.....	11
1.4 本章小结.....	12
第二章 试验平台总体方案设计	13
2.1 试验平台功能要求分析.....	13
2.2 试验平台基本方案对比分析.....	14
2.2.1 热源模拟方法.....	14
2.2.2 测功器.....	16
2.2.3 数据采集/处理系统.....	17
2.3 试验平台的基本组成.....	18
2.4 本章小结.....	22
第三章 试验平台的硬件设计	23
3.1 数据处理模块.....	23
3.2 传感器.....	36
3.2.1 主要传感器及其技术参数.....	36
3.2.2 传感器的布置与安装.....	37
3.2.3 传感器与模块的连接.....	38
3.2.4 传感器的标定.....	39
3.3 测功器.....	40
3.4 本章小结.....	42
第四章 试验平台的软件设计	43
4.1 开发工具的选择.....	43
4.2 软件的总体设计思路.....	44
4.3 程序的设计.....	47
4.3.1 参数设置.....	48
4.3.2 试验监测.....	53
4.3.3 数据处理.....	57
4.3.4 传感器标定.....	61
4.3.5 系统帮助.....	70
4.4 试验系统操作流程.....	71
4.4.1 试验前准备.....	71
4.4.2 试验步骤.....	71
4.4.3 试验后步骤.....	71
4.5 主要故障分析及对策.....	72
4.5.1 串口通讯失败.....	72

4.5.2 模块通讯失败	72
4.5.3 测功机通讯失败	73
4.6 本章小结	74
第五章 试验平台的应用及分析	75
5.1 试验对象介绍	75
5.2 试验方案的设计	77
5.3 试验数据分析与讨论	78
5.4 试验结论	90
5.5 本章小结	91
第六章 全文工作总结与展望	92
6.1 本文的主要工作内容	92
6.2 本文的研究成果	92
6.3 本文的创新	93
6.4 今后工作的展望	93
参考文献	94
致 谢	96

第一章 绪论

1.1 课题背景与意义

21 世纪, 世界所面临的最严峻挑战是能源和环境问题, “节约能源, 保护环境”已成为世界各国的首要发展战略。近年来, 由于我国宏观经济持续高速增长, 基础建设投资大幅增加, 汽车工业得到了长足发展, 但是我国正面临着汽车能源需求和环境保护的双重巨大压力。汽车行驶的主要燃料是从石油中提炼出来的柴油和汽油, 据世界能源大会数据表明, 我国的能源资源, 煤的保有储量约占世界的 30%, 可采年数达数百年; 石油的保有储量仅占世界的 2.4%。从 1993 年起我国已成为石油纯进口国, 2000 年我国石油总需求的 33% 已从国外进口, 预计 2010 年我国石油总需求的 47% 需进口。另一方面, 随着汽车工业的发展, 汽车排放的有害气体已成为城市大气环境的一个主要污染源。据统计, 近年来北京在非采暖期, 城区内机动车排放的 CO、HC 和 NO_x 已分别占总排污负荷的 86%、90% 和 56%。世界各国先后制定了各种排放法规体系, 如图 1.1 所示, 这些排放法规只是起到一个限制作用, 而制定和实施降低汽车排放污染的对策和措施, 将是从事内燃机工作者所要面临的长期任务^{[1][2]}。

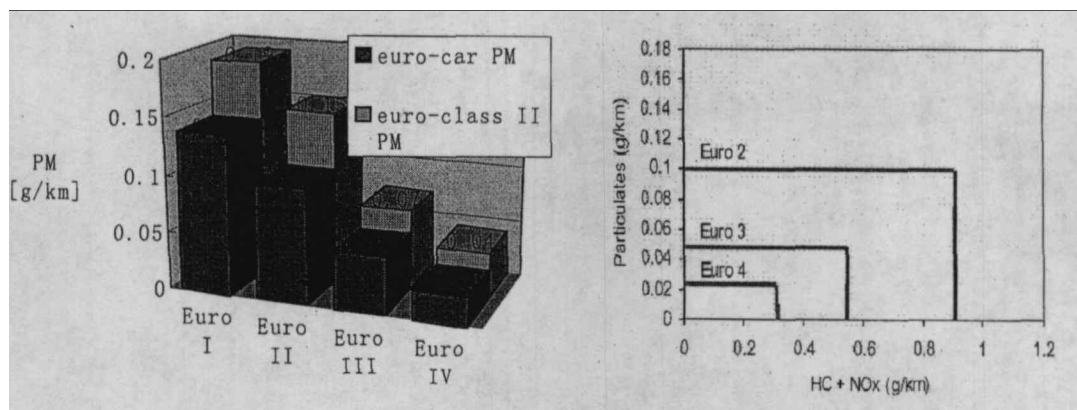


图 1.1 欧洲排放标准

Figure 1.1 Emission regulation of Europe

内燃机是石油资源的主要消耗者和最大的空气污染源, 它所消耗的燃油占石油燃料的 60% 左右, 所排放的有害气体占工业总有害排放的 50% 左右。但是, 内燃机是目前热效率最高的热力发动机, 广泛应用于国民经济的各个领域和国防部门, 它所发出的功率占全世界所有动力装置总功率的 90%^[3], 绝大部分的汽车目前仍然采用内燃机作为动力源。预计在今后相当长的时期内, 内燃机因其特有的优点仍将处于不可替代的地位。

工程机械行业作为汽车工业的子行业, 最近几年保持了快速的增长, 主要原

因还是中央继续执行积极的财政政策,继续加大基础设施的投入和宏观调控,尤其是西部大开发战略,拉动了工程机械消费市场。在国际经济环境方面,周边国家经济的复苏,对扩大工程机械的出口有积极的影响;另外,在行业内部,一批国营骨干企业加大改革力度,大力推进产品结构调整和技术创新,努力开拓市场,使企业的市场适应能力有了较大提高;在中央政策支持下,一批民营企业迅速发展,成为行业经济增长的新因素。但是,在市场一片繁荣的背后,我们应当看见我国工程机械产品的诸多不足之处。首先,我国的工程机械产品在外形设计上主要还是模仿国外的产品,创新性不足;其次,产品的技术含量不高,主要表现在排放性、经济性以及操纵和维护的智能性等方面。在能源问题日益突出的今天,产品的经济性显得极其的重要。因此,我国的工程机械产品应以电子、信息技术为先导,在计算机故障诊断与监控、精确定位与作业、发动机燃料燃烧控制和人机工程学等方面进行大量的研究,开发出与各种工程机械相匹配的软、硬件系统,使工程机械向信息化、智能化方向发展,提高工程机械的科技含量,促进工程机械行业的进步。

车辆各个部件及系统都存在一个最佳的工作温度区间,在此范围内零部件的各项性能指标都能得以保证。如果冷却不足将造成零部件热损伤、配合间隙异常;机油粘度下降或变质,丧失正常功能;充气效率下降,功率降低,排放恶化等。而冷却过度将造成机油粘度增大,功率损耗增加;传热损失增大,热效率降低;零部件穴蚀等。根据 AVL 公司、Ricardo 公司等的专门研究资料表明:直喷式柴油机在全负荷状态下,活塞、缸套、缸盖、喷油嘴等零件可靠工作的允许温度如下:

铝合金活塞:燃烧室口 $\leq 320^{\circ}\text{C}$,头部表面 $290\sim 240^{\circ}\text{C}$,第 1 环槽 220°C ,第 1 环岸 190°C ;

铸铁缸套: $\leq 190\sim 200^{\circ}\text{C}$;

铸铁缸盖:底面鼻梁处 $\leq 380^{\circ}\text{C}$,最高 400°C ;

喷油嘴头部: $\leq 220^{\circ}\text{C}$ ^[4]。

对于工程机械而言,其组成比传统车辆复杂得多,除了上述要求之外,还有液力变矩器和液压传动油的工作温度要求:

液力变矩器工作温度一般不超过 130°C ,这是由变矩器的密封件性能、变矩器油的传动特性综合决定的;

液压传动油的油温一般不超过 80°C ,这是由液压系统管路的密封件性能、液压油的传动特性综合决定的^[5]。

在实际使用中,为适应现代工程项目作业量大、作业时间长的特点,工程机械普遍采用了功率强化的发动机,并且不断朝着大功率的方向发展,这虽然使得工程机械所传递的功率有了大幅度的提高,但同时冷却系统的性能也提出了挑战。工程机械的冷却系统主要包括中冷器、水散热器、变矩器油散热器、液压油散热器、润滑油散热器、空调散热器、风扇、风道、水泵等零部件,其中主要散

热器集中安装的冷却通道空间狭小, 风阻较大。在工作过程中, 发动机、液力变矩器和液压系统均会产生大量热量, 如果不能得到及时有效的散热, 就会导致变矩器油和液压油温度升高, 品质变坏, 更为严重时还会导致柴油机冷却水“开锅”, 使整车不能正常工作。根据美国空军对设备故障的主要原因的研究结果, 如图 1.2 所

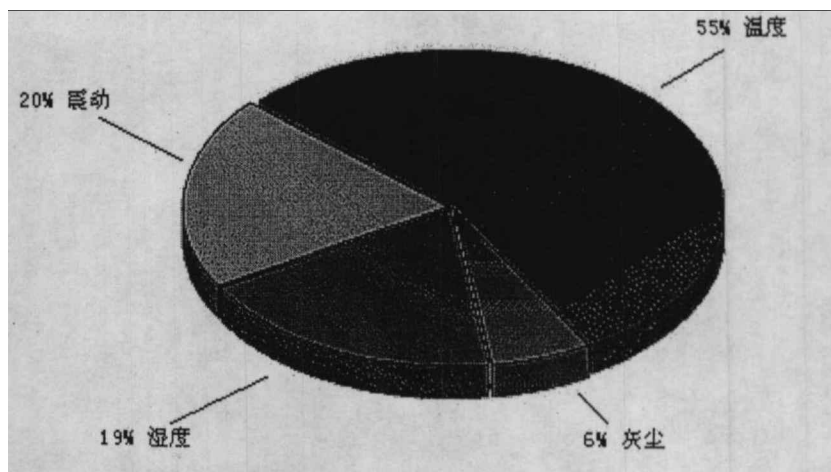


图 1.2 设备故障的主要原因

Figure 1.2 Main reasons of equipment malfunction

示, 约 55% 的故障原因都是温度过高造成的。因此, 温度的控制是工程机械经济性、安全性的关键因素, 而温度控制的优劣是由冷却系统的性能决定的。传统的冷却系统虽然能满足基本使用要求, 但无法根据工况和环境的改变实时调节冷却强度, 容易对发动机造成冷却不足或冷却过度, 不能保证发动机工作在最佳的温度范围^[6], 更达不到高要求的排放性、经济性以及操纵和维护的智能性等, 因此, 需要一种新的设计方法来解决零部件以及各系统的温度控制。

热管理系统由此应运而生, 热管理系统就是从系统集成和整体角度出发, 统筹热量与发动机乃至整车之间的关系, 采用综合控制手段, 优化热量传递的系统。热管理系统的意义是: 根据行车工况和环境条件, 自动调节冷却强度, 保证被冷却对象工作在最佳温度范围, 以优化整车的环保性能(降低排放)和节能效果(提高燃料经济性), 同时改善运行安全性(提高可靠性, 易于故障诊断)和舒适性(驾驶室温度控制、减少噪声)等^[7]。

热管理系统应朝着智能化方向发展, 但是需要实现两个基本条件: 其一是控制依据, 即获得各个散热器散热能力与工况之间的关系; 其二是控制策略, 即如何实现目标控制, 只有解决了以上两个基本前提, 热管理系统才能得以开发和应用。针对目前缺乏基础数据的现状, 本研究是在大量阅读国内外有关文献资料的基础上, 结合与广西柳工机械股份有限公司合作的整车热平衡试验系统课题的实际情况, 以工程机械为主要研究对象, 以试验测试为研究方法, 开发了热管理系统试验平台。旨在借助该试验平台来建立一套整车热平衡评估方法, 用以分析工程机械各个系统的动态热量分布情况, 进而获取热管理系统开发的依据, 同时为冷却系统的匹配设计提供可靠数据。

1.2 相关技术的研究现状与发展趋势

1.2.1 热管理系统相关技术

热管理系统的相关技术主要包括传热与流动机理、相关零部件、控制系统三方面，各个方面的研究现状如下：

1.2.1.1 传热与流动机理的研究

包括散热机理、冷却介质、散热器强化传热三方面。

散热机理的研究

上世纪 70 年代，美国、日本和英国等国家提出了“绝热发动机”的概念，其基本思想是对组成发动机燃烧室的零部件表面，喷涂耐高温的陶瓷覆层或使用陶瓷零部件，可以大大减少散热损失。这样虽然提高了整机热效率和功率，但受材料和镶涂工艺的限制，还不能在普通车辆上使用^{[8][9]}。

很早以前就有研究人员提出使用核态沸腾来冷却发动机，但是由于各种原因尚未实用，随着相关技术的进步，采用变量泵和电控阀控制的核态沸腾冷却成为可能，这可以使冷却液流量降到 $1.0\text{L}/\text{min}\cdot\text{kW}$ ，而传统冷却系流量通常在 $2.0\sim 2.6\text{L}/\text{min}\cdot\text{kW}$ 范围内^{[10][11]}。

目前，还出现了发动机常规散热机理中的强化散热措施，如活塞的“内油冷”、排气门的“钠冷”以及喷油嘴的“内油冷”等内冷技术。另外，采用的一些节油技术也具有内部散热的功能，如乳化柴油、进气喷水、进气引汽、代用燃料散热和过量空气散热等。

散热介质的研究

传统车辆发动机广泛采用液态水作为冷却液。但是液态水作为冷却液存在两大缺点：一是冰点高；二是具有一定的腐蚀性。为了解决水在 0°C 时结冰的问题，一般加入防冻液，常见的有丙稀二醇、甘醇、硅酸盐、有机酸等；同时为了防止水垢的产生和水的腐蚀作用，在液态水中往往加入防腐剂，如重铬酸钾 $\text{K}_2(\text{Cr}_2\text{O})_7$ 。

目前，随着纳米技术的发展，该技术已被应用到流体的散热研究中，美国的 Choi Stephen 在 1995 年就提出了纳米流体的概念，即在冷却液中加入一定的纳米物质^[12]。Kebinski et al. 在 2002 年总结出了纳米流体增强导热性的原因，实验证明纳米流体有可能成为一种比较理想的冷却介质^[13]。另外，英国布里斯托尔大学航天系在 1998 年用液态氮取代传统冷却液研制出了一种微型汽车散热器，

它只有一个火柴盒大小，体积为普通汽车散热器的 1%，但散热能力却与后者不相上下。液态氮消除了液态水作为冷却液的不利影响，提高了发动机的抗寒性。但是该系统存在的问题是液态氮的制备和储藏比较复杂。

散热器强化传热的研究

散热器的强化传热分为主动强化传热、被动强化传热和复合强化传热。在车辆换热器上通常采用被动强化传热技术以增强传热能力。比如，通过把换热器材料变得更薄、增加单位面积上的翅片数和面积、采用切口散热表面、表面粗糙化处理，延展表面，涡流装置，添加剂等增加散热性能。程林研究的流体诱导的传热元件振动复合强化传热技术为降低换热器污垢热阻，提高换热系数提供了一种新的方法^[14]。过增元则提出了一种与传统强化技术完全不同的方法，通过改善流体速度场与温度梯度场的协同程度，从而提高对流换热系数和换热器的传热性能。这些新的传热强化技术和方法为热管理系统的优化提供了新的途径^[15]。

1.2.1.2 相关零部件的研究

包括传感器、水泵、风扇、节温器、散热器布置方式等几方面。

传感器的研究

传统冷却系统采用的是机械式控制，控制精度往往达不到要求，因此必须变为智能化的电子控制，这就需要大量的控制参数。常用的传感器包括：温度传感器（冷却液温度、燃油温度、机油温度、进气温度、尾气温度等）、压力传感器（大气压力、进气歧管压力、燃油压力、机油压力、排气背压等）、正时传感器、转速传感器、车速传感器等。对热管理系统而言，需要的传感器会更多，并且这些传感器应该朝着集成化、微小化方向发展。

Victor Reinz 公司在发动机气缸衬垫中嵌入温度传感器，与传统装在缸盖水套中的传感器相比，离燃烧室更近，对温度变化的测量更加可靠和快捷^[16]。

水泵的研究

传统的冷却水泵是通过机械驱动的，水泵转速与发动机转速相关联，即冷却液流量受发动机转速影响。在 95% 的时间里，泵的流量都超过了使发动机保持最佳温度所需要的流量，造成发动机的冷却过度。而且，水泵是通过机械连接的，它的轴承及机械密封性都容易发生故障，极大地影响了发动机和水泵的使用寿命。

国外对电子调速泵做过研究，实验结果表明，与传统机械式水泵相比，电子调速泵具有很大优势，它的转速随着工况的变化而改变，因而可以实时地调节冷却液的流量。EMP 公司已经开发出了流量可调节的电控水泵。它能根据水温、

节气门位置、车速等传感器传给微处理器的信号，以反馈控制的方式，调整电子水泵的转速，使发动机水套中流动的冷却液流量能随着不同的驾驶状况而作出调整，从而保持发动机工作的正常温度，减少污染的排放^[17]。

风扇的研究

目前，车辆上采用的风扇通常是固定导风罩的金属或聚合物轴流式风扇，没有设置导向叶片。风扇与发动机之间通过机械式（皮带、齿轮式等）连接，具有固定的传动比，其总效率在 30% 左右，风扇消耗发动机功率的 5~10%，甚至更多，是车辆的主要噪声源。

与传统风扇相比，电控风扇由电机直接驱动，机械效率有了大幅度提高，而且电控风扇完全脱离发动机，与风罩、散热器安装为一体，保证了风扇与风罩的同心度，减小了径向间隙，使得风扇容积效率也有了大幅度提高；另外，翼形端面塑料和流线型风罩使风扇气流入口形成了良好的流线型气流，提高了风扇的液力效率。风扇的总效率取决于容积效率、机械效率和液力效率的乘积，所以与传统风扇相比，电控风扇具有较高的效率。由于电控风扇实现了转速的控制，减少了由发动机直接驱动冷却风扇的功率损失，缩短了预热时间，减少了传热损失。

最早的汽车电控风扇出现在 1981 年 3 月的美国专利文件中（专利号 US4257554）^[18]。

1989 年，美国发明专利(专利号 US4875521)首次在载重汽车上采用电动冷却风扇，风扇布置在散热器中部，叶片直径较大，驱动功率也较大^[19]。

1992 年，美国发明专利“机动车发动机的通风系统”（专利号 US5269264）将电控风扇布置在散热器前方，根据发动机温度的高低，冷热气阀可以交替开闭^[20]。

韩国现代汽车公司生产的奏鸣曲（SONATA）牌轿车，采用了两个相对独立而又相互联系的电控风扇——散热器冷却风扇和冷凝器冷却风扇，对冷却液温度和空调冷凝器温度进行多级联合控制，结果减少了风扇功率消耗的 90%，节省燃油 10%^[21]。

Johnson Electric 公司开发生产了一种散热器冷却风扇模块，把风扇、电机、控制电路等封装在一起，可以通过编程精确控制发动机、散热器、发动机舱室的温度^[22]。

Huber Reversible Fan Inc. 公司开发出了一系列的可逆转风扇，有吸排气两种工作状态。单向风扇易积垢且难以清洁，容易降低散热性能，致使发动机过热。可逆转风扇可改变吹风方向，使散热器更清洁^[23]。

节温器的研究

传统石蜡和乙醚节温器响应速度较慢，节流阻力大，容易导致冷却液温度不必要的波动。

为了实现冷却系统的性能优化,有必要改进节温器,或者采用电控比例流量阀。实验结果表明,与传统节温器相比,电控阀在寒冷的气候条件下,可以更迅速地提高冷却液的温度,而在高的热负荷条件下仍然满足发动机的需要,降低冷却液的压降,减少泵的功率损耗,从而提高效率^[24]。

散热器布置方式的研究

对工程机械而言,需要由散热系统带走的热量,除了发动机产生的热量外,还包括液压系统机械能耗产生的热量、液力变矩器产生的热量、空调系统产生的热量、变速箱机油散热器的热量等。这样使得散热系统的复杂性大大增加,需要研究整个散热系统的结构布置问题。目前,在工程机械上通常把各种散热器按照串联、并联或者混联方式组合起来布置在冷却空气流道中。由于流动阻力较大,工程机械在恶劣条件下,大负荷运行时,常常达不到满意的冷却效果。

散热、排放以及噪声法规使业界开始考虑采用新的机构布置方式。比如把多个散热器组合起来形成一个舱室,以降低噪音,增加散热器的散热面积;也有人考虑散热器的合并,比如已有使用的油冷器,能同时冷却发动机和变速箱机油,还可以考虑发动机散热器和冷凝器的合并。在2003年SAE年会上,出现了一种新的冷却系统 UltimateCoolinem (TM)的组成结构,它利用发动机冷却液来冷却车辆中需要冷却的流体,如冷却空气、制冷剂、油、废气、燃料等^[25]。

1.2.1.3 控制系统的研究

传统冷却系统采用百叶窗、风扇离合器、节温器等来实现冷却强度的调节,虽然能满足车辆的基本使用要求,但各部件的动作互不联系,寄生损失大,无法随工况和环境改变相应地调节冷却强度,以保证发动机在最佳温度范围内工作。因此,控制系统应向着智能化方向发展,需要把调速泵、比例阀、调速风扇、各种换热器、传感器、微处理器、优化的冷却介质通道和冷却风道等集成为一个高效的封闭式系统,通过微处理器上运行的监控程序和控制策略实现流量控制阀、冷却风扇、水泵等的多元联合控制,保证车辆工作在最佳状态。

Matthieu Chanfreau等(2001)合作研制了具有42V/14V双电压的具有高级热管理系统的小车,它可以降低油耗3%,CO₂排放降低3%,HC降低15%,CO降低17%,NO_x基本不变^[26]。通用公司和密歇根科技大学(2001)设计开发了载重车柴油机的热管理系统^[27]。Chalgren(2004)介绍了一种高级热管理系统(ATMS),它可以缩短发动机暖机时间,提高驾驶室的舒适性^[28]。

1.2.2 热管理系统研究现状

1.2.2.1 国内现状

目前,国内对热管理系统的研究正处于起步阶段,所涉及到的冷却系统的研究也尚处于经验设计阶段。在实际使用中,一旦冷却系统出现问题,解决办法多数如下:

- ① 加大风扇风量:增大风扇的直径和叶片数,改变风扇的叶片安装角,并适当提高风扇转速;
- ② 加快冷却液的循环速度:适当调整水泵容量并提高水泵转速,使水泵的流量加大;
- ③ 加大散热器散热面积;
- ④ 改变结构和材料:比如采用水箱、变矩器油散热器和液压油散热器“三位一体”式结构,水箱散热器的芯部采用导热系数好的材料和开窗式散热片,液压油散热器也由钢管铝片的镶嵌式结构改为铝管铝片的一体式结构等;
- ⑤ 采用加压水箱,并加注沸点较高的防冻液,可有效地防止发动机的低压开锅问题;
- ⑥ 优化传动系统的匹配和液压管路系统布置,采用特殊的散热系统等。

近几年,国内工程机械领域内的一些大型骨干企业不断采用新技术,取得了不少研究成果。例如,徐州装载机厂开展了轮式装载机在高原和沙漠环境下的适应性研究,采用热平衡技术,对冷却系统进行了优化配置,提高了整机的热平衡综合性能^[29]。

在计算机模拟方面也取得了一定进展,相继出现了一些数学模型和计算方法,大大减少了冷却系统匹配设计的工作量。例如,先后有人开展了内燃机缸内气体的流动、燃烧、对流传热、辐射传热等模型与燃烧室部件整体导热模型耦合的计算机模拟^[30]。

装甲兵工程学院毕小平教授建立了坦克动力舱内三维空气流动数学模型。通过考虑车辆动力舱内流道几何尺寸、壁面摩擦、散热器传热、风扇做功以及分支流动对散热气流的影响,应用双方程湍流模型描述湍流,散热风扇局部区域处的空气流动以旋转坐标系控制方程求解;散热器芯部作为多孔介质处理,采用非结构化网格与网格自适应技术实施区域离散化。他对一台履带式装甲车辆进行了仿真,并与实验数据进行了对比,结果证明了其数值模拟的正确性^[31]。

总之,目前在国内,对冷却系统的研究尚处于经验设计阶段,而且研究多限于对冷却系统零部件的改进和提高上,还没有上升到把整个冷却系统作为研究对象的高度,更没有达到整车优化匹配设计阶段,设计理念较为落后。

1.2.2.2 国外现状

在国外,热管理技术方面的研究相对较多,普遍采用了计算机数值模拟与实车测试相结合的方法。计算机数值模拟就是根据研究对象建立各种不同的 CFD 模型,例如:传热模型、传质模型、燃烧模型、冷却模型等;然后利用 CFD 软件,比如 Star-CD, Fluent, Flowmaster 等,模拟分析整车的冷却系统及其零部件的流体流动、压力和温度等的分布情况;最后进行实车试验,以验证计算模型。计算机数值模拟方法缩短了产品的开发时间,减少了昂贵的实车试验费用,降低了车辆的成本。

德尔福(Delphi)公司开发出了一种名为汽车气候控制 ACC(Automatic Climate Control)系统,其组成是:虚拟热舒适性模块、瞬态汽车气候模拟系统、Matlab/Simulink 控制算法原型和 Altia Virtual Control Head generation。该系统把冷却系统作为车辆、环境和人组成的大系统下的一个子系统进行研究,其思考方式不是仅仅局限于冷却系统,而着眼于车辆、环境和人组成的大系统^[32]。

澳大利亚的 Maritime College 开发出了一个基于微机的柴油机循环和冷却系统的模拟程序(DEC SIM)。该程序可以预测两冲程和四冲程柴油机的稳态工作性能特性、燃烧室组件的热行为(如温度分布等)、曲轴压力角、压力容积(pressure-volume)、散热量等,也可以用来建立冷却系统行为模型、优化散热器和泵的设计,提高故障的易诊断性^[33]。

法雷奥(Valeo)公司在 1999 年提出了在发动机上配置一种名为 THEMIS 的先进的发动机热管理系统,它能够根据驾驶条件和发动机负荷来管理和优化发动机温度,以改善发动机的冷却性能,使排放达到欧 IV、欧 V 排放标准和北美 CAFE(Corporate Average Fuel Economy)标准。目前该系统已安装在法雷奥(Valeo)各种试验车型上,试验结果表明,与普通发动机冷却系统相比,该系统可节约 2%~5% 的燃油消耗,排放物中碳氢化合物降低 10%、一氧化碳减少 20%,并保持 NO_x 水平不变;另外,使用该系统后,可加快发动机预热,应用汽车空调时快速制冷,并且在冬季市区驾驶条件下,缩短车厢内的升温时间,预计 2005 年该系统将首次投入到实际使用中^[34]。

1.2.3 热管理系统的发展趋势

目前,日益突出的能源问题,迫使车辆研究必须朝着经济性方向发展。对于车辆而言,经济性主要表现在油耗、排放等方面,而冷却系统就是影响这些方面的主要因素。因此,传统的冷却系统已经不能满足发展的需要,必须向着智能化方向发展,能够自动调节冷却强度,保证车辆的最佳工作温度范围和最佳的舒适性,这是车辆热管理系统发展的必由之路。

针对传统车辆冷却系统的弊端,从灵敏性、可靠性以及车辆的动力性和经济性考虑出发,应使节温器、百叶窗、风扇、水泵实现多元联合控制,即将传统的散热风扇改为电控风扇;将传统的节温器改为电控节温器,或者可控制的比例阀;增设电控导风板;传统水泵改为电控水泵等。实现上述零部件,或者其中部分零部件的联合控制,即实现了冷却系统的智能控制。其中最关键的技术是 ECU 控制的实现,它必须能够根据行车状况、大气环境状况(温度,湿度等)、冷却液温度,对冷却系统的散热能力进行自动控制、自我调节,保证车辆处于最佳工作状态,减少车辆的传热损失和功率损耗。

以 DANA 公司的发动机热管理系统为例,如图 1.3 所示。该系统在气缸盖内侧嵌入温度传感器,这样能够比较准确地反馈缸内的温度信号,因而在整个控制过程中准确性更高;传统的机械式水泵改为电控水泵,流量能够自动调节,在发动机熄火后仍能继续运转,一方面可以维持驾驶室的温度,另一方面可以加快散热量的循环,在夏天时不至于因为发动机熄火而使得驾驶室的温度过高;机械式风扇改为电控风扇,转速不再受到发动机转速变化的影响;散热器由传统的位置固定不变式变为可以调节翅片位置;传统的机械阀变为比例流量阀,可以根据需要调节流量大小;控制方面由两个 ECU 来实现,一个是电控单元,另一个是热管理专用电控单元。

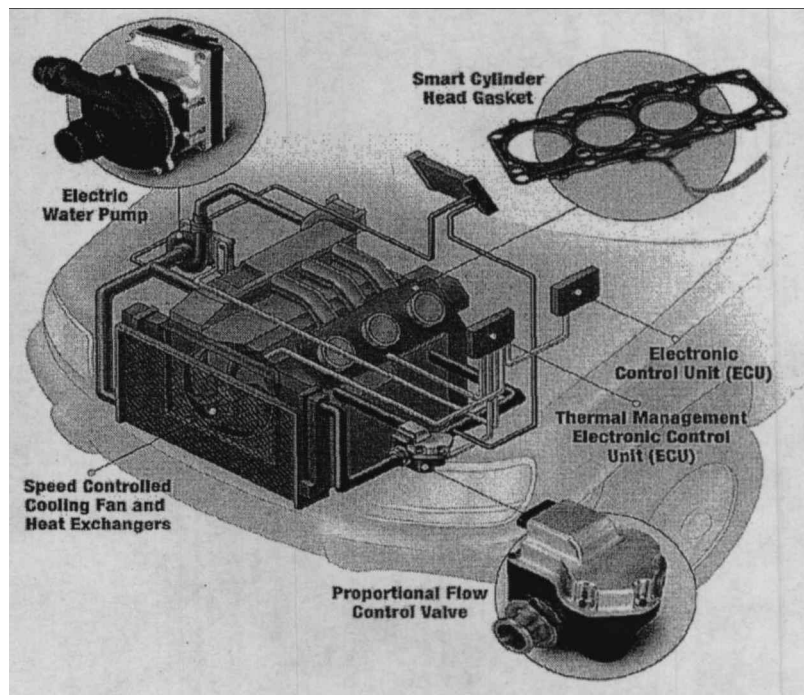


图 1.3 DANA 公司的发动机热管理系统

Figure 1.3 Engine thermal management system from DANA corp.

1.3 本文主要工作内容

迄今为止，热管理技术方面的研究还远未完善。在国外，这方面的研究相对较多，技术也比较成熟，象 AVL、Ricardo、Valeo 等公司都有比较完善的产品。在国内，只有清华大学和浙江大学在此方面开展了较为系统深入的研究，然而也仅仅是处于起步阶段。因此，在评价和确定相关对象在某个工况点的最佳工作温度以及相关控制策略上都缺乏依据。鉴于上述现状，结合工程机械行业的实际发展需要，我们开展了工程机械热管理系统试验平台的开发工作，旨在借助该试验平台来建立一套整车热平衡评估方法，用以分析工程机械各个系统的动态热量分布情况，进而获取热管理系统开发的依据，同时为冷却系统的匹配设计提供可靠数据。

本文主要工作内容包括：

- ① 热管理系统相关技术的现状综述与分析。
- ② 工程机械热管理系统试验平台方案设计，对比分析各种方案的优缺点。
- ③ 工程机械热管理系统试验平台的建设，在研究小组的共同努力下，顺利完成了试验平台的搭建。我主要负责其中软件的开发和部分硬件的设计。
- ④ 工程机械热管理系统试验平台的应用与分析，分别完成了 ZL50G 在行走系统单独工作时、在液压系统单独工作时、在行走系统和液压系统共同工作时的试验，计算了各个部分的散热量，并分析了影响因素，同时也分析了风道内风速与发动机转速的关系。

1.4 本章小结

本章首先介绍了课题的背景,指出日益突出的能源问题以及开展热管理技术研究的必要性与意义,然后介绍了热管理系统相关技术的研究现状与发展趋势,最后介绍了本文的主要工作内容。

第二章 试验平台总体方案设计

2.1 试验平台功能要求分析

本试验平台是热管理系统研究开发的基础,组成结构上的基本要求是:试验平台上的试验部件,特别是传动部件必须能够模拟整车实际牵引、作业状态的相应工况,相关油箱的几何容积、散热部件的规格型号以及安装位置,要与原样机的整体布置相似^[35]。在本试验平台上,试验部件主要包括发动机、变矩器、液压泵、油箱、风扇、风道、散热器组(水箱散热器、变矩器油散热器和液压油散热器)等。这些部件的安装设计与车辆实际配置相符,是试验模拟结果真实性与准确性的前提保障。

由于本试验平台的研究对象是工程机械冷却系统与工况之间的对应关系,因此,参数测量的准确性是最基本的前提。概括起来试验平台的基本功能应包括以下几个方面:

- ① 能够实时、准确测试相关数据。这些数据包括:发动机的工作参数(转速、油耗、排气温度、功率),各散热器的工作参数(流量、进口温度、出口温度、进口压力、出口压力),风道温度,风速,行走系统的输出转矩、功率,液压系统的输出转矩、功率等。其中发动机的参数、行走系统和液压系统的参数用来评估车辆工况,散热器的参数用来计算对应工况下散热器的热负荷,风道参数用来分析影响散热系统性能的各因素。
- ② 能够进行散热系统零部件的选型与匹配。因为散热系统的性能不仅取决于各零部件(如散热器、风扇、水泵等)本身的工作能力,还与各零部件之间的匹配、总体布置、冷却通道结构以及车用工况等因素密切相关。进行零部件选型与匹配试验的目的是为了检验风扇、水泵与散热器以及风扇、风道与散热器组之间的匹配合理性,为零部件的选型设计和总体布局等提供依据。
- ③ 能够提供散热系统的控制策略。作为热管理系统开发的基础,本试验平台必须能够测试各种车用工况下散热系统相关零部件温度、工质温度以及冷却介质流量等运行参数之间的相互关系,通过试验积累为开发热管理系统提供基础数据和控制策略,然后在本试验平台上进行开发试验,即在热管理系统开发中测试各种控制策略的有效性。
- ④ 能够进行功能扩展。由于试验平台的功能只是满足最初的设计需要,在以后的实际使用中,有可能会提出更多的要求,或多或少需要做出一些改进,但是不可能从头再来开发一次,因此,试验平台必须具有扩展功能,也即是良好的开放性和易扩展性。

2.2 试验平台基本方案对比分析

试验平台可以采用不同的方案,来实现相同的任务与目标。本节进行对比的主要有三个方面,分别是:热源模拟方法、测功器、数据采集/处理系统。

2.2.1 热源模拟方法

热源的模拟方法有两种,一种是电加热模拟,另一种是车辆负载模拟。

方案1 电加热模拟

在此方案中热源以电加热模拟方式产生。基本结构框图如图 2.1 所示。

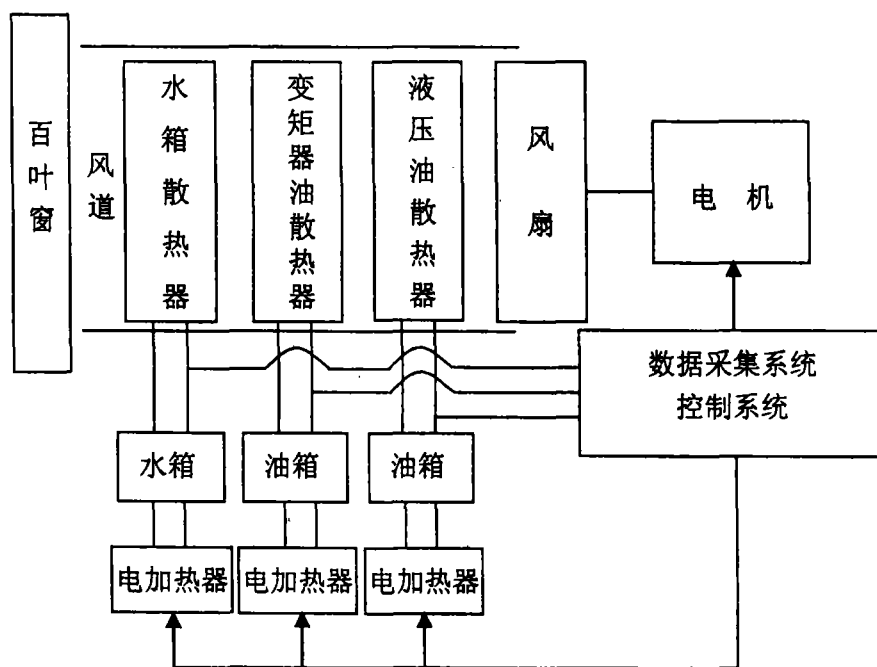


图 2.1 电加热模拟方案示意图

Figure 2.1 The sketch map of electric heating simulation

组成结构中包括百叶窗、风道、水箱、水箱散热器、变矩器油箱、变矩器油散热器、液压油油箱、液压油散热器、风扇、电机、3 个电加热器以及数据采集系统和控制系统等。其中,风扇转速由电机控制,风道布置与实际配置结构相似。百叶窗设置成可以调节角度的,这样可以调节风道内空气的流动阻力。水箱散热器、液压油散热器、变矩器油散热器分别设置独立的管路和电加热器,这样可以避免相互间的影响。数据采集系统负责散热器参数的测量,控制系统负责风扇转速的控制和电加热器功率的控制。

方案2 车辆负载模拟

在此方案中热源由发动机、行走系统、液压系统模拟实际工作情况产生。基本结构框图如图 2.2 所示。

组成结构中包括百叶窗、风道、水箱散热器、变矩器油散热器、液压油散热器、风扇、发动机、行走系统、行走系统负载模拟控制设备、液压系统、液压系

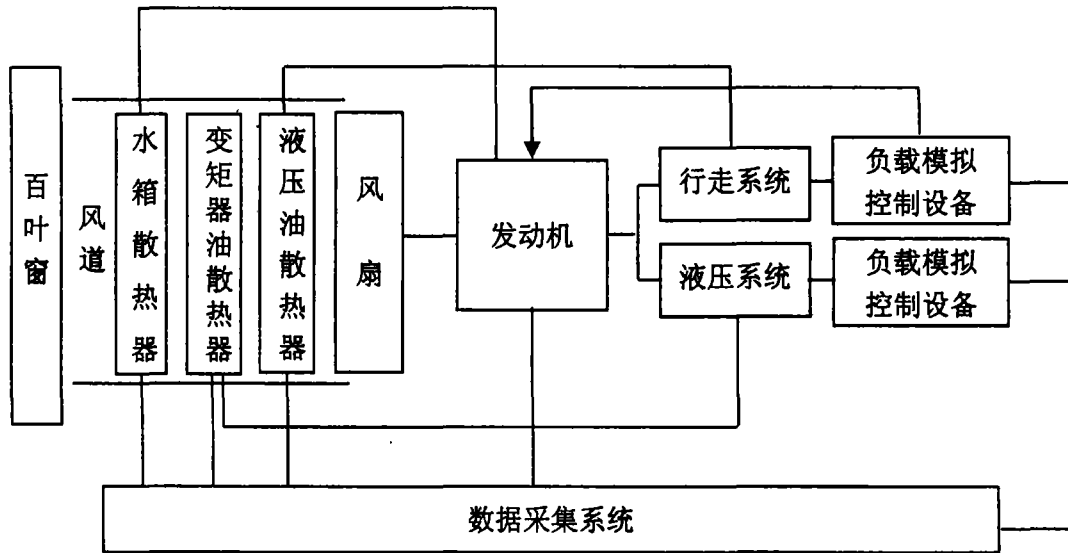


图 2.2 车辆负载模拟方案示意图

Figure 2.2 The sketch map of vehicle load simulation

统负载模拟控制设备、数据采集系统等。在这个方案中，结构布置与实车的配置非常接近，只是将最终的输出功率、转矩用负载模拟控制设备吸收完成，在实际应用时，一般采用测功器来实现这一功能。由于行走系统、液压系统的控制均由负载模拟控制设备实现，因此测试系统不再包含控制功能。

两种试验方案有相似之处，也有不同之处。

相似之处：

散热器组布置相同，都包括：水散热器、变矩器油散热器、液压油散热器、冷却风扇、百叶窗、风道等。

不同之处：

第一种试验方案，用加热器简单地模拟热源的产生与变化，具有独立的控制单元。第二种试验方案，从设计上尽可能与实车的配置相同，包括发动机、行走系统的联轴器、变矩器、变速箱、液压系统的液压泵、液压马达、测功器，以及各种阀和管路，由于控制的实施由测功器的控制实现，因此没有独立的控制单元。

两种方案的优缺点如下：

第一种方案的优点是，设计简单，工作可靠，扩展性强，只要在加热器的功率范围内，就可以模拟各种不同的散热系统试验。但是，这个方案有一个重要前提条件，就是必须预先知道试验系统热量模拟的控制依据，也即是车辆工况与各散热器散热量之间的数量关系。要获得这样的依据，只有通过大量的实验数据积累才行。就目前的研究现状而言，要实施这种方案还是有一定困难的。

第二种方案的优点是，热源的产生直接来自发动机、行走系统、液压系统，可以通过试验直接获取车辆工况与各散热器散热量之间的数量关系，这种对应关

系比较直观,而且试验系统功能易于拓展,除了可以进行冷却系统的研究外,还可以进行其他零部件和系统的研究。缺点是系统设计较复杂,涉及的零部件多,维护工作量大。

综合分析这两种试验方案的优缺点后,本试验平台决定采用第二种方案。

2.2.2 测功器^{[36][37][38]}

测功器是功率吸收型设备,用来测量发动机的输出转矩和功率。根据测功器对功率吸收方式的不同,可以分为水力测功器和电力测功器。

方案1 水力测功器

水力测功器是一种典型的吸收型测功器,它将发动机的输出功率转变为热量消耗掉,同时在此过程中完成转矩测量。

水力测功器主要由转子和定子(外壳)两部分组成。它的基本工作原理是利用转子在充满水的定子中旋转所产生的摩擦阻力来吸收发动机功率,同时通过与可摆动的外壳相连的测力机构测出转矩。

方案2 电力测功器

电力测功器的工作原理和普通发电机或电动机基本相同,可以将发动机的机械功利用发电机变为电能,也可用电动机把电能转变为拖动发动机的机械能。电机的转子和定子以磁通作为媒介,转子和定子之间的作用力和反作用力大小相等,方向相反。所以只要将其定子做成能自由摆动的浮动方式,便可应用与水力测功器一样的测力机构或拉压传感器测出发动机的转矩。

两种选择方案有相似之处,也有不同之处。

相似之处:

均为吸收型设备,均能测量发动机的转矩和功率。

不同之处:

对功率的吸收方式不同,一种是利用水力吸收,另一种是利用电力吸收。

两种方案的优缺点如下:

第一种方案的优点是,结构简单、价格低廉、工作可靠、应用范围广、功率储备大、使用方便等。但是水力测功器对排出的水的温度有特别要求,水温一般不允许超过 70℃,以免水在测功器内产生气泡,因为气泡一旦形成,会使水力测功器的制动力矩急剧变化,影响测功器工作的稳定性,甚至还会发生穴蚀现象,损坏转子。另外,水力测功器还要求供水压力稳定并且有足够的供水量,若供水压力不稳,会造成水层厚度的变化,从而使水力测功器的工作不稳定。

第二种方案的优点是,低速运行时有较大的制动转矩,自动控制简单而容易,动态过程响应时间短,另外还可以将发动机的机械能转变为电能馈入电网,有利于节约能源。但是电力测功器的价格昂贵、结构复杂。

综合分析这两种选择方案的优缺点后,在满足试验要求的前提下,本试验平台决定采用第一种方案。

2.2.3 数据采集/处理系统

数据采集/处理系统是试验平台的重要组成部分,应满足实时测量的需要,并且抗干扰性要强,功能也要易于扩展。根据试验平台的要求,我们列出以下两种方案。

方案 1 基于 DAQ 数据采集卡的测试系统^[39]

此方案由 LabVIEW 软件、DAQ 数据采集卡、相关附件等组成。

方案 2 基于工控模块的测试系统

此方案由工控模块、相关附件、测试软件等组成。

两种方案有相似之处,也有不同之处。

相似之处:

都能实现数据的采集和处理,并且都能满足试验平台的要求。

不同之处:

实现方式不同,方案一由传感器直接与 DAQ 数据采集卡相连,然后通过 LabVIEW 软件读取数据;方案二由传感器与工控模块相连,然后各个模块的输出数据再通过一张 RS485 与 RS232 信号转换板卡进行集成,最后通过测试软件进行数据读取。

两种方案的优缺点如下:

第一种方案的优点是,精度高,采样、读写速度快,由于 LabVIEW 采用图形化语言,所以测试程序的编写比较容易,而且整个系统的功能易于扩展,缺点是价格昂贵。

第二种方案的优点是,在满足试验平台要求的前提下,价格低廉,由于采用模块化设计,功能扩展也比较容易,缺点是整个系统的结构稍显复杂,模块必须与相应的测试量对应,而且测试软件需用高级语言进行编写,比较复杂。

综合分析这两种方案的优缺点后,在满足试验要求的前提下,本试验平台决定采用第二种方案。

有关工控模块、测功器的详细介绍请参阅第三章。

2.3 试验平台的基本组成

试验平台由四部分组成，包括：基础设施、硬件系统、软件系统和辅助系统。下面就各个部分的组成作个介绍。

① 基础设施

包括试验台平板、试验控制室、线路铺设坑道等。控制室面积在 12m^2 左右，配电箱三相四线式，与试验台的相对位置如图 2.3 所示。

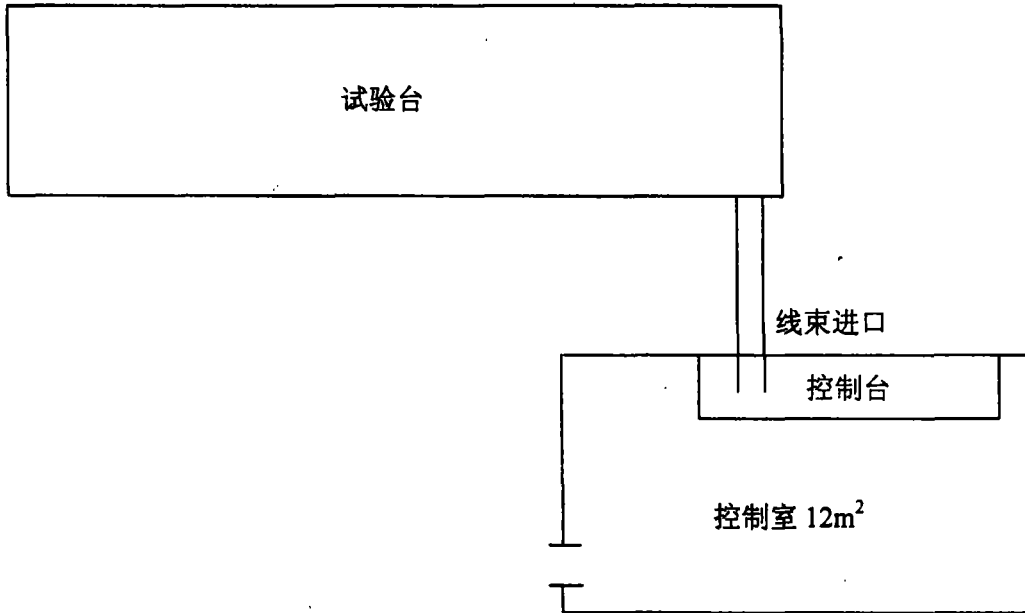


图 2.3 控制室相对试验台位置

Figure 2.3 The layout of control room and test platform

② 硬件系统

包括台架支撑、安装板、发动机、油箱、风扇、变矩器、变速箱、传动轴、行走系统测功器、液压泵、液压管路、接头、液压马达、液压系统测功器、液压油油箱、散热器组、机罩、风道、百叶窗、油耗仪、油门执行器、各种传感器、各种信号处理模块、计算机、打印机等。

油箱离地面 2.5 米，油耗仪离地面 1.5 米，发动机高压油泵回油管与来自油耗仪的供油管用三通连接，如图 2.4 所示。

发动机出口风道布置如图 2.5 所示。

各种传感器、信号处理模块、测功器将在第三章做详细介绍。

试验台平面布置如图 2.6 所示。

③ 软件系统

就是数据采集与处理程序，将在第四章做详细介绍。

④ 辅助系统

包括配电系统、水池、水泵、电机、水管等。

水泵出口尺寸 2"，扬程 50m (0.5Mpa)，加装底阀，水池安装进水管、溢

水管、回水管，为防止水质污染，水池上面加盖。每个测功器进水管前安装调节阀，调节进水压力，YP520 测功器进水管前安装水压表。水经过测功器后回水至集水坑，然后经回水管流回水池，整个水循环系统如图 2.7 所示。

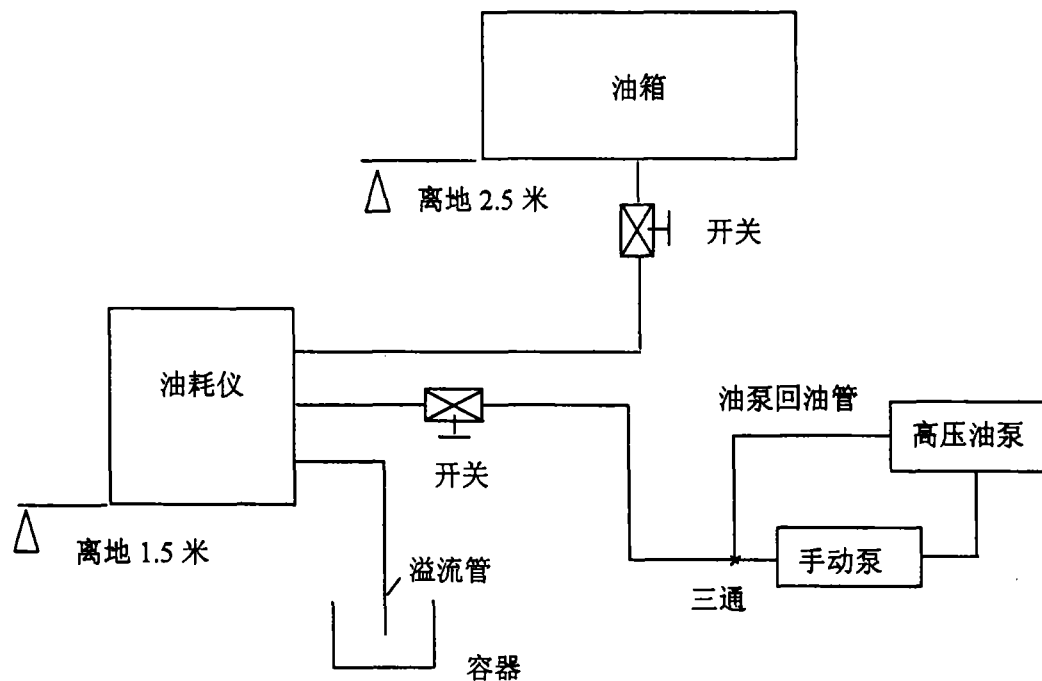
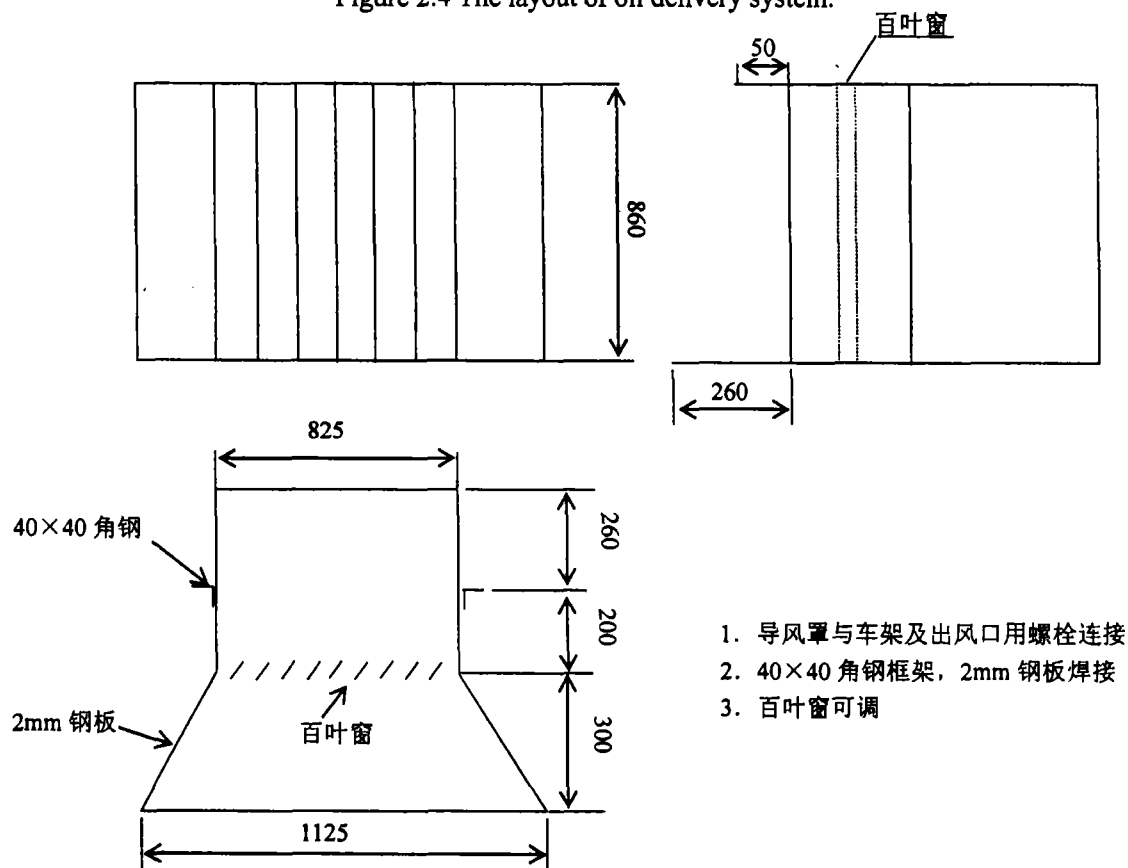


图 2.4 燃油系统布置

Figure 2.4 The layout of oil delivery system.



1. 导风罩与车架及出风口用螺栓连接
2. 40×40 角钢框架，2mm 钢板焊接
3. 百叶窗可调

图 2.5 出风口导风罩

Figure 2.5 The sketch map of windhole hood

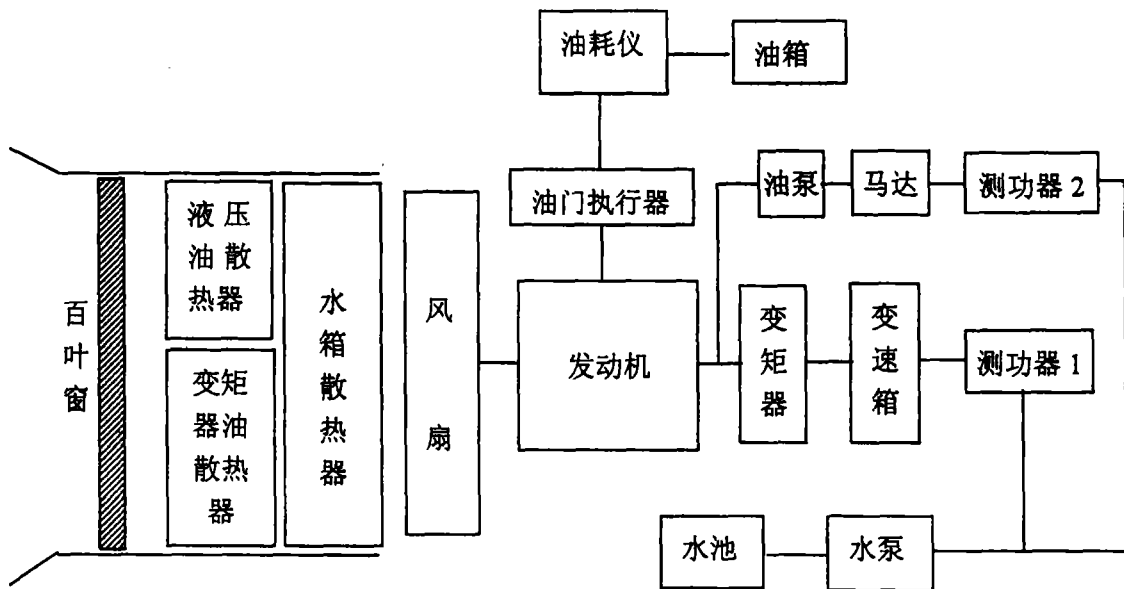


图 2.6 试验平台布置框图

Figure 2.6 The layout of test platform

试验平台总体方案设计时要注意以下问题：

- ① 散热器组的安装最好使用可调节的支架，这样便于散热器的移动。进行试验时，通过调整散热器的位置来改变风道内空气的流动阻力，分析各种不同组合方式下散热系统的性能，达到优化的目的；
- ② 测点的布置必须能够反映实际测试物理量的有效数值，最好选择具有插拔式接头的传感器，这样便于传感器的安装和拆卸；
- ③ 选择测功器时要考虑行走系统和液压系统输出功率、转矩的最大值和最小值。如果测功器的工作范围不能完全包罗行走系统和液压系统的输出值，就不能模拟某些工况，这样，试验结果就没有意义。
- ④ 必须考虑温度、压力、流量传感器的安装顺序。由于这些传感器都是放入管路中的，会干扰流体的流动，直接影响压力的测量。
- ⑤ 试验平台软件开发时必须考虑事故报警。在进行试验时，某些部件可能会出现温度过高、压力过大的现象，为了安全起见，必须设置某些参数的最大极限，当超过极限值时，就应当进行报警，提示操作者停机，或者采取其他相应措施，避免事故的发生。

除此以外，试验系统方案应该易于实施，使用与维护应该规范化，整个系统必须具有足够高的可靠性。

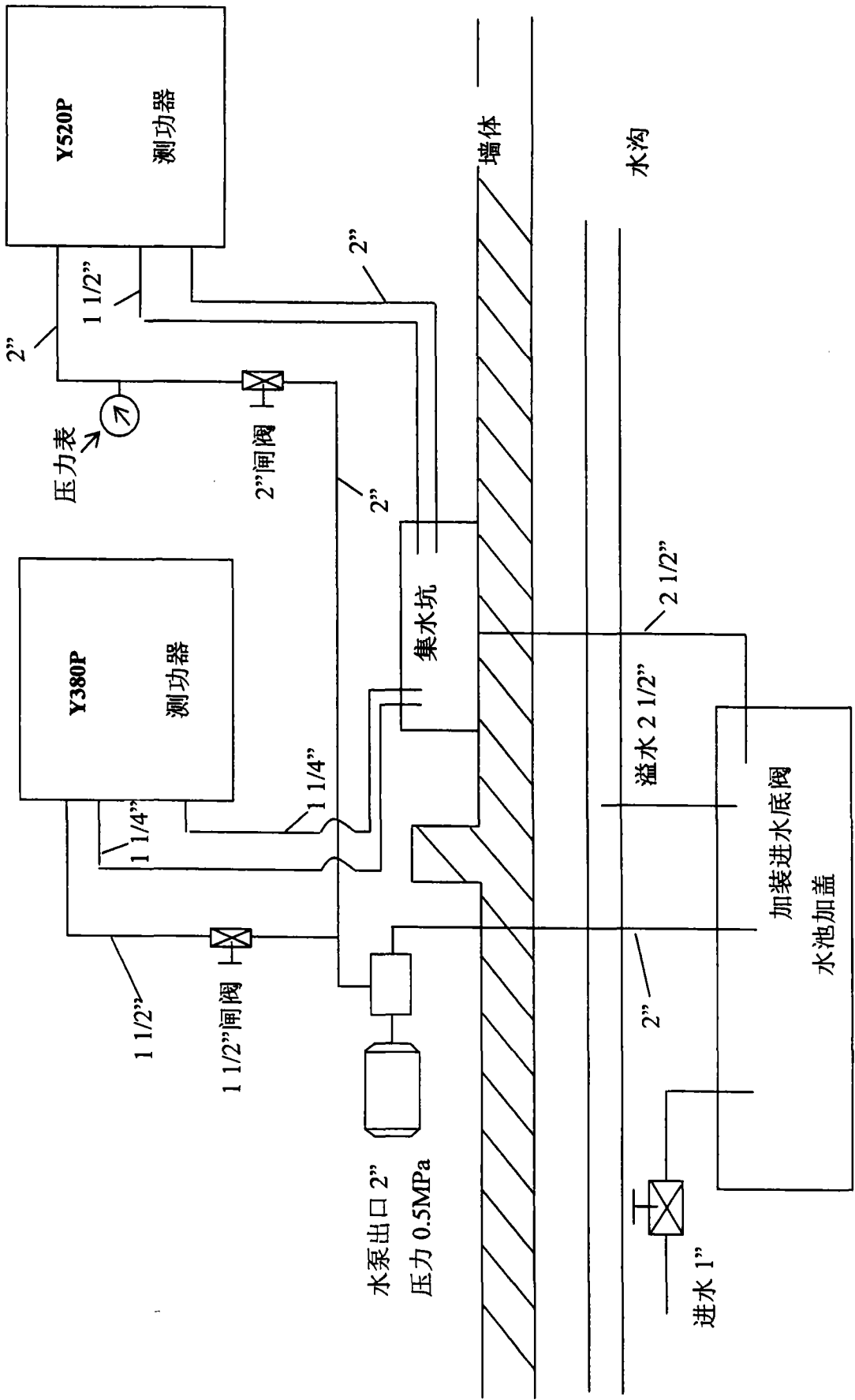


图 2.7 水循环系统布置

Figure 2.7 The layout of water circulation system

2.4 本章小结

本章首先介绍了试验平台的功能要求,然后就试验平台三个组成部分的不同方案进行了对比,这三个部分是:热源模拟方法、测功器、数据采集/处理系统,分析了各个部分不同方案的异同之处、优缺点,根据实现的难易程度和结果的准确性,按照“满足试验平台的基本要求,合理配置资源”的原则,分别选择了相应部分的合理方案,最后介绍了试验平台的基本组成以及一些实施办法。

第三章 试验平台的硬件设计

上一章讲述了试验平台的总体方案，本章主要介绍试验平台的数据处理模块、主要传感器、测功器等。

3.1 数据处理模块

模块的主要功能是将模拟信号转换成数字信号，这样便于计算机的采集。我们采用的是台湾泓格公司的四种工控模块，分别为：7012、7013、7033、7080D，由于每个模块的输出信号都是 RS485 协议方式，模块的通讯指令不能直接接收，所以我们还采用了一个 PCISA-7520R 板卡，主要功能是实现 RS485 和 RS232 的转换。板卡如图 3.1 所示，其技术参数如下：

工作温度	0~50℃
输入类型	无极性光电隔离
输入电压	5~24V 直流或交流(50~1kHz)
输入阻抗	1.2 KΩ
响应时间	20μs (无滤波); 22ms (有滤波)
速率	300~115200 bps
隔离电压	3000VDC

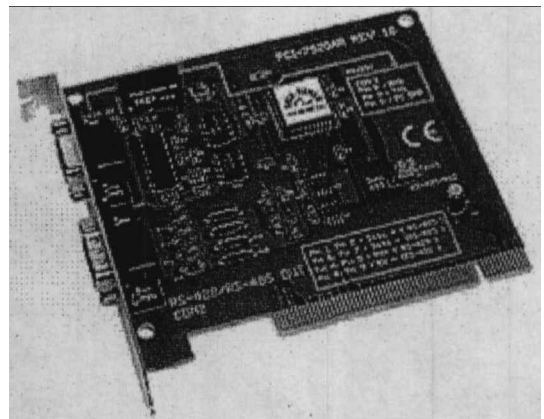


图 3.1 PCISA-7520R 卡
Figure 3.1 PCISA-7520R card

该卡与计算机的连接方式如图 3.2 所示。

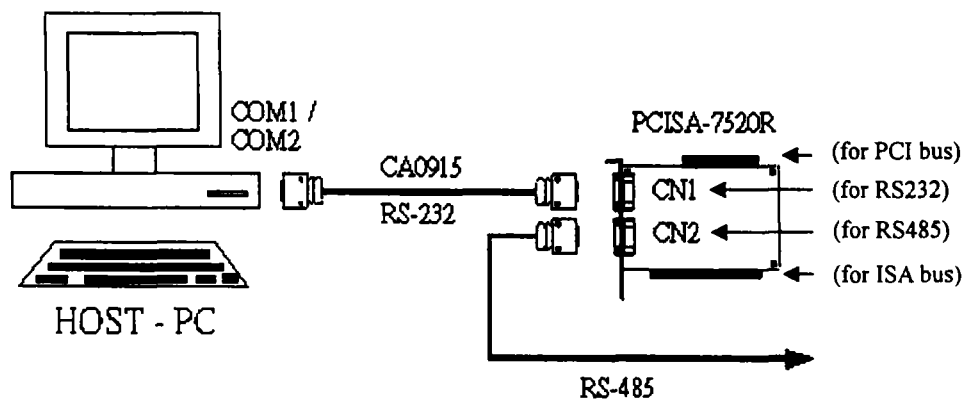


图 3.2 PCISA-7520R 卡与计算机的连接
Figure 3.2 The connection of PCISA-7520R card to computer

模块的连接布局如图 3.3、3.4 所示。

A 面

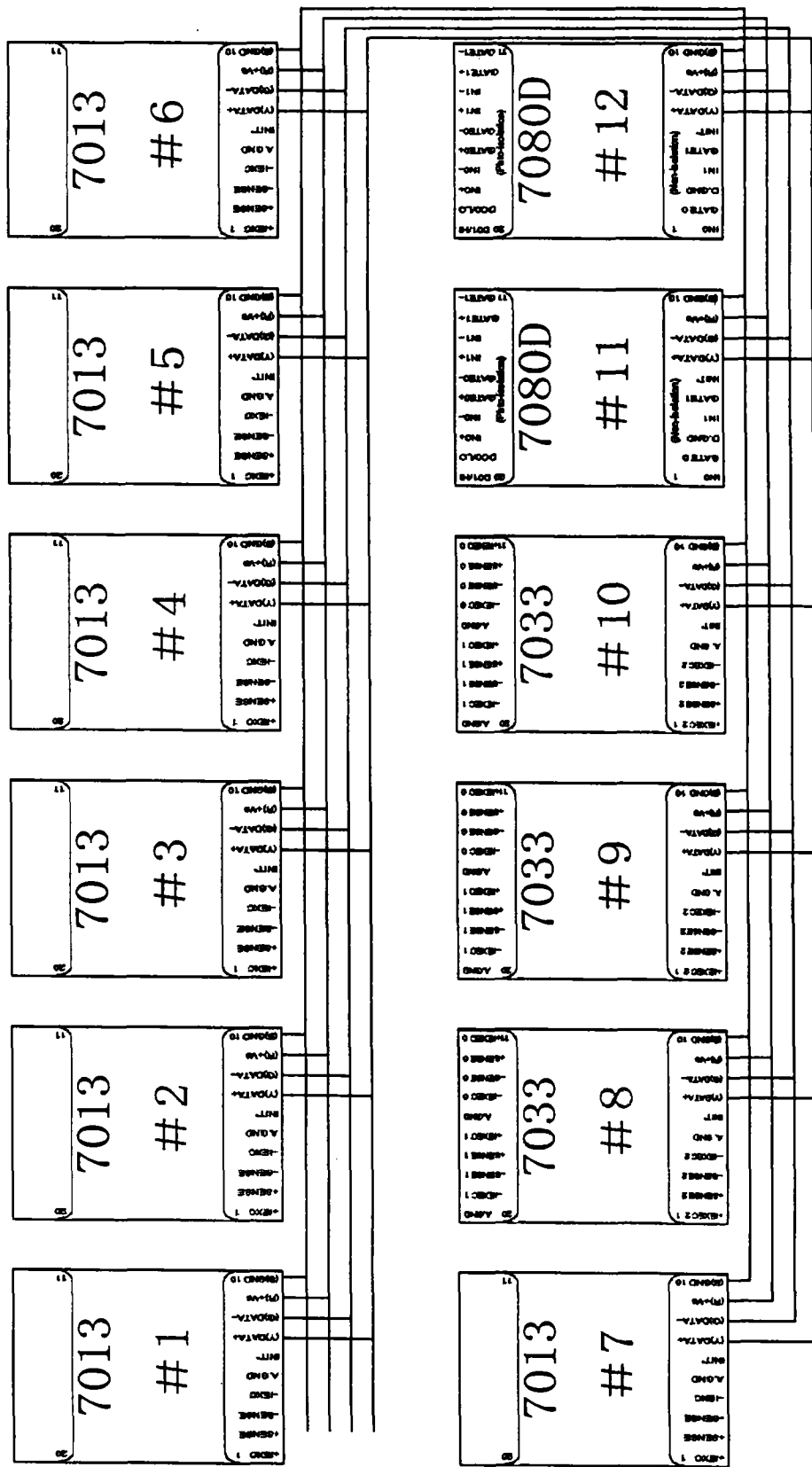


图 3.3 模块连接图 A

Figure 3.3 The layout-A of modules

下面把各个模块的技术参数和接线方式作个详细的介绍^[40]：

① 7012—模拟量输入模块，技术特性如下：

光电隔离	3000 V
输入类型	mV, V, 或 mA
输入通道	1
电压范围	±150mV, ±500mV, ±1V, ±5V, ±10V
电流范围	±20mA
分辨率	16 位
采样速率	10 次/秒
带宽	5.24 Hz
输入阻抗	20MΩ
精度	±0.05%
零点漂移	±0.5μV/°C
满量程漂移	±25ppm/°C
过电压保护	±35V
功耗	1.1W

I/O 结构框图如图 3.5 所示。

引脚定义如图 3.6 所示

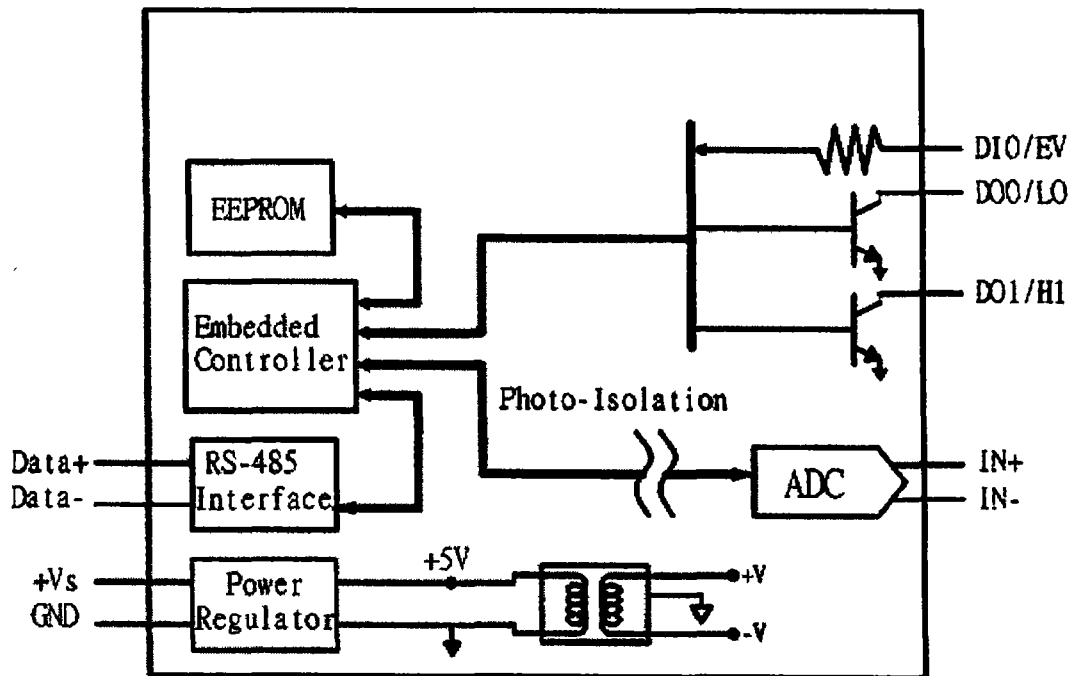


图 3.5 7012 I/O 结构框图

Figure 3.5 The I/O diagram of 7012.

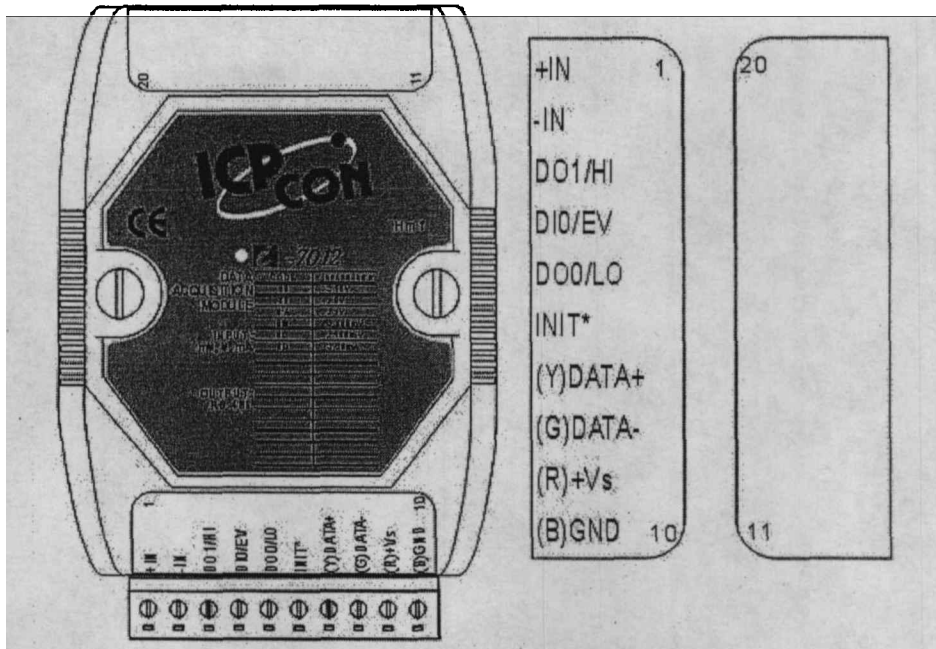


图 3.6 7012 引脚定义

Figure 3.6 The pin assignment of 7012

接线图如图 3.7 所示。

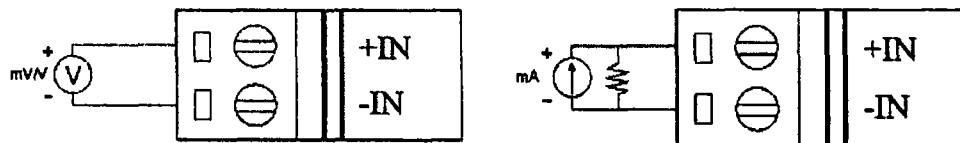


图 3.7 7012 模拟量输入接线图

Figure 3.7 The analog input connection diagram of 7012

② 7013一单通道 RTD 输入模块，技术特性如下：

光电隔离	3000 V				
输入通道	1				
输入类型	Pt, Ni				
RTD 温度范围	Pt100	-100℃	到	+100℃	a = 0.00385
	Pt100	0℃	到	+100℃	a = 0.00385
	Pt100	0℃	到	+200℃	a = 0.00385
	Pt100	0℃	到	+600℃	a = 0.00385
	Pt100	-100℃	到	+100℃	a = 0.003916
	Pt100	0℃	到	+100℃	a = 0.003916
	Pt100	0℃	到	+200℃	a = 0.003916
	Pt100	0℃	到	+600℃	a = 0.003916
	Ni120	-80℃	到	+100℃	
	Ni120	0℃	到	+100℃	
采样速率	10 次/秒				
分辨率	16 位				
带宽	5.24 Hz				
接线方式	2/3/4 线				
精度	±0.05%或更高				
零点漂移	±0.5μV/℃				
满量程漂移	±1.0μV /℃				
输入电压范围	+10 to +30 VDC				
功耗	0.7W				

I/O 结构框图如图 3.8 所示。

引脚定义如图 3.9 所示

接线图如图 3.10 所示

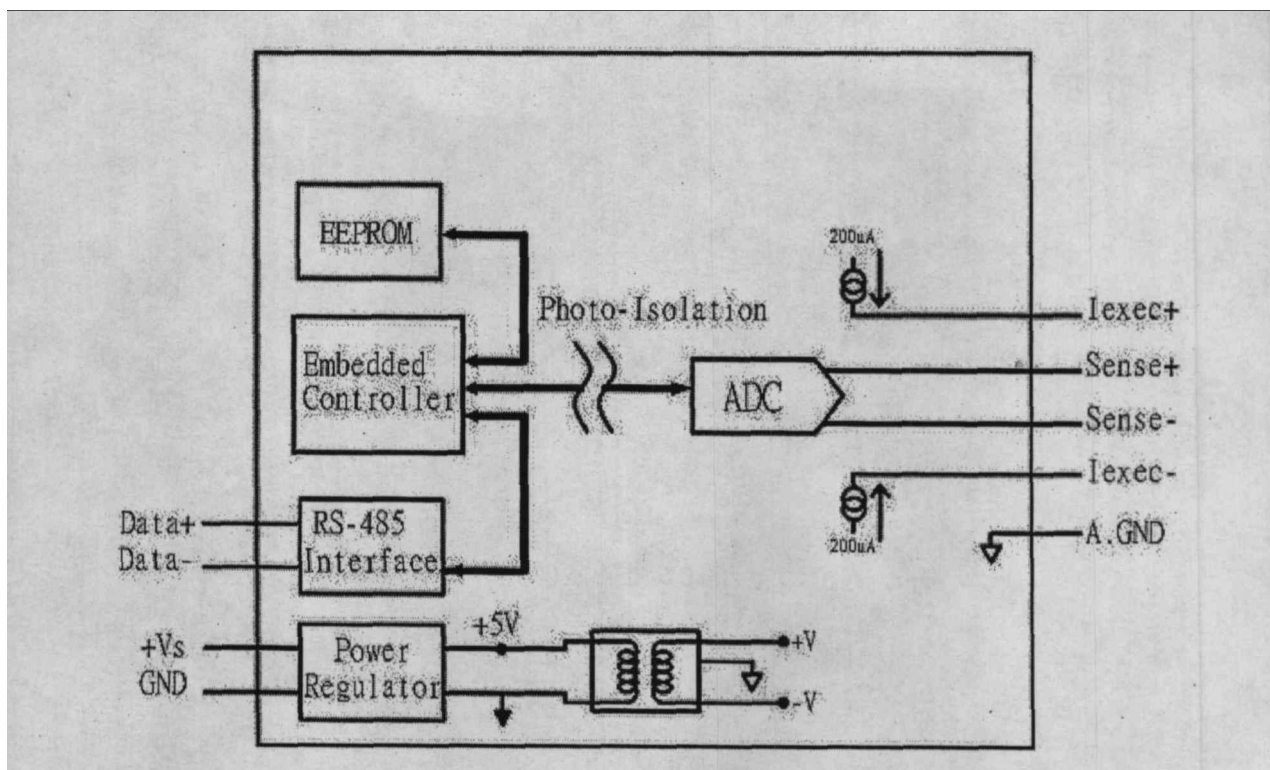


图 3.8 7013 I/O 结构框图
Figure 3.8 The I/O diagram of 7013

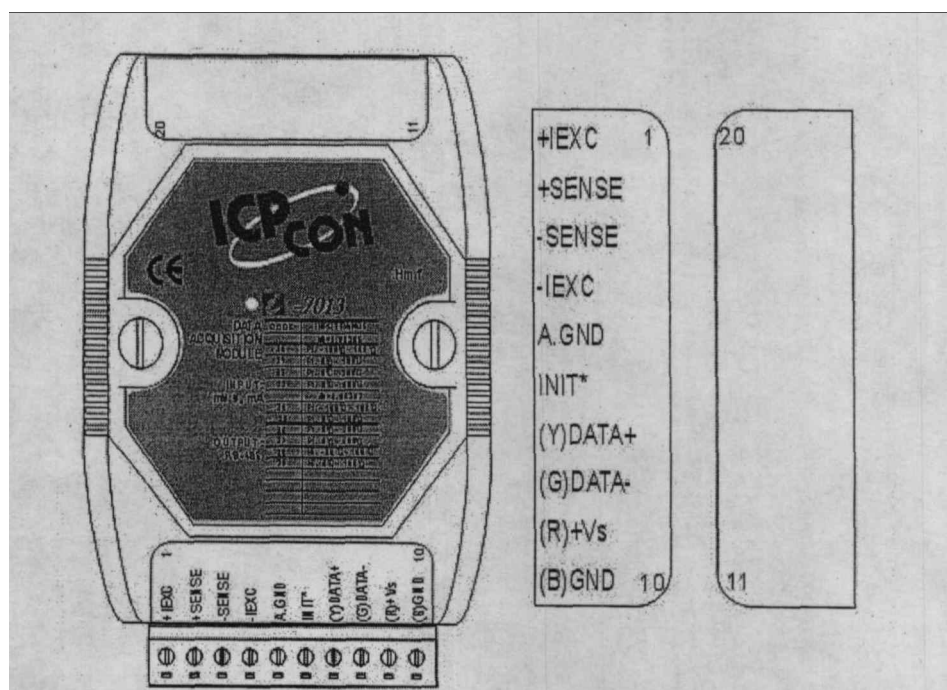
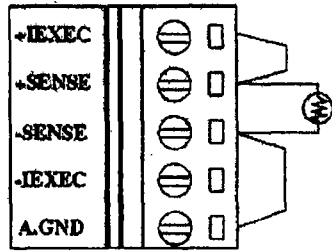
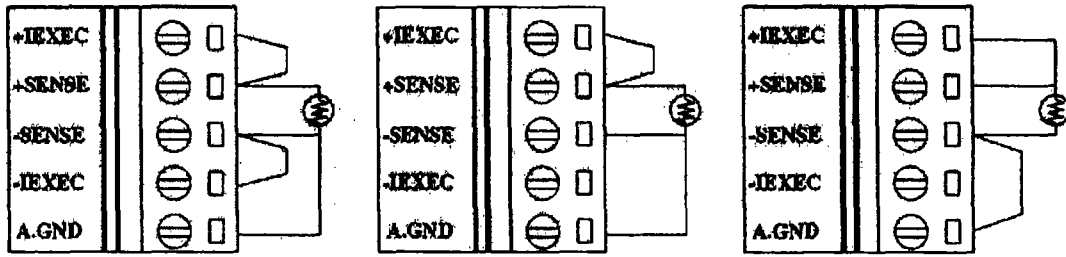


图 3.9 7013 引脚定义
Figure 3.9 The pin assignment of 7013

2 线制 RTD 接线图



3 线制 RTD 接线图



4 线制 RTD 接线图

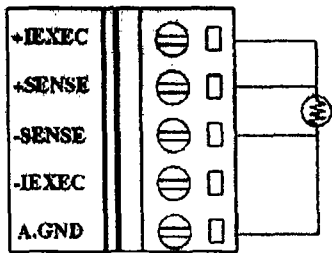


图 3.10 7013 模拟量输入接线图

Figure 3.10 The analog input connection diagram of 7012

③ 7033—三通道 RTD 输入模块，技术特性如下：

光电隔离	3000 V				
输入通道	3				
输入类型	Pt, Ni				
RTD 温度范围	Pt100	-100℃	到	+100℃	a = 0.00385
	Pt100	0℃	到	+100℃	a = 0.00385
	Pt100	0℃	到	+200℃	a = 0.00385
	Pt100	0℃	到	+600℃	a = 0.00385
	Pt100	-100℃	到	+100℃	a = 0.003916
	Pt100	0℃	到	+100℃	a = 0.003916
	Pt100	0℃	到	+200℃	a = 0.003916
	Pt100	0℃	到	+600℃	a = 0.003916
	Ni120	-80℃	到	+100℃	
	Ni120	0℃	到	+100℃	
采样速率	15 次/秒(60Hz), 12.5 次/秒(50Hz)				
带宽	15.7 Hz				
接线方式	2/3/4 线				
精度	+/- 0.1%				
零点漂移	±0.5μV/℃				
满量程漂移	±1.0μV /℃				
输入电压范围	+10 to +30 VDC				
功耗	1.0W				

I/O 结构框图如图 3.11 所示。

引脚定义如图 3.12 所示

接线图如图 3.13 所示

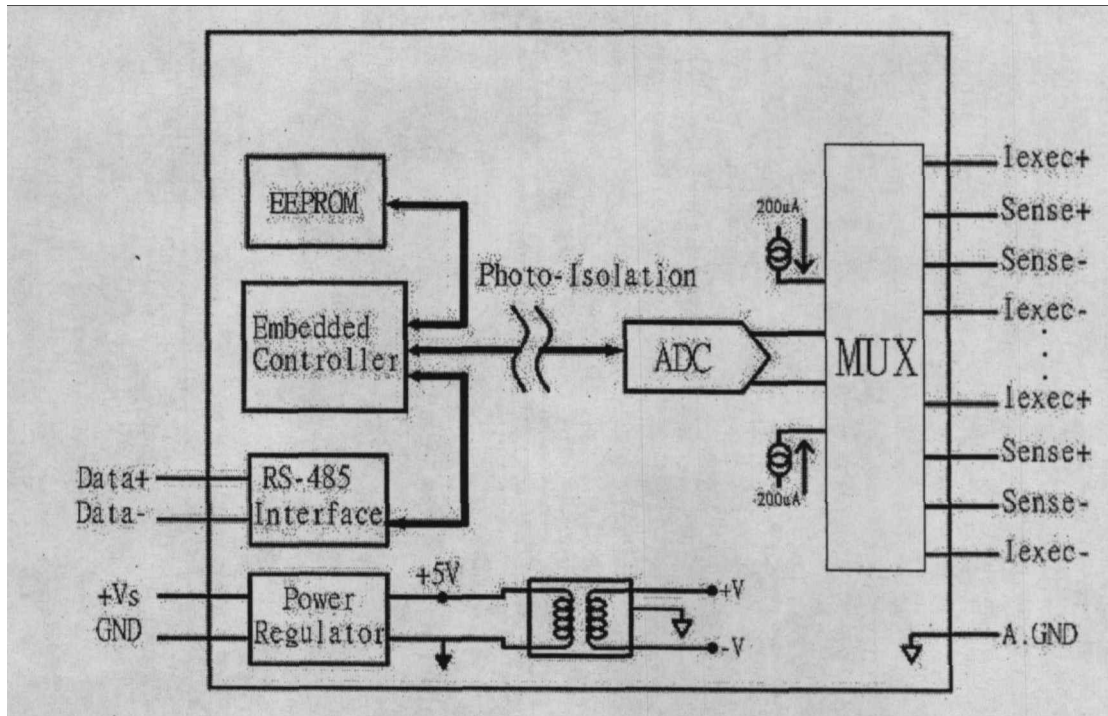


图 3.11 7033 I/O 结构框图
Figure 3.11 The I/O diagram of 7033

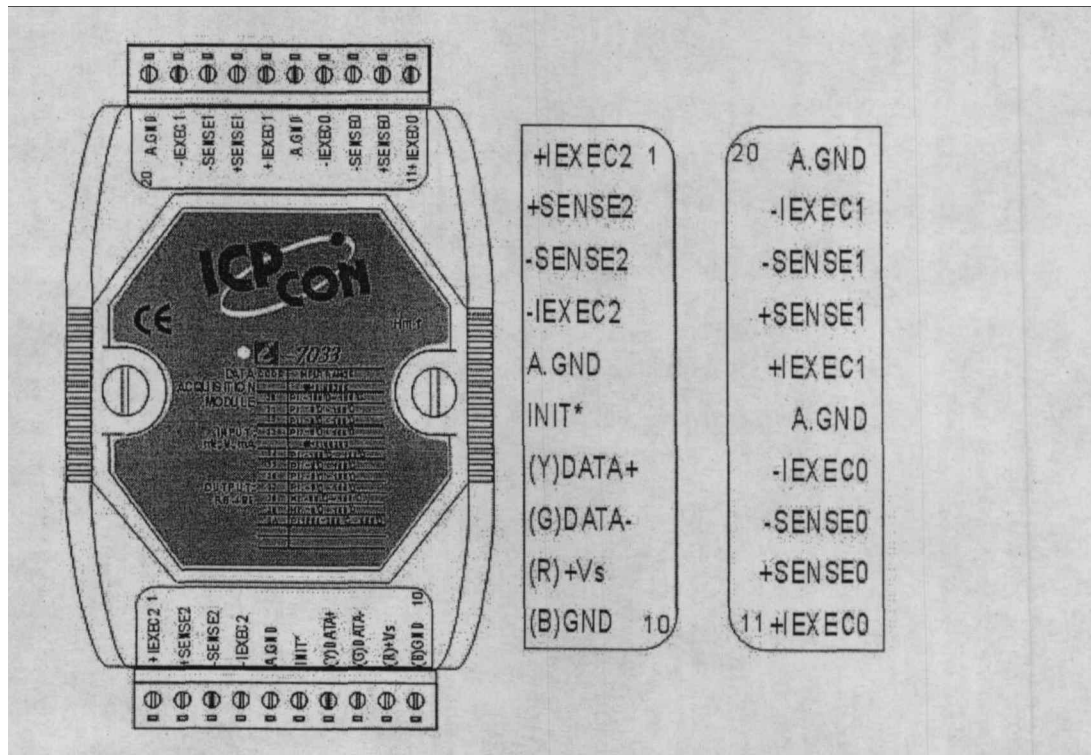
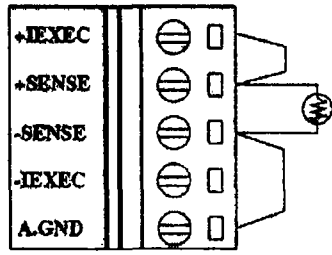
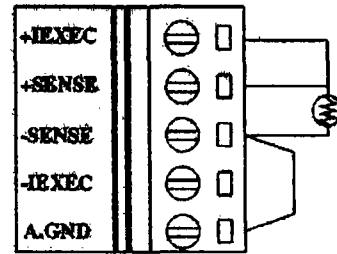
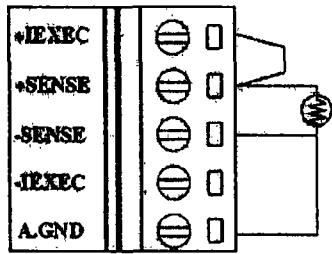
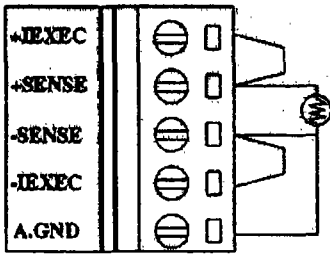


图 3.12 7033 引脚定义
Figure 3.12 The pin assignment of 7033

2 线制 RTD 接线图



3 线制 RTD 接线图



4 线制 RTD 接线图

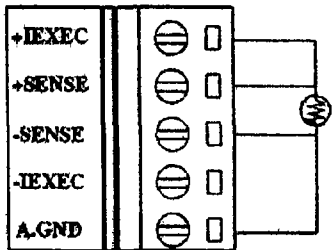


图 3.13 7013 模拟量输入接线图

Figure 3.13 The analog input connection diagram of 7012

④ 7080D—带 LED 显示的计数/频率输入模块，技术特性如下：

计数输入：

通道	2 个独立的 32 位计数器	
输入模式	隔离或非隔离	
隔离输入电平	逻辑电平 0	+1V max
	逻辑电平 1	+3.5 - 30V
隔离电压	3750 V	
非隔离输入电平	逻辑电平 0	0 - +5V (缺省 0.8V)
	逻辑电平 1	0 - +5V (缺省 2.4V)
最大计数	32 位	
可编程的数字滤波器	2 μ s - 65 ms	
显示	5 位, CH0 或 CH1	
功耗	2.2W	

频率输入：

频率范围	1Hz to 100K Hz max
------	--------------------

I/O 结构框图如图 3.14 所示。

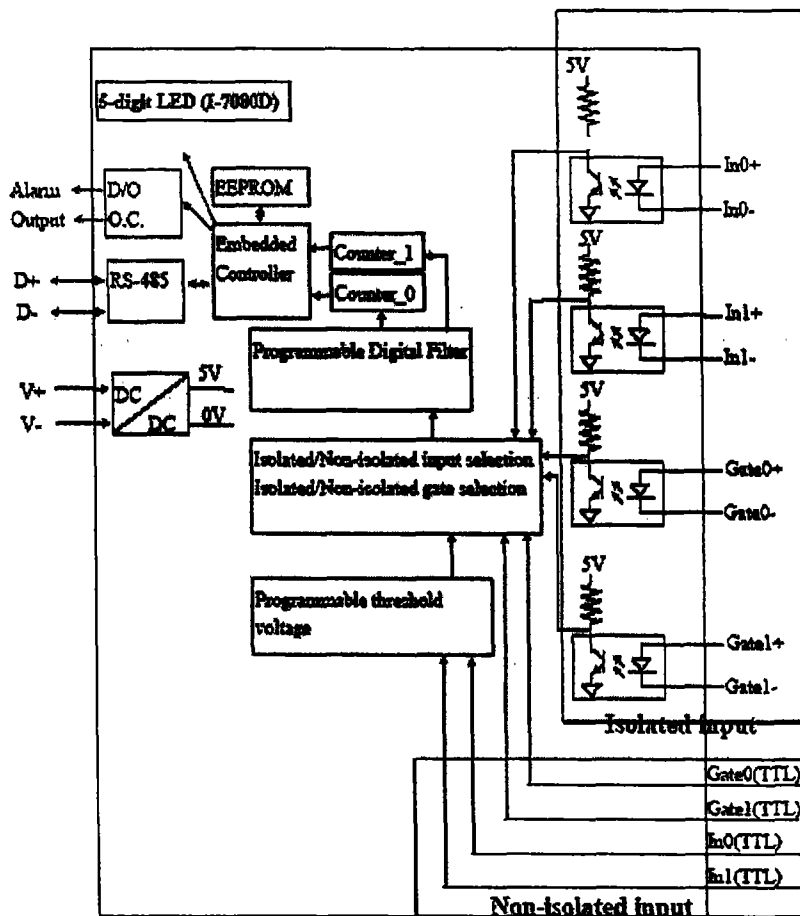


图 3.14 7080D I/O 结构框图

Figure 3.14 The I/O diagram of 7080D

引脚定义如图 3.15 所示

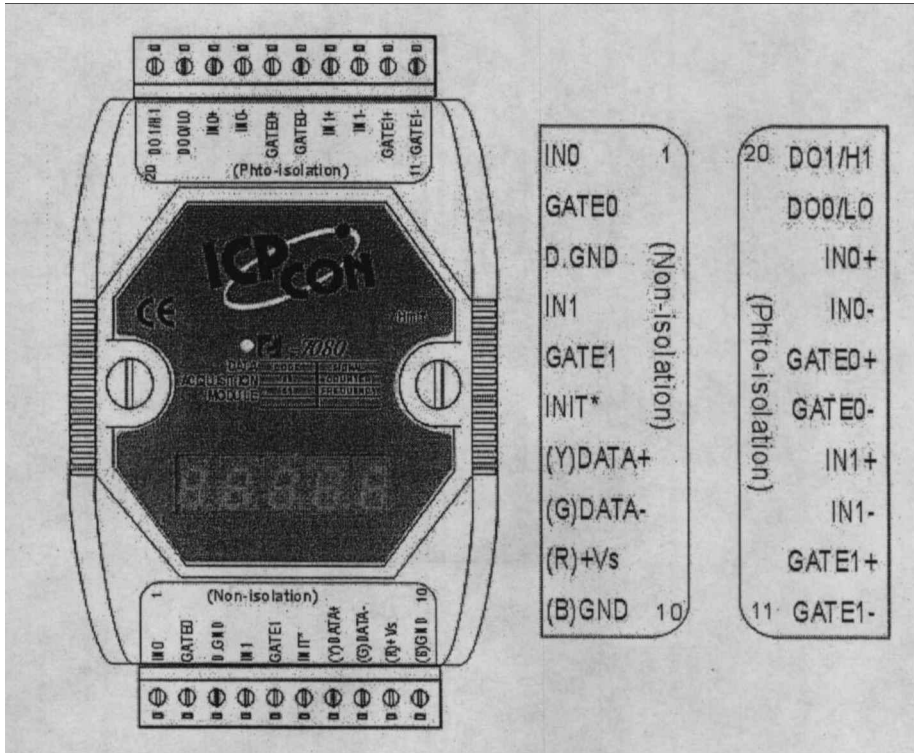


图 3.15 7080D 引脚定义

Figure 3.15 The pin assignment of 7080D

3.2 传感器

3.2.1 主要传感器及其技术参数

传感器分为铂电阻温度传感器、压力传感器、涡轮流量计、风速传感器、转速传感器等五种，其技术参数如下：

温度传感器^[41]：

名称	长度 (mm)	接口螺纹尺寸 (mm)	接口螺纹长度 (mm)	数量
水温传感器	50	M10×1	15	2
油温传感器	50	M10×1	15	4
风温传感器	500	M10×1	15	9

压力传感器^[42]：

输出信号	4-20 mA
精度等级	0.5 (包括线性、迟滞、重复性)
稳定性	<±0.2% (量程/年)
电源电压	24VDC±25%
过载	标准量程 150%
使用温度	-30~180℃

涡轮流量计^[43]：

公称通径 DN (mm)	流体温度 ℃	公称压力 PN (MPa)	环境温度 ℃	相对湿度 %	最大压力损失 (MPa)
25	-20 ~ 120	6.3,16,25	-25 ~ 55	≤80	0.035
40	-20 ~ 120	2.5	-25 ~ 55	≤80	0.025

风速传感器^[44]：

精度	3%(0~50℃), 4%(-40~0℃ & 50~100℃)
延迟时间	1.5 s
工作温度	-40~100℃
工作压力	6.89 bar max
电源电压	12~35 VDC
输出信号	4-20 mA

转速传感器^[45]:

工作电压	+5~+24V
使用温度	-20~+80℃
输出信号	高电平近似于电源电压, 低电平<0.3V; 方波信号
响应频率	0.3HZ 至 25KHZ
触发形式	钢铁齿轮, 或其他软磁材料
测量精度	±一个脉冲
外壳材料	金属镀铬
应用距离	(0.2-2.5mm) 正比于齿高, 高速和极低速时距离应近

3.2.2 传感器的布置与安装

名称		安装位置
温度传感器	水温	发动机冷却水进口 发动机冷却水出口
	油温	变矩器油散热器进口 变矩器油散热器出口 液压油散热器进口 液压油散热器出口
	风温	风道 A、B、C 三点, 具体如图 3.16
压力传感器		变矩器进口 (量程: 0~0.5 MPa) 变矩器出口 (量程: 0~1 MPa) 液压马达进口 (量程: 0~0.15 MPa) 液压马达出口 (量程: 0~0.4 Mpa)
涡轮流量计		变矩器油流量 (型号: LWGY-40, 量程: 2~20 m ³ /h) 液压马达回油箱油流量 (型号: LWGY-40, 量程: 2~20 m ³ /h) 液压油油流量 (型号: LWGY-25, 量程: 1~10 m ³ /h) 发动机冷却水水流量 (型号: LWGY-40, 量程: 2~20 m ³ /h)
风速传感器		风道内, 具体位置待定。
转速传感器		飞轮端。

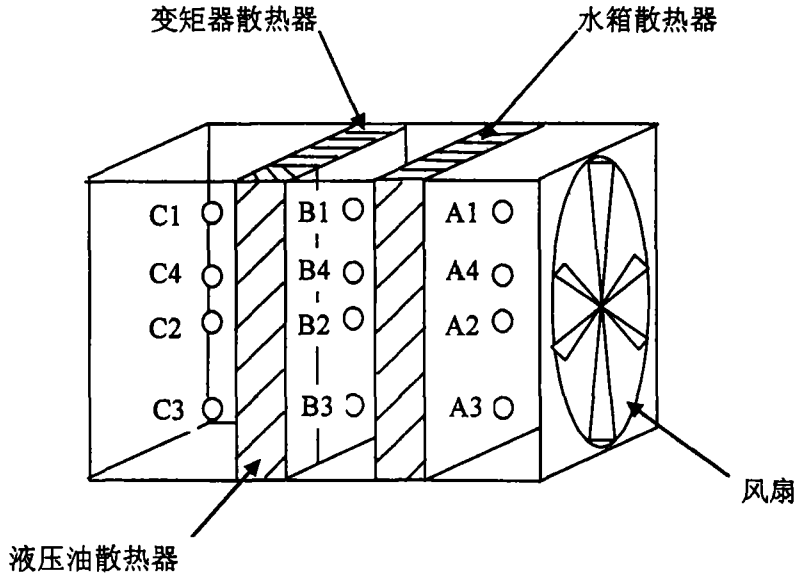


图 3.16 风道温度、风速测点分布图

Figure 3.16 The test points distribution of wind temperature and speed

说明：假设风扇和水箱散热器中间为 A 层，水箱散热器和变矩器油散热器、液压油散热器中间为 B 层，变矩器油散热器、液压油散热器后面为 C 层，每一层又分为上中下三个点分别为 A1、A2、A3，B1、B2、B3，C1、C2、C3，风道温度传感器就安装在这些点；1 和 2 之间设为第 4 点，分别为 A4、B4、C4，风速传感器安装在这些点中的某一个位置，视具体情况而定。

3.2.3 传感器与模块的连接

- 模块 1 用于变矩器油散热器进口油温的测量，
- 模块 2 用于变矩器油散热器出口油温的测量，
- 模块 3 用于液压油散热器进口油温的测量，
- 模块 4 用于液压油散热器出口油温的测量，
- 模块 5 用于发动机冷却水散热器进口水温的测量，
- 模块 6 用于发动机冷却水散热器出口水温的测量，
- 模块 7（用于将来功能扩展）
- 模块 8 用于风道 A 点温度的测量，
- 模块 9 用于风道 B 点温度的测量，
- 模块 10 用于风道 C 点温度的测量，
- 模块 11 用于变矩器油流量、液压油总流量的测量，
- 模块 12 用于液压油散热器流量、发动机冷却水流量的测量，
- 模块 13 用于变矩器油散热器进口油压的测量，
- 模块 14 用于变矩器油散热器出口油压的测量，

模块 15 用于液压油散热器进口油压的测量，
模块 16 用于液压油散热器出口油压的测量，
模块 17 用于风道空气速度的测量，
模块 18（用于将来功能扩展）
模块 19（用于将来功能扩展）
模块 20（用于将来功能扩展）
模块 21 用于发动机转速的测量。

传感器与各个模块的接线方式请参阅数据处理模块一节。

3.2.4 传感器的标定

由于传感器在使用一段时间后，会出现零点漂移，直接影响测试精度，为了保证测试结果的准确性，传感器应该定期进行标定，具体的标定方法请参阅第四章【传感器标定】一节。

3.3 测功器

测功器选用江苏启东测功器厂生产的 Y 系列 P 型水力测功器，型号分别为 Y380-S 和 Y520-S。主要性能如下^[46]：

- 1) 高精度应变式拉压力传感器实现发动机输出扭矩的精密数字测量。
- 2) 磁电式测速传感器实现高精度瞬时转速测量。
- 3) 数字调节器实现发动机与测功器转速、负荷的高性能自动控制。
- 4) 直接数字控制（DDC）方式及灵活多变的控制算法可满足不同类型发动机测量控制要求。
- 5) 触摸式工况设定使操作更为便捷可靠。快慢速设定功能使设定快速性和精确性得以兼顾。
- 6) 越限声光报警和自动紧急停车功能，极限参数可随意设置，并且有突卸载荷试验功能。
- 7) 通过 RS232 串行接口与 HZB 油耗测量仪配套，实现发动机油耗率的测量显示。
- 8) 所有调零，调增益，上、下限设定均采用数字化，摒弃了以往采用电位器调节的弊端，使调节、设定更为精确可靠。

这两台测功器分别用来模拟车辆实际运行时的行走负载以及液压系统作业时的工作负载。工作原理是：测功器所附带的工控机将采集到的负荷、温度、压力等模拟信号经过调理后，变成 0~10V 标准模拟信号，再经 A/D 转换，变成计算机所需的数字量；转速信号经整形、放大、光电隔离后，送到专用计数板，经工控机计数后变成相应的数字量，然后工控机根据采集的数据，综合用户面板的给定状态，经过一系列控制算法的运算，变成直接推动水门、油门执行器的脉冲信号，实现了工控机直接数字控制（DDC）。工作原理如图 3.17 所示。

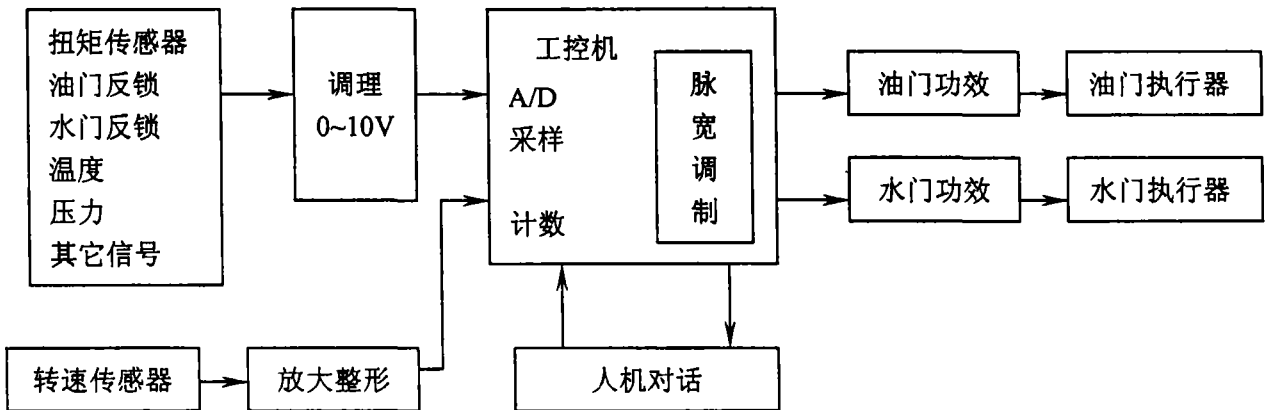


图 3.17 测功器工作原理

Figure 3.17 The working principle of dynamometer

测功器通过 RS232 接口与计算机相连，将燃油消耗量、排气温度、行走系

统和液压系统的功率、转矩等数据送往计算机处理。由于计算机的 COM 口不够用，所以还使用了一块串口扩展卡，如图 3.18 所示。

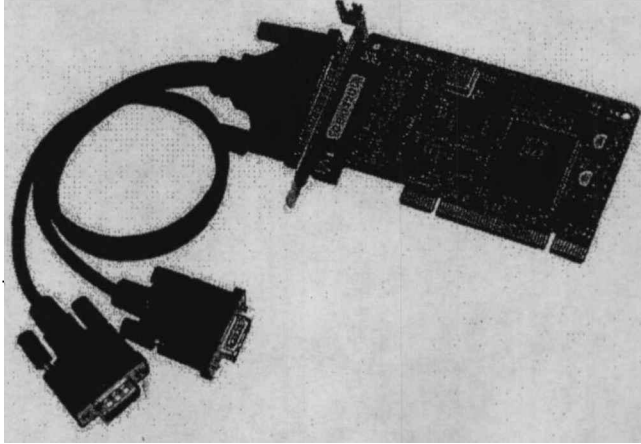


图 3.18 MOXA 多串口卡
Figure 3.18 MOXA multi-COM

该卡的技术参数如下：

工作温度	0~55℃
输入类型	无极性光电隔离
串口数	2
速率	50 bps~230.4 Kbps
隔离电压	2000VDC
传输协议	RS-485

测功器的具体操作方法请参阅相关说明书。

3.4 本章小结

本章首先介绍了试验平台的数据处理模块，包括它们的工作原理、引脚功能以及连线方法，然后介绍了主要的传感器，包括它们的技术参数、布置与安装、连接办法，最后介绍了测功器的主要性能和工作原理。

第四章 试验平台的软件设计

上一章讲述了试验平台的硬件设计,本章将介绍试验平台的软件设计以及各个窗体的主要功能。

4.1 开发工具的选择^{[47][48][49][50][51][52][53]}

Borland C++ Builder 是 Interprise (Borland) 公司推出的基于 C++ 语言的快速应用程序开发 (Rapid Application Development, RAD) 工具,它是最先进的开发应用程序的组件思想和面向对象的高效语言 C++融合的产物。C++ Builder 充分利用了已经发展成熟的 Delphi 的可视化组件库 (Visual Component Library, VCL),吸收了 Borland C++ 这个优秀编译器的诸多优点,目前已经成为一个非常成熟的可视化应用程序开发工具,功能强大而且效率高。C++ Builder 的特色如下:

① C++ Builder 是高性能的 C++开发工具

C++ Builder 是基于 C++的,它具有高速的编译、链接和执行速度。同时,C++ Builder具有双编译器引擎,不仅可以编译 C/C++程序,还能编译 Object Pascal 语言程序。

② C++ Builder 是优秀的可视化应用程序开发工具

C++ Builder 是一个完善的可视化应用程序开发工具,使程序员从繁重的代码编写中解放出来,使他们能将注意力重点放在程序的设计上,而不是简单的重复的劳动中。同时,它提供的完全可视的程序界面开发工具,使程序员对开发工具的学习周期大大缩短。

③ C++ Builder 具有强大的数据库应用程序开发功能

C++ Builder 提供了强大的数据库处理功能;使程序员不用写一行代码就能开发出功能强大的数据库应用程序,这些主要依赖于 C++ Builder 众多的数据库感知控件和底层的 BDE 数据库引擎。C++ Builder 除了支持 Microsoft 的 ADO (Active Data Object) 数据库连接技术,还提供了一种自己开发的成熟的数据库连接技术——BDE (Borland Database Engine) 数据库引擎。

④ C++ Builder 具有强大的网络编程能力

C++ Builder 具有众多的 Internet 应用程序开发控件,如 WebBroker, CppWebBroswer, WinSocks 等,它们基本含盖了 Internet 应用的全部功能,利用它们可以方便地建立自己的 Internet 应用程序。

基于 C++ Builder 的上述功能特点,又考虑到 C++语言强大的低端接口处理能力,最后决定以 C++ Builder 作为试验平台软件的开发工具。

4.2 软件的总体设计思路

试验平台的软件是一个集信号采集、状态监测、工况分析、故障报警为一体的多任务信息处理系统。测试程序使用的操作系统为 Windows XP, 共有 18 个通道, 能够同时测量温度、压力、流量、风速等信号, 整体采用模块化、开放式设计, 按不同的功能设计成多个子程序, 这样既便于主程序的调用, 又便于功能的扩展, 整个程序结构清晰明了。

计算机测试程序的设计框图如图 4.1 所示。

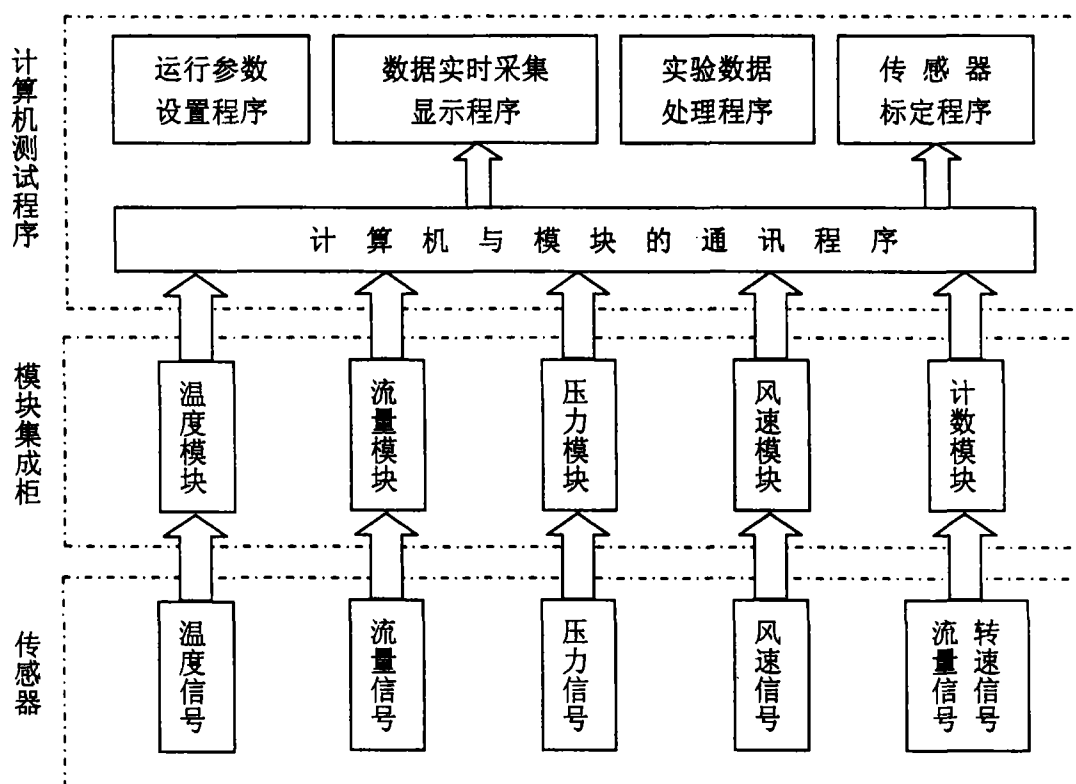


图 4.1 程序设计框图

Figure 4.1 The layout of program composition

由于本测试程序要完成整车工作状态的实时监测, 要能连续记录和存贮工作状态参数并进行理论计算、统计分析、误差处理, 因此, 测试程序具有以下主要功能:

- ① 整车运行工况的实时监测与显示;
- ② 各种数据的定时存储及数据查询;
- ③ 事故报警;
- ④ 历史数据的报表及图形的显示和打印。

为了便于数据的管理和以后方便的选取数据进行后处理, 程序在操作上应该按照以下步骤进行:

- ① 新建或选择已有试验项目;
- ② 试验参数输入与设定;
- ③ 稳态量监测;
- ④ 工况调整, 确定采样时间;
- ⑤ 数据采集、显示;
- ⑥ 数据保存;
- ⑦ 重复③~⑦;
- ⑧ 选择数据进行分析;
- ⑨ 退出。

根据操作步骤, 程序的主要流程如图 4.2 所示。

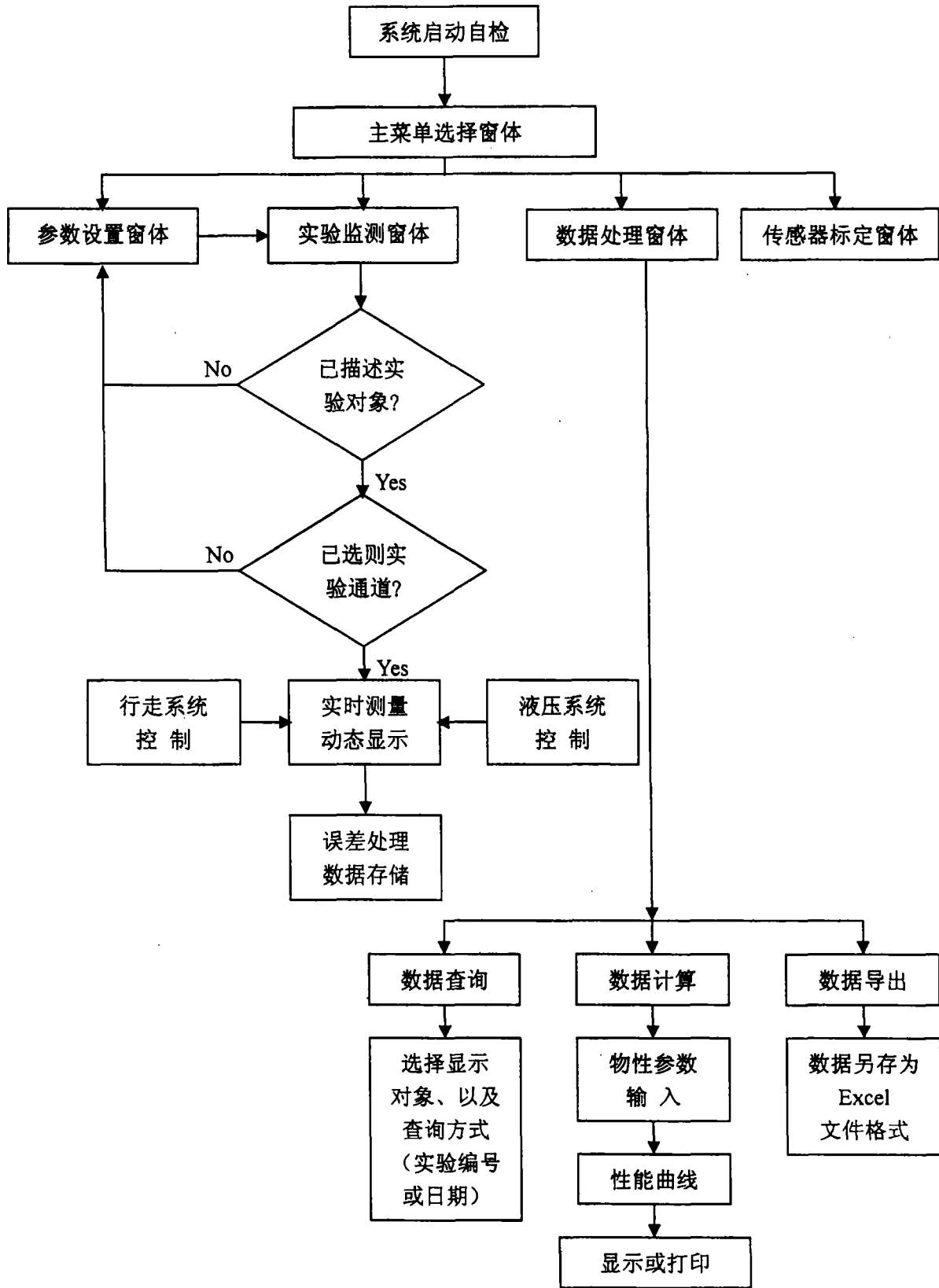


图 4.2 程序流程图

Figure 4.2 The flow chart of program

4.3 程序的设计

考虑到实时性的要求，程序以试验操作界面为主线程，将数据采集、数据存储、数据分析、数据计算、报表打印作为子线程，在所有的线程中数据采集线程的优先级最高。

试验时，测试程序由启动界面，如图 4.3 所示，进入主界面，如图 4.4 所示。

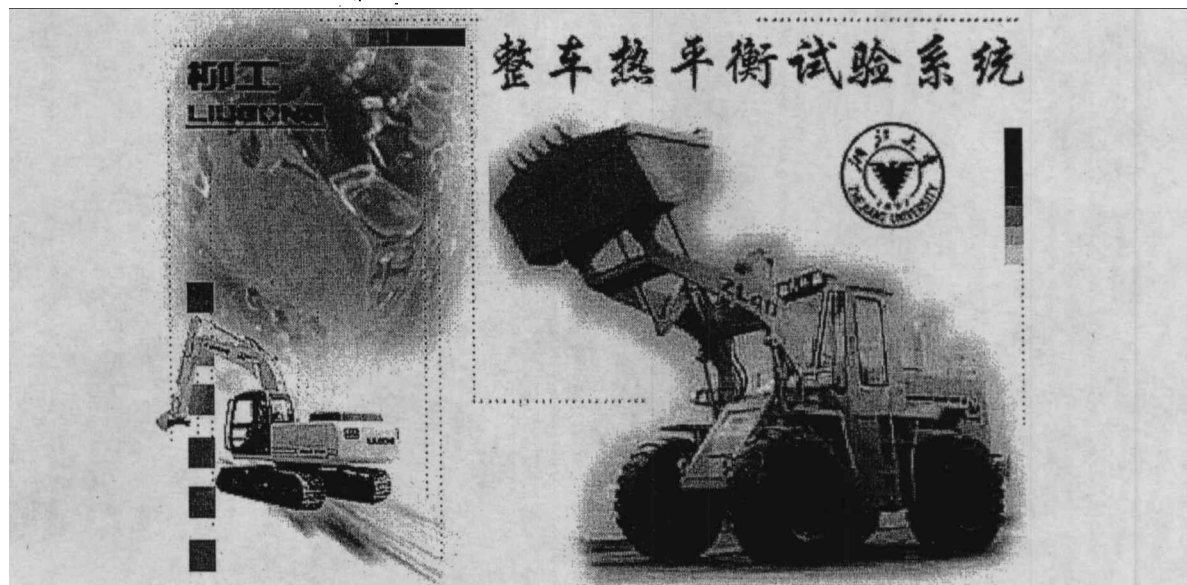


图 4.3 程序的启动界面

Figure 4.3 The startup interface of program



图 4.4 程序的主界面

Figure 4.4 The main interface of program

程序由五个部分组成，分别为参数设置、试验监测、数据处理、传感器标定、系统帮助。下面依次介绍各个窗体的功能。

4.3.1 参数设置

用于设置试验对象、报警参数，以及试验监测通道的选择。

【试验对象】

在这个窗体中，可以描述试验对象，并把一些参数保存到数据库中，便于日后的查询，同时为整车散热系统零部件的选型设计和总体布局等提供依据。

窗体界面如图 4.5 所示。

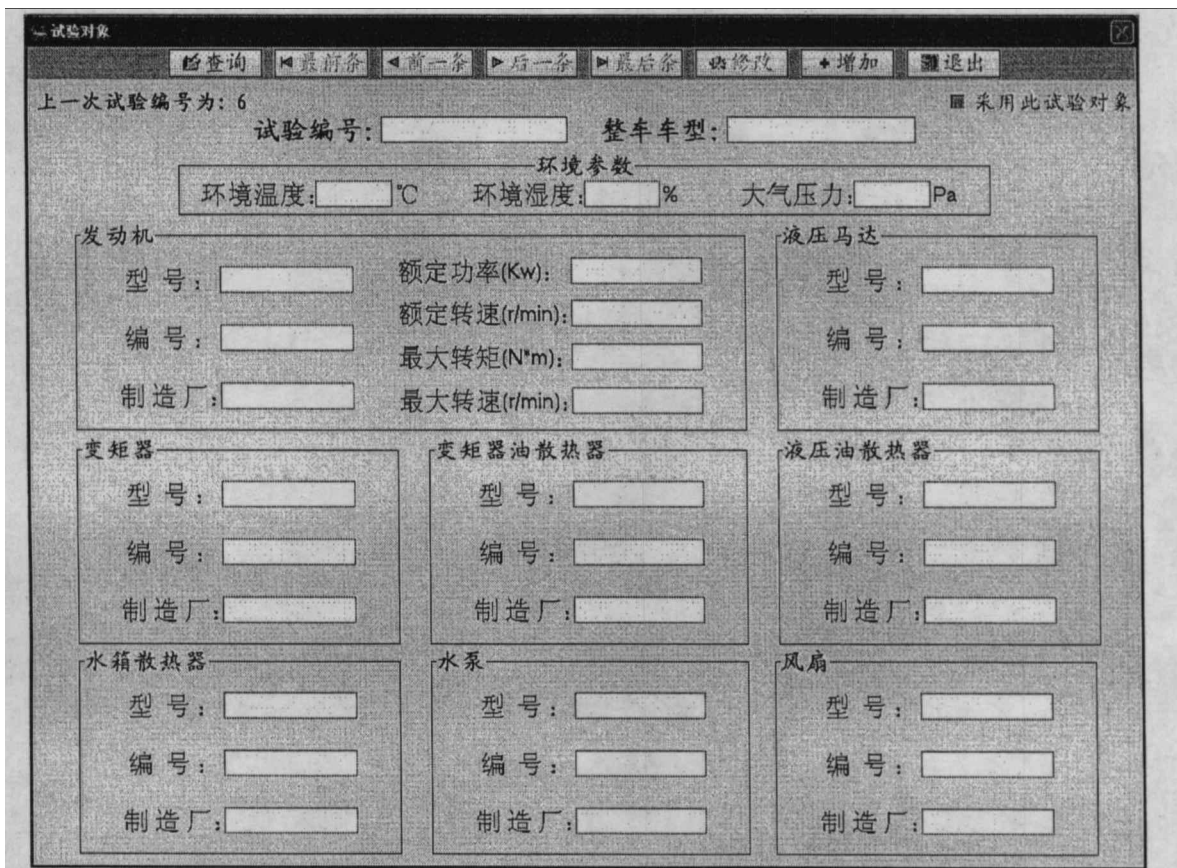


图 4.5 试验对象窗体

Figure 4.5 The form of test object

窗体上方有八个按钮，分别为：



查询：主要用于试验对象的查询，以试验编号为关键字。点击该按钮后将出现如图 4.6 所示的窗体。

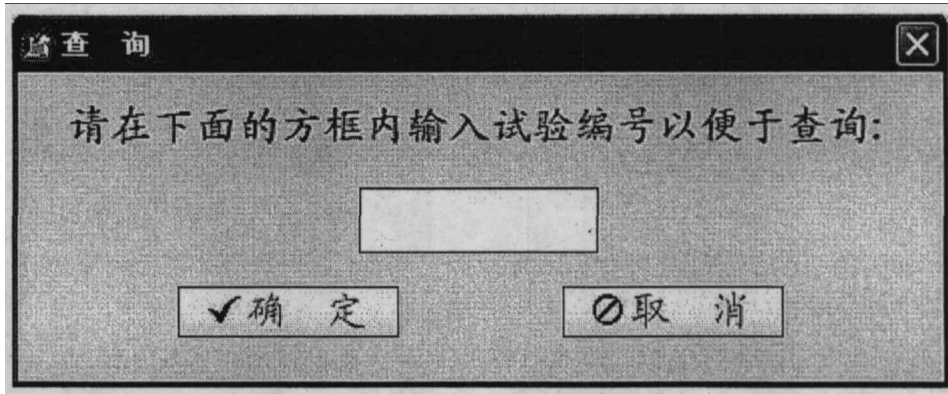


图 4.6 查询窗体

Figure 4.6 The form of query

在该窗体内，对录入试验编号的文本框进行了限制，它只能录入整数型的试验编号。如果录入的试验编号存在，点击 **确定** 按钮后将出现消息框，提示在数据库中找到该试验编号，并在【试验对象】窗体上显示对应于该试验编号的信息，如图 4.7 所示。反之，则提示没有找到该试验编号，如图 4.8 所示。

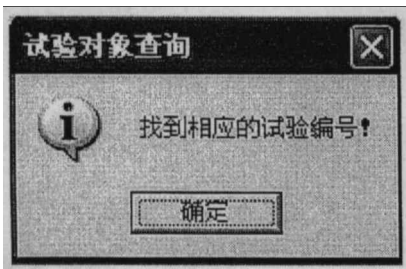


图 4.7 信息提示

Figure 4.7 Information hint

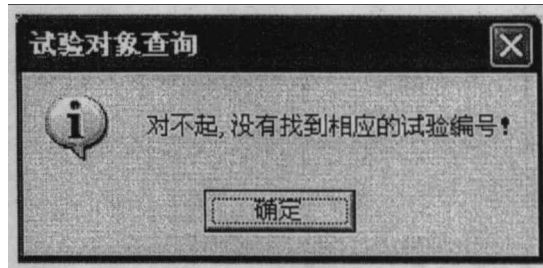


图 4.8 信息提示

Figure 4.8 Information hint

◀ 最前条：在数据库中，把指针指向第一条数据，并在【试验对象】窗体上显示对应于第一条数据的信息。

◀ 前一条：在数据库中，把指针由当前位置指向前一条数据，并在【试验对象】窗体上显示对应于这一条数据的信息。

▶ 后一条：在数据库中，把指针由当前位置指向后一条数据，并在【试验对象】窗体上显示对应于这一条数据的信息。

▶ 最后条：在数据库中，把指针指向最后一条数据，并在【试验对象】窗体上显示对应于最后一条数据的信息。

修改：主要用于修改从数据库中的找到的试验对象的信息。把需要修改的数据修改好后，点击该按钮即可把新信息保存到数据库中，随后会出现如图

4.9 所示的提示窗口。

+ 增加：当进行一次新的试验前，需要对试验对象进行描述，只需在【试验对象】窗体上录入一些特征信息，然后点击该按钮即可把新信息保存到数据库中，随后会出现如图 4.10 所示的提示窗口。

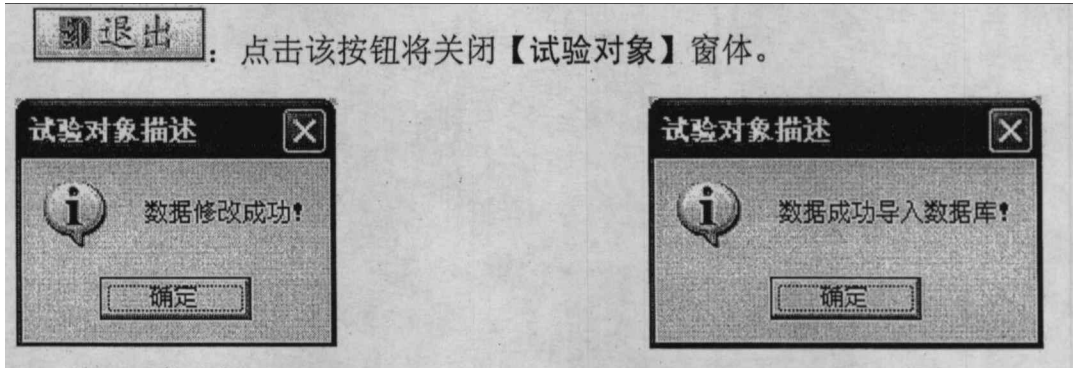


图 4.9 信息提示

Figure 4.9 Information hint

图 4.10 信息提示

Figure 4.10 Information hint

注意：

- ① 不同的试验对象，对应于不同的试验编号，试验编号具有唯一性；
- ② 在录入数据时，本窗体中的文本框不允许存在空值；
- ③ 在录入新试验对象时，对应于“试验编号”的文本框，必须比窗体左上角“上一次试验编号”的提示内容大一，这样有利于数据库的管理；
- ④ 如果新试验对象的数据与以前的有许多相同之处，可以先通过查询试验

编号，然后修改相应的内容，最后按 **+ 增加** 按钮即可；

⑤ **◀ 最前条**、**◀ 前一条**、**▶ 后一条**、**▶ 最后条** 四个按钮只有在查询试验编号成功后才可用；

⑥ 在试验监测前，必须选择相应的试验对象。如果是新的试验对象，录入数据后，选中窗体右上角的“采用此试验对象”，然后按 **+ 增加** 按钮即可；如果是以前的试验对象，先选择相应的试验编号后，再选中窗体右上角的“采用此试验对象”，然后按 **■ 退出** 按钮即可。

【监测通道】

窗体界面如图 4.11 所示。

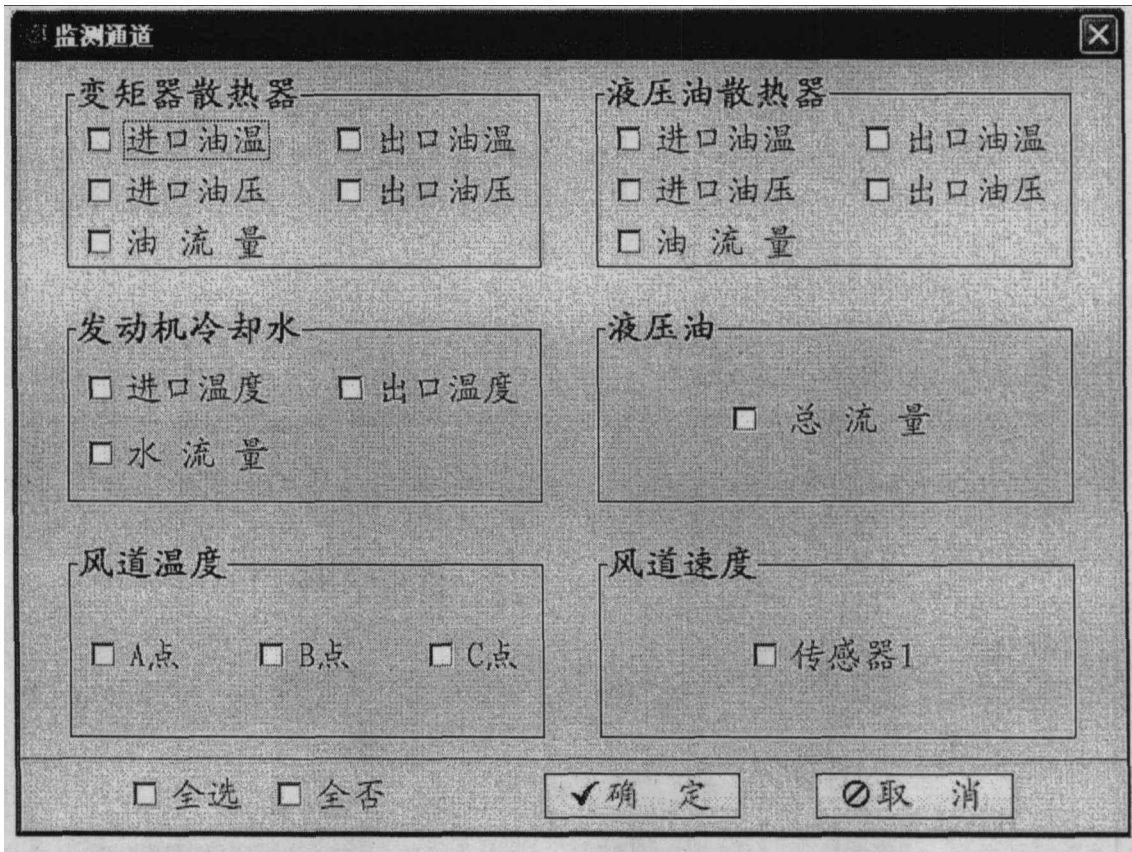


图 4.11 监测通道窗体

Figure 4.11 The form of test channels

在这个窗体中，可以选择需要的试验监测通道。一次可以选择多个，点击

确 定 即可， **取 消** 代表放弃设定。

注意：试验通道的设定是必须的，否则试验监测将不能进行！

【报警参数】

窗体界面如图 4.12 所示。

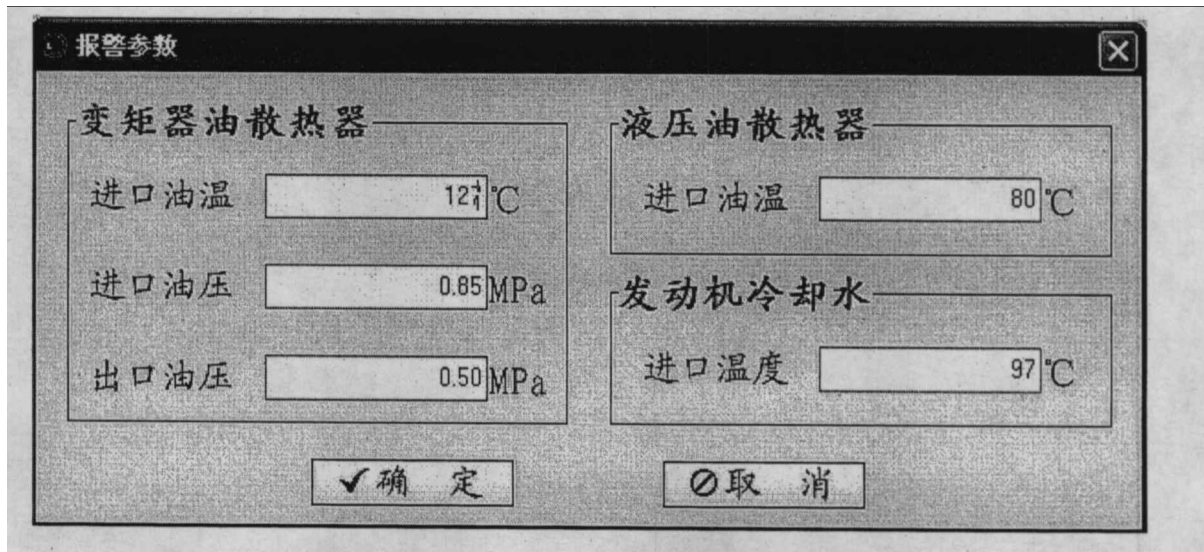


图 4.12 报警参数窗体

Figure 4.12 The form of warning parameter

该窗体用于设置试验监测中的报警参数。点击 即可，

代表放弃设定。

注意：报警参数的设置是必须的，本系统已经预先设置。如要更改，请选择相应的参数，务必设定正确！

4.3.2 试验监测

窗体界面如图 4.13 所示。

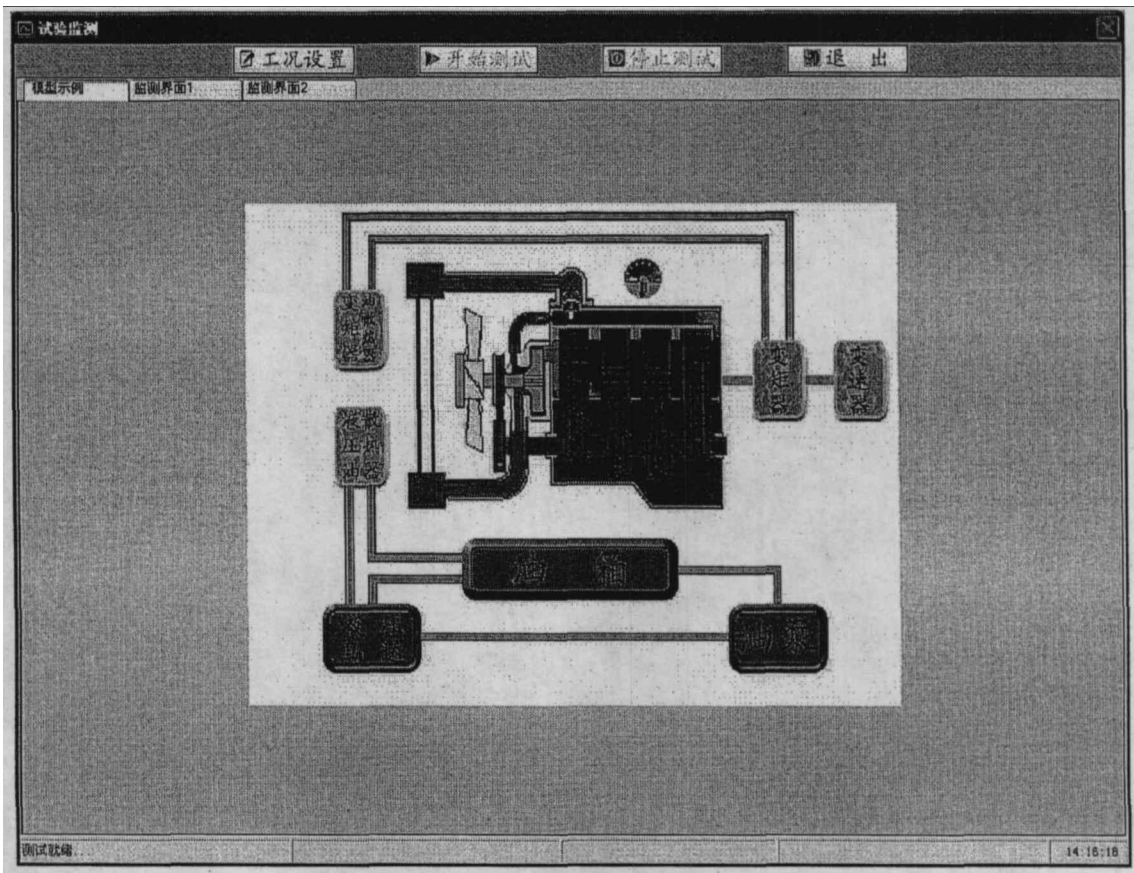


图 4.13 试验监测窗体

Figure 4.13 The form of test monitor

这个窗体是本系统重要的组成部分，它主要实现数据的采集和存储。共有三个页面，分别为【模型示例】、【监测界面 1】、【监测界面 2】，下面一一做介绍。

【模型示例】

这个页面主要是起个辅助作用。在监测尚未开始时，只是显示一幅静态图画。一旦测试开始，静态图画就会变成动画，模拟整个发动机的工作过程，给人一种直观的感觉。

【监测界面 1】

如图 4.14 所示。

【监测界面 2】

如图 4.15 所示。

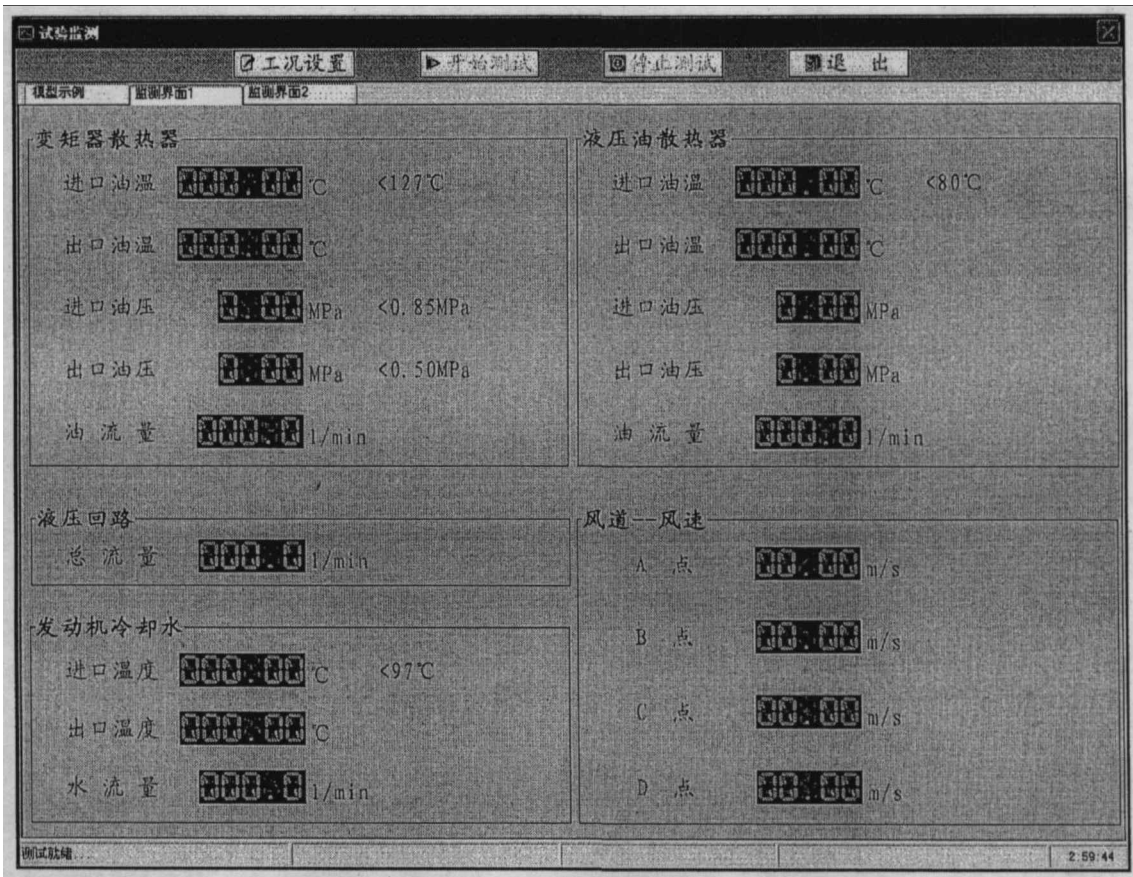


图 4.14 监测界面 1

Figure 4.14 The No.1 monitor form

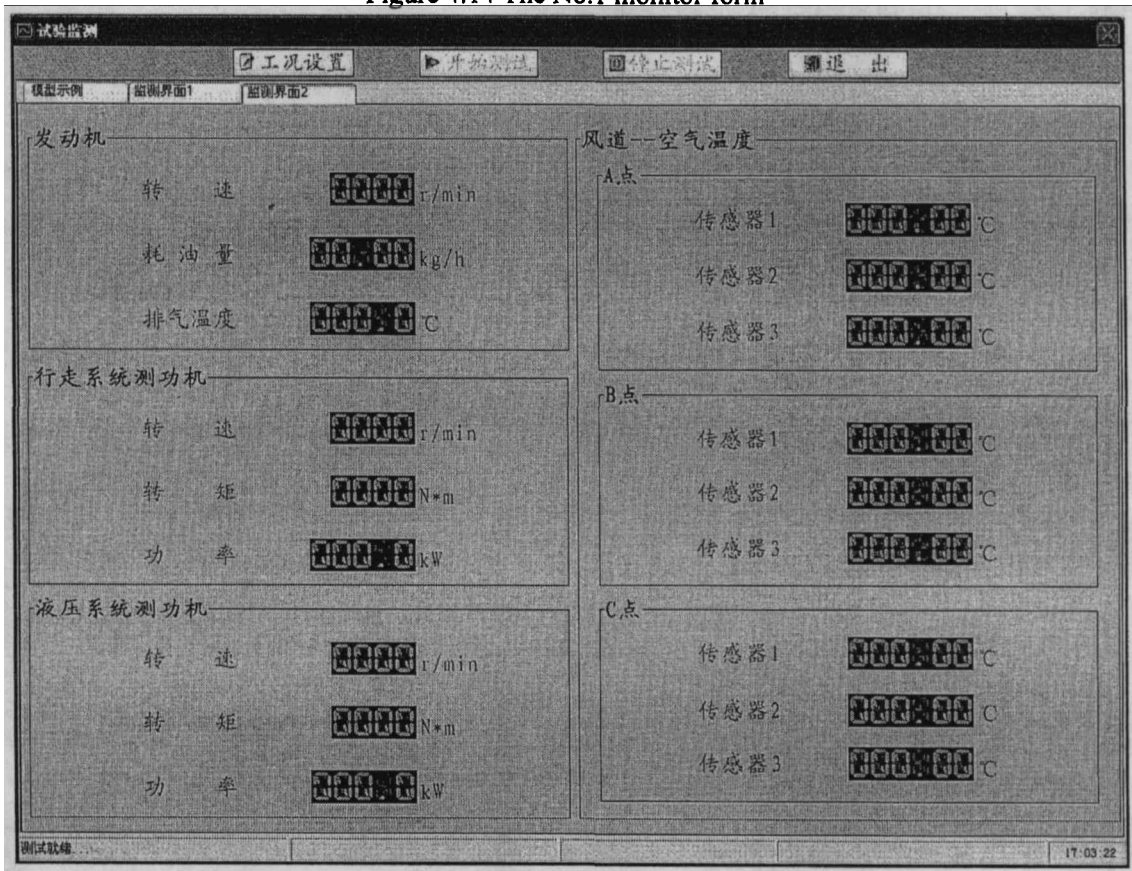


图 4.15 监测界面 2

Figure 4.15 The No.2 monitor form

这两个页面动态显示监测数据，一旦所测数据超出正常范围，它的旁边就会出现一个闪烁的红灯，用于提示操作者采取相应措施，避免出现事故。

窗体上方有四个按钮，分别为：



工况设置：用于设定数据存储频率、监测时间等。点击该按钮后，会出现如图 4.16 所示的窗体。

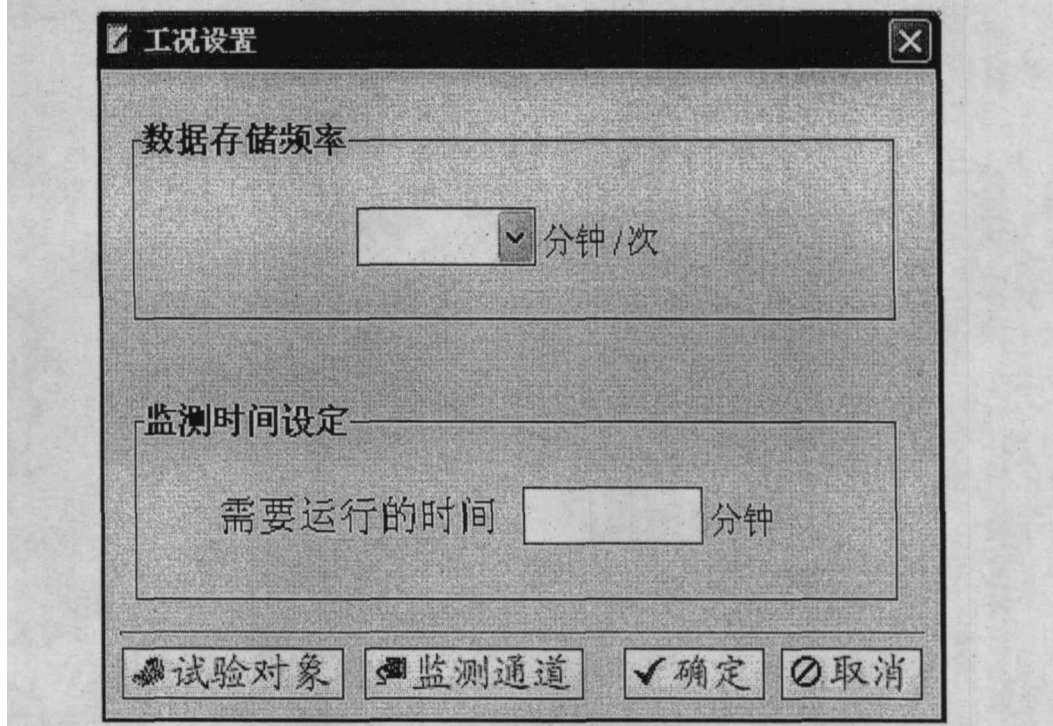


图 4.16 工况设置窗体

Figure 4.16 The form of working parameter setup

参数设定好后，点击 **确定** 即可，**取消** 代表放弃设定。

注意：如果在进入试验监测窗体前已经设置了试验对象和监测通道，则在本窗体中将不会出现 **试验对象**、**监测通道** 这两个按钮。

开始测试：所有参数都设定好后，就可以点击该按钮进行试验监测了。按下此按钮，将会出现一个对话框，如图 4.17 所示。

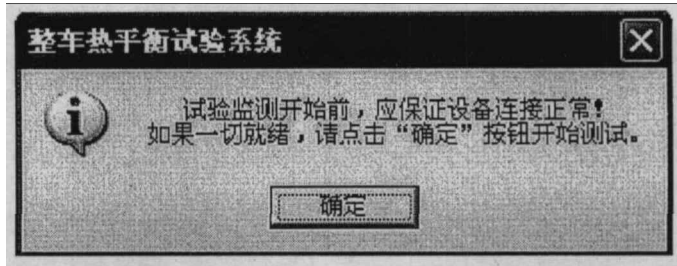


图 4.17 信息提示

Figure 4.17 Information hint


点击  按钮后, 系统将首先进行“通讯测试”。一旦测试成功, 系统将进入测试状态, 并动态显示所测数据, 同时, 画面上还会出现一个窗体, 用于提示监测剩余时间, 如图 4.18 所示。如果通讯测试失败, 系统将自动终止, 并出现对话框, 提示失败的错误编码, 如图 4.19 所示。根据此编码, 在本章第五节的“主要故障分析及对策”中可查询到失败的原因。



图 4.18 测试时间窗体

Figure 4.18 The form of test time

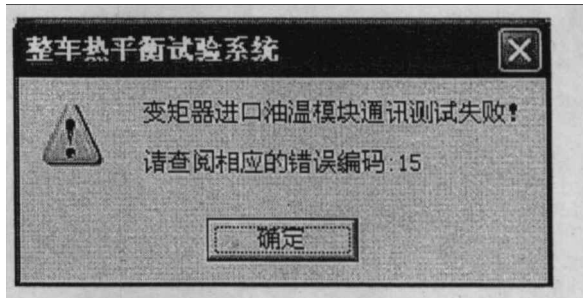
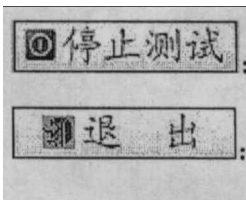


图 4.19 错误信息提示

Figure 4.19 Wrong information hint



在试验过程中点击该按钮将停止动态监测和数据记录。

点击该按钮将关闭【试验监测】窗体。

注意:

- ① 试验测试过程中切不可关闭模块集成柜电源, 否则会造成
 - (1) 不能记录监测数据;
 - (2) 不能及时得知系统运行状态, 尤其不能得到各种报警;
- ② 本系统约定: 每个数据记录点是系统采集 60 个数据后, 经过 30 原则处理, 然后平均而得, 因此所存数据能够较准确地反映整车试验对象的运行状况;
- ③ 采集频率是由数据存储频率决定的, 存储频率越高, 采集频率越高; 反之越低。

4.3.3 数据处理

窗体界面如图 4.20 所示。这个窗体主要是对监测数据进行后处理，包括数据的选择和浏览、计算、导出、打印等功能。

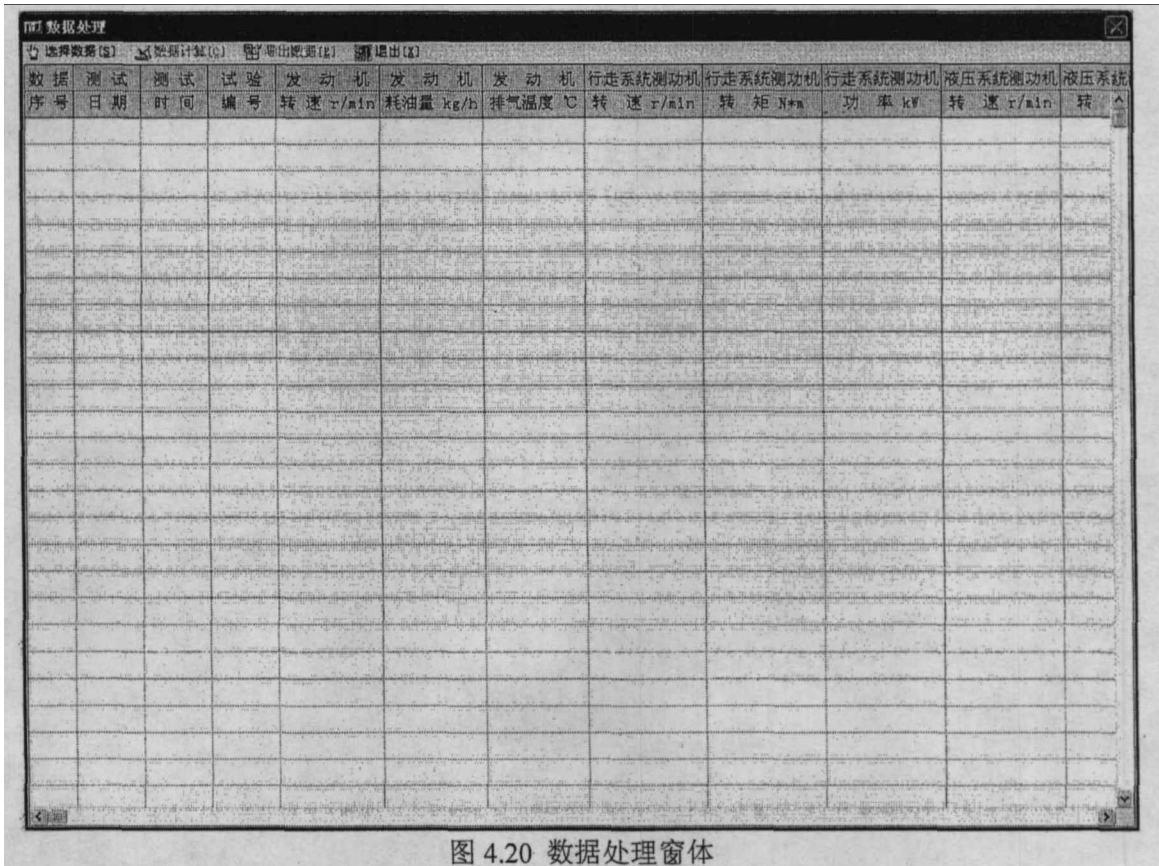


图 4.20 数据处理窗体

Figure 4.20 The form of data processing

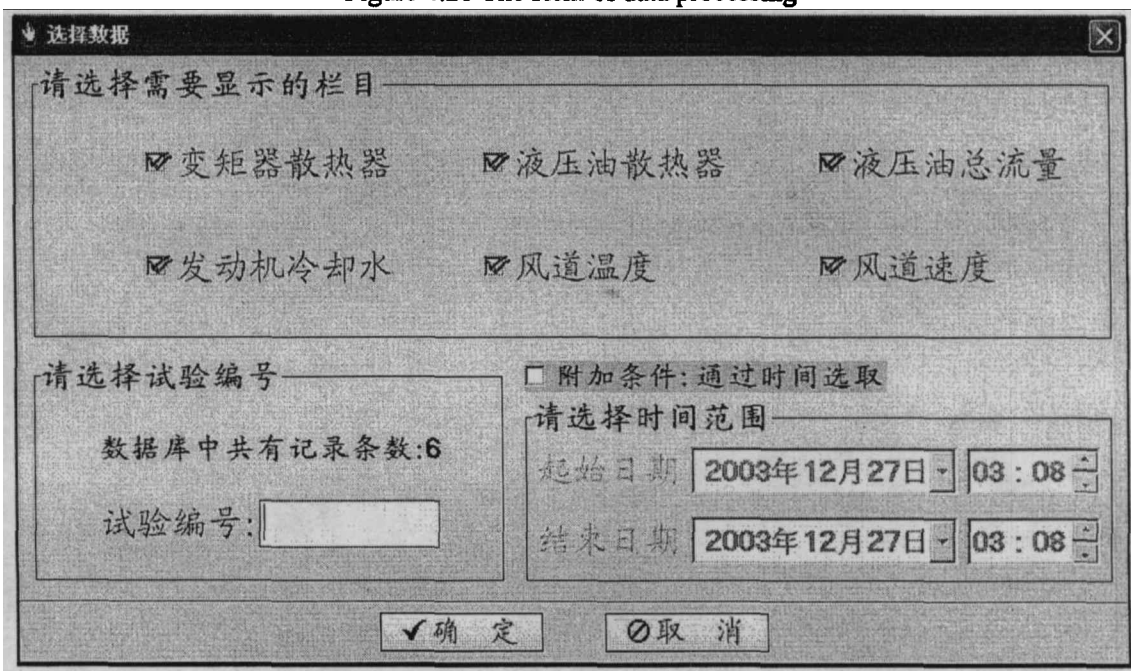


图 4.21 数据选择窗体

Figure 4.21 The form of data selection

【选择数据】

从数据库中选择需要处理的数据。点击该菜单后将会出现如图 4.21 所示的对话框。这个对话框中共包括三个栏目，分别为：

【请选择需要显示的栏目】、**【请选择试验编号】**、**【请选择时间范围】**。

【请选择需要显示的栏目】：在这一栏中可以选择需要的项目，即选择需要处理的对象，选择时只需把该项目前的小方框打上钩即可。

【请选择试验编号】：在这一栏中可以选择试验编号，根据此试验编号来显示相应的信息。同时，在这一栏中将会提示目前数据库中的记录数，根据此提示可以在目前已有的记录范围里进行选择，避免所作选择超出记录范围。

【请选择时间范围】：这一栏是选择数据时的一个附加条件。把试验编号和时间范围这两个条件结合起来筛选数据，这样得到的结果将会更准确地满足要求。要实现此功能，只需将该栏目上方的小方框打上钩即可。



点击该按钮将按要求在数据库中选择数据，并显示。



放弃选择，关闭此窗体，并退出。

【数据计算】

在进行计算之前，会弹出一个窗体，要求输入物性参数，如图 4.22 所示。

液压油	变矩器油	冷却液
密度: <input type="text"/> g/cm ³	密度: <input type="text" value="1.1"/> g/cm ³	密度: <input type="text" value="1.1"/> g/cm ³
比热: <input type="text" value="2000"/> J/kg·°C	比热: <input type="text" value="120"/> J/kg·°C	比热: <input type="text" value="200"/> J/kg·°C

图 4.22 物性参数窗体

Figure 4.22 The form of physical parameter

根据输入的物性参数，对选择得到的数据进行计算，包括各个部分散热量随有效功率之和变化的计算，同时绘制各个部分有效功率随发动机转速变化的曲线，如图 4.23 所示。

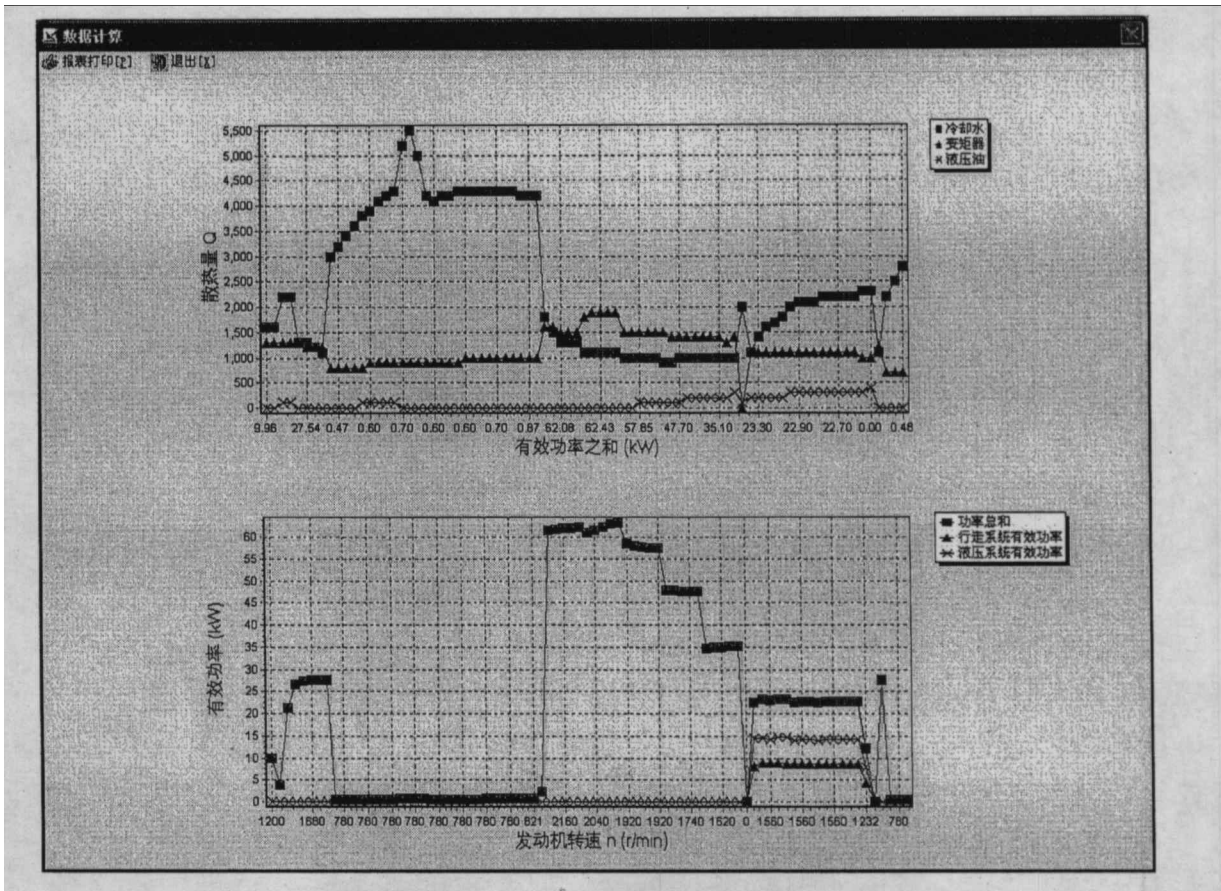


图 4.23 数据计算窗体

Figure 4.23 The form of data calculation

【报表打印】

此菜单的主要功能是打印数据报表，包括三个部分，分别为试验对象、试验数据、计算结果。若数据量较大，将会花较长时间，在这个过程中请耐心等待！打印时将生成打印预览，首先是与数据有关的试验对象描述，然后是有关的数据，最后是计算结果，如图 4.24 所示。根据需要可以进行选择性打印。

【退出】

此菜单的功能是关闭数据计算窗体。这一过程将清除数据计算数据库中的内容。若数据量较大，将有一段等待时间。

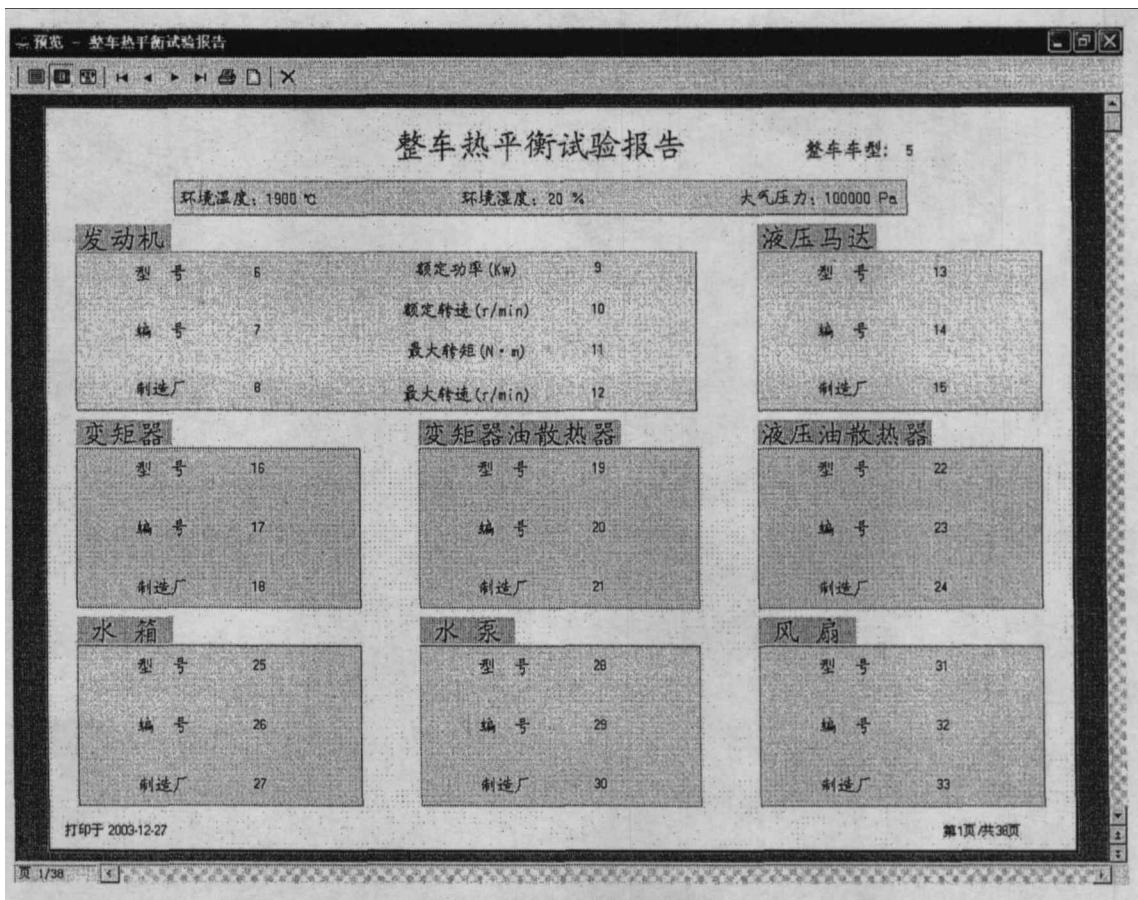


图 4.24 报表预览窗体

Figure 4.24 The form of report preview

【导出数据】

将选择得到的数据另存为 excel 格式。

【退出】

此菜单的功能是关闭数据处理窗体。若表格中有数据，则会出现一个对话框，

如图 4.25 所示。点击 按钮，将会退出该窗体，若点击 ，将不会退出数据处理窗体。

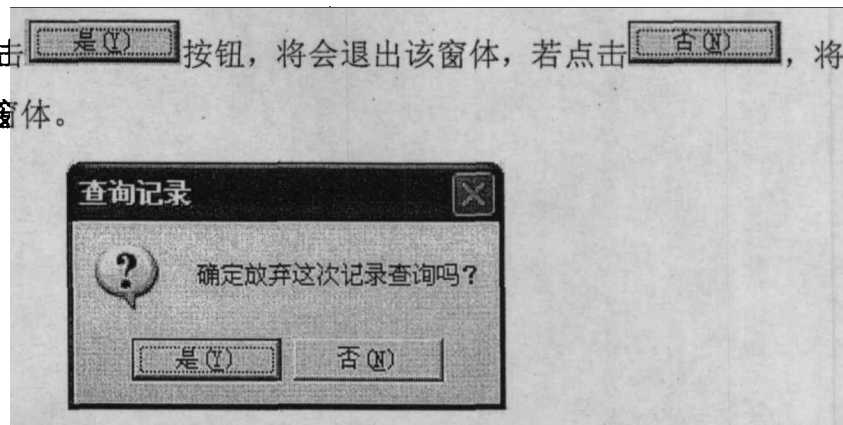


图 4.25 询问窗体

Figure 4.25 The form of query

4.3.4 传感器标定

为防止意外情况发生,传感器标定需操作人员输入密码方可进行操作,如图 4.26 所示,为达到保密效果,操作人员可以更改密码,更改密码时只需点击

更改密码按钮即可,如图 4.27 所示。

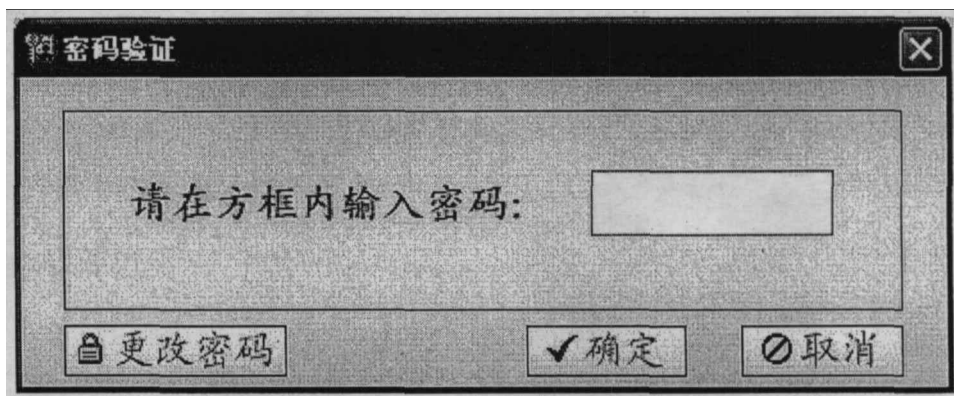


图 4.26 密码验证窗体

Figure 4.26 The form of password validation

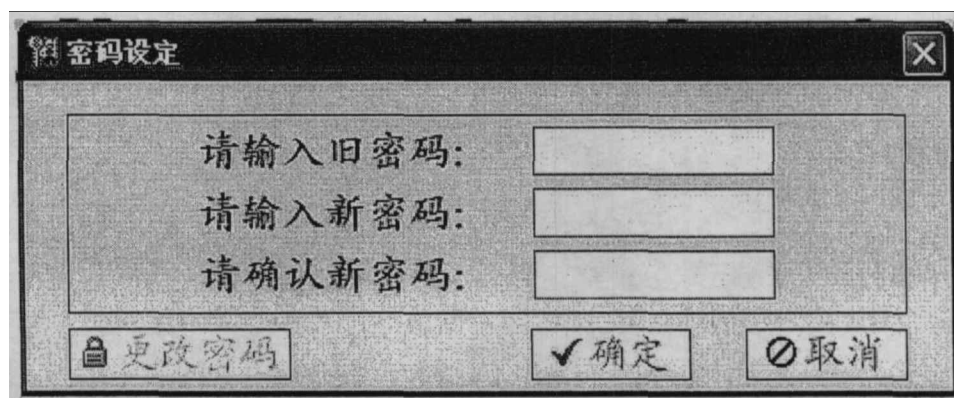


图 4.27 密码更改窗体

Figure 4.27 The form of password change

密码输入成功后,将出现如图 4.28 所示的窗体。在这个窗体中,传感器被分为四类,分别是:温度类、压力类、风速类、流量类。考虑到用户操作的方便,温度类传感器可以多个一起标定。选择需要标定的传感器,点击 **确定** 按钮,就可进入标定界面了。

下面就这四类传感器的标定方法做个详细的介绍。

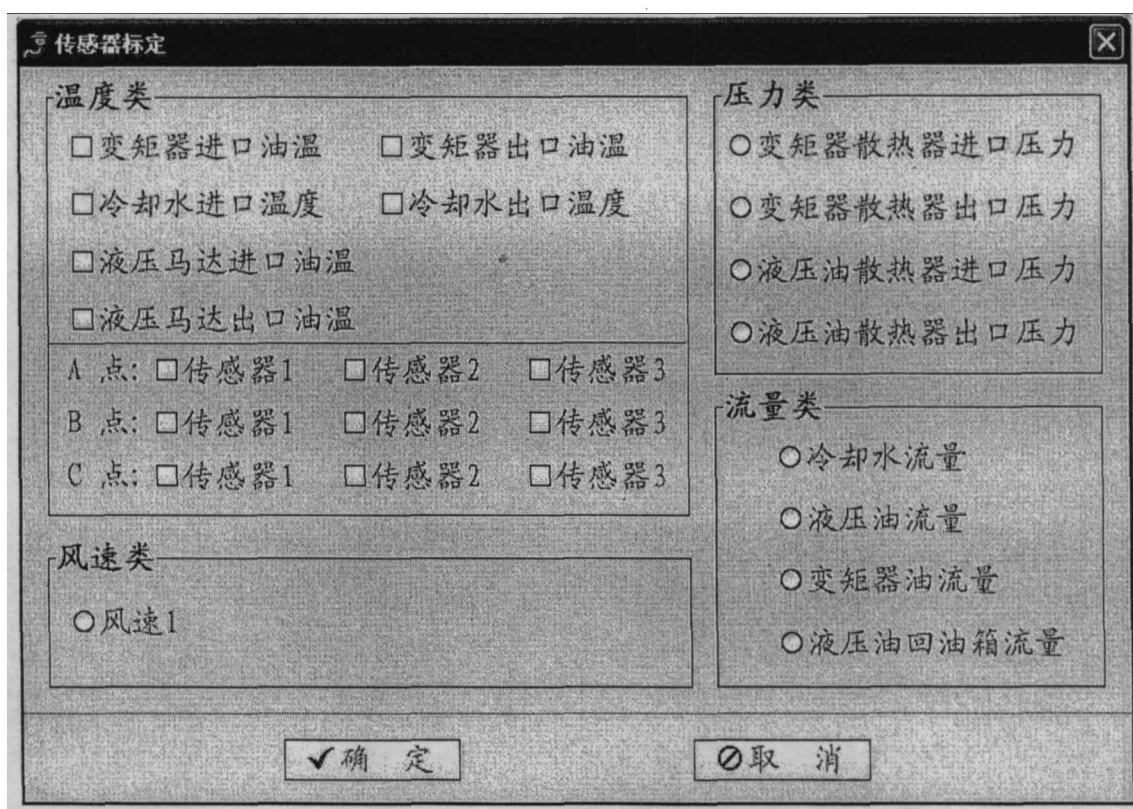


图 4.28 传感器标定窗体

Figure 4.28 The form of sensor demarcation

温度类传感器

由于温度是试验系统正常运行的重要参数,需定期对温度传感器进行校正或更换,这样就需对温度传感器重新进行标定。

Pt100 电阻温度传感器的测试温度与所测物体的真实温度呈线性关系,其数学关系表达式可如下表示:

$$y = ax + b$$

式中: y —— 温度传感器测试温度

x —— 所测物体的真实温度

这样,如果已知 y , x 的数值,就可以求得上述表达式的系数 a , b , 此即温度传感器的标定过程。但考虑到本系统铂电阻温度传感器的导线较长,以及模块的误差,都势必影响系统的精度,所以本系统把传感器、导线和模块作为一体进行标定,将这三者的误差整体考虑,这样就可以尽可能降低系统的误差。温度类传感器的标定界面如图 4.29 所示。操作者在标定时,所需进行的工作就是将标准温度值输入即可。

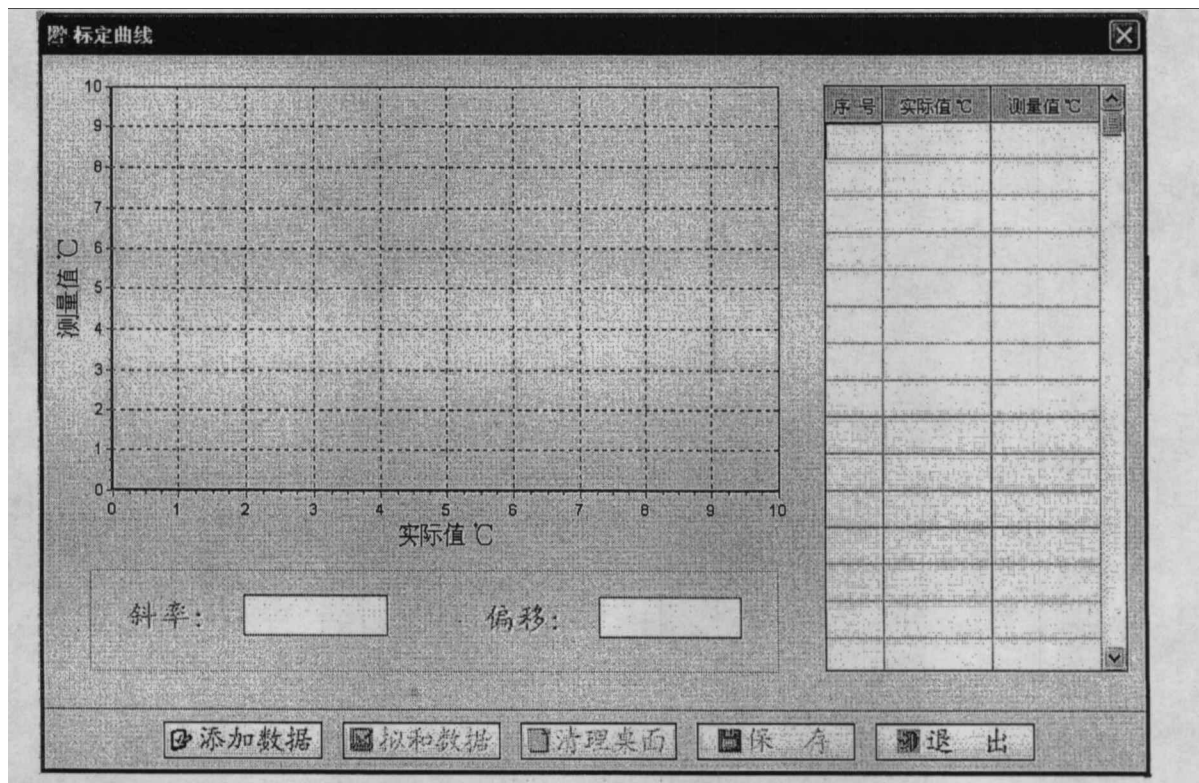


图 4.29 温度类传感器标定窗体

Figure 4.29 The form of temperature sensor demarcation

具体的操作工程如下：点击 按钮，出现如图 4.30 所示的对话框，在这个对话框中输入标准温度值，点击 按钮即可， 代表放弃标定。然后将出现如图 4.31 所示的提示框，点击 按钮，系统将进入数据采集，一分钟后将完成该点的标定，其它点的标定亦可依据此步骤。如果标定时提示模块通讯失败，请根据错误编码，查阅“主要故障分析及对策”中的错误说明。

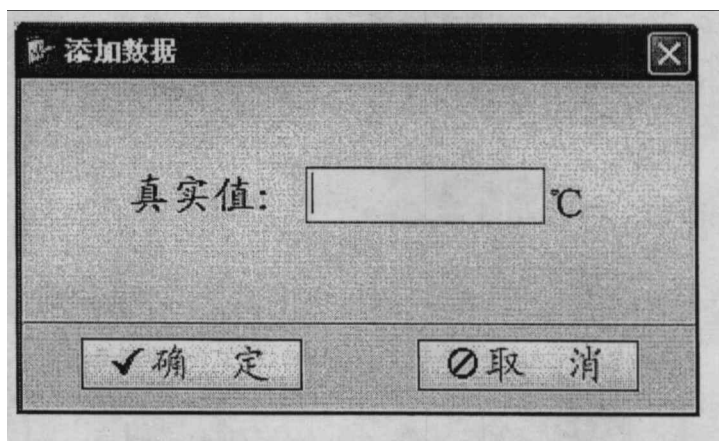


图 4.30 添加真实温度窗体

Figure 4.30 The form of true temperature input

注意:

- ① 在输入标准温度时, 这个标准温度值是标定点的真实温度, 请不要弄错!
- ② 本系统约定: 每个数据标定点是系统采集 60 个数据后, 经过 3 σ 原则处理, 然后平均而得, 因此对应于标准温度值的测量温度值就能够较准确地反应温度传感器在该温度点的测试状况;
- ③ 如果输入标准温度值时有误, 可以在列表上通过双击该单元格修改;
- ④ 一旦拟和数据后, 就不能再添加数据, 因此, 必须确保数据添加完后再拟和。

压力类传感器

由于压力是试验系统正常运行的重要参数, 需定期对压力传感器进行校正或更换, 这样就需对压力传感器重新进行标定。

压力传感器的量程与 AD 转换的结果呈线性关系, 其数学关系表达式可如下表示:

$$y = ax + b$$

式中: y —— 压力传感器的量程

x —— 相应于压力传感器量程的 AD 转换值

这样, 如果已知 y , x 的数值, 就可以求得上述表达式的系数 a , b , 此即压力传感器的标定过程。压力类传感器的标定界面如图 4.33 所示。操作者在标定时, 所需进行的工作就是将电压值和压力值输入即可。

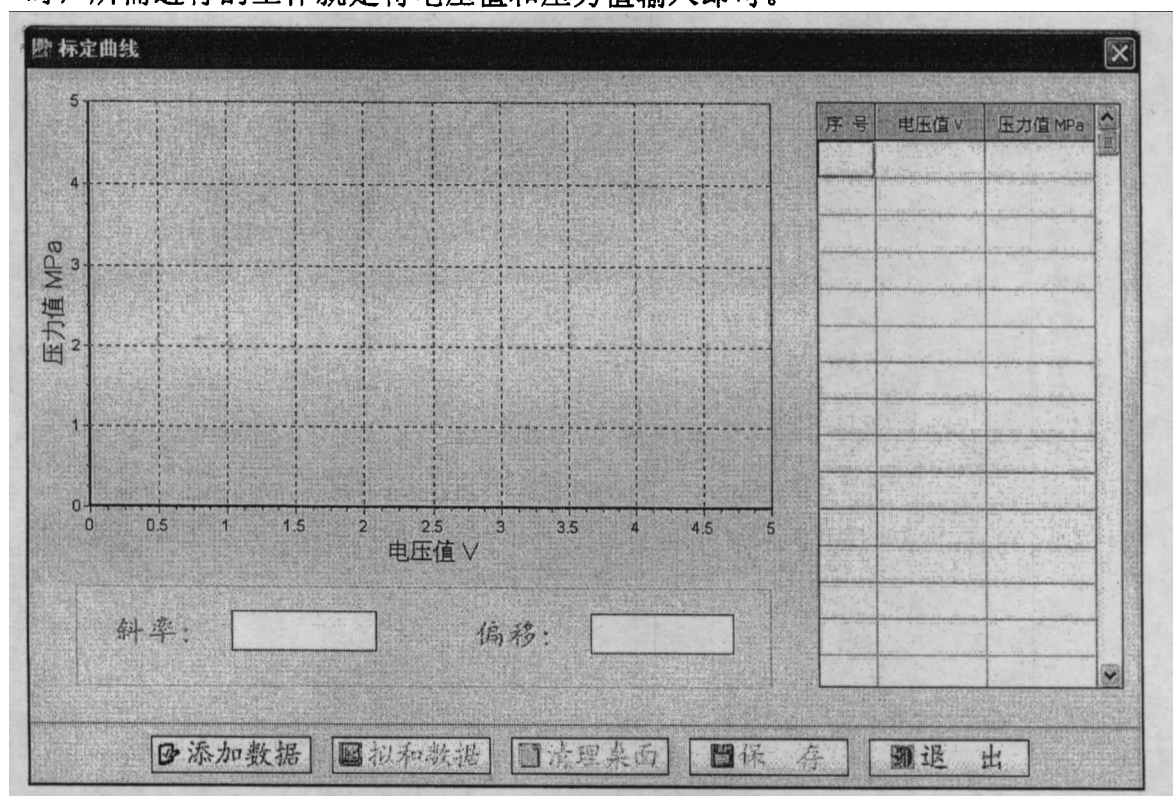


图 4.33 压力类传感器标定窗体

Figure 4.33 The form of pressure sensor demarcation

具体的操作工程如下：点击 **添加数据** 按钮，出现如图 4.34 所示的对话框，在这个对话框中输入电压值和压力值，点击 **确定** 按钮即可，**取消** 代表放弃标定。**清理桌面**、**保存** 的功能请参考温度类传感器的标定步骤说明。

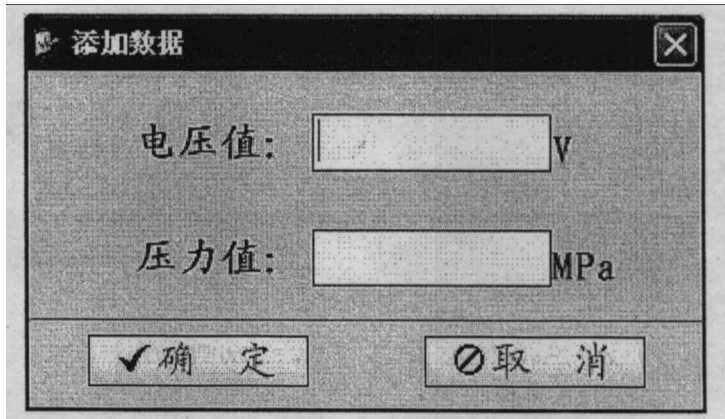


图 4.34 添加电压、压力值窗体

Figure 4.34 The form of voltage and pressure value input

注意：

- ① 所输入的电压值是所测压力值对应的电流值乘以标准电阻 $125\ \Omega$ 而得，对于线性好的传感器只需两点标定即可，例如 $0\sim 0.4\text{MPa}$ 的压力传感器，电流输出范围： $4\sim 20\text{mA}$ ，起始点电压值 $4 \times 10^{-3} \times 125 = 0.5\ \text{V}$ ，压力值 $0\ \text{Mpa}$ ，终止点电压值 $20 \times 10^{-3} \times 125 = 2.5\ \text{V}$ ，压力值 $0.4\ \text{Mpa}$ 。
- ② 在输入电压值和压力值时，请不要把电压值和压力值的位置弄反了！
- ③ 如果输入电压值和压力值时有误，可以在列表上通过双击该单元格修改；
- ④ 一旦拟和数据后，就不能再添加数据，因此，必须确保数据添加完后再拟和。

风速类传感器

由于风速是试验系统正常运行的重要参数，需定期对风速传感器进行校正或更换，这样就需对风速传感器重新进行标定。

风速传感器的量程与 AD 转换的结果呈线性关系，其数学关系表达式可如下表示：

$$y = ax + b$$

式中： y —— 风速传感器的量程

x —— 相应于风速传感器量程的 AD 转换值

这样，如果已知 y ， x 的数值，就可以求得上述表达式的系数 a ， b ，此即风速传感器的标定过程。风速类传感器的标定界面如图 4.35 所示。操作者在标定

时，所需进行的工作就是将电压值和风速值输入即可。

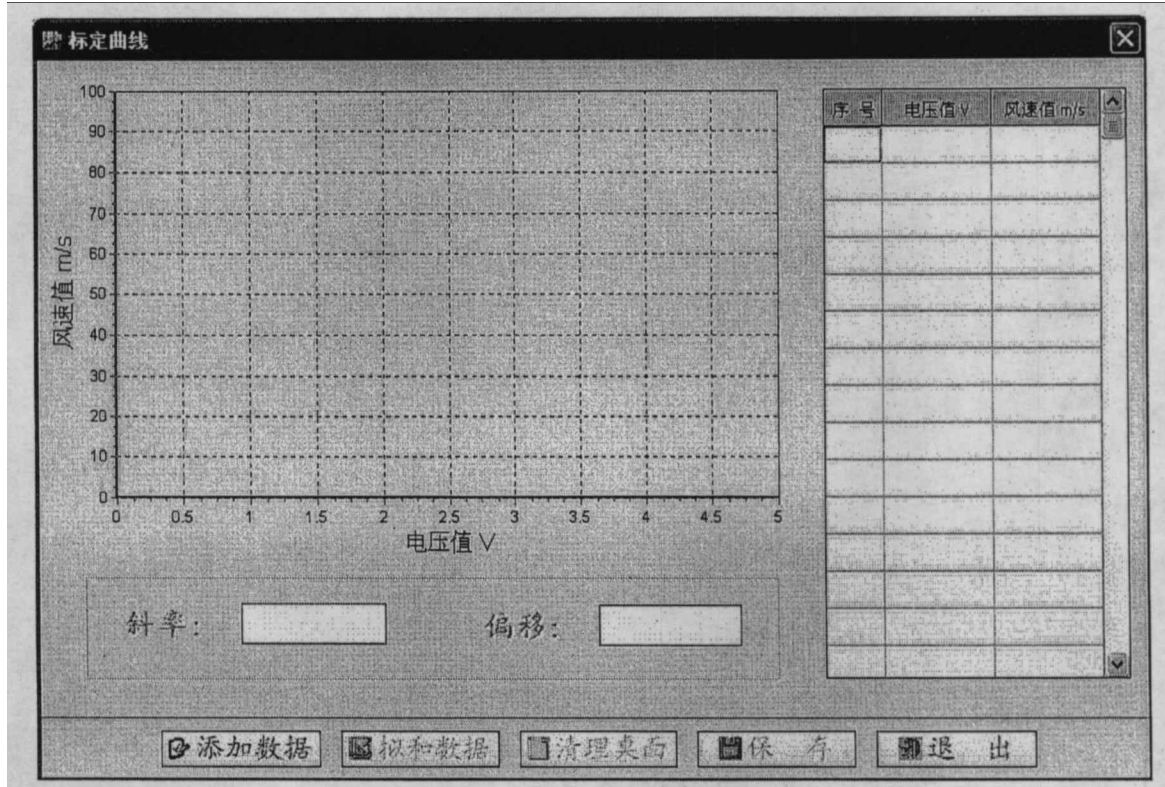


图 4.35 风速类传感器标定窗体

Figure 4.35 The form of wind speed sensor demarcation

具体的操作工程如下：点击 **添加数据** 按钮，出现如图 4.36 所示的对话框，在这个对话框中输入电压值和风速值，点击 **确定** 按钮即可，**取消** 代表放弃标定。**清理桌面**、**保存** 的功能请参考温度类传感器的标定步骤说明。

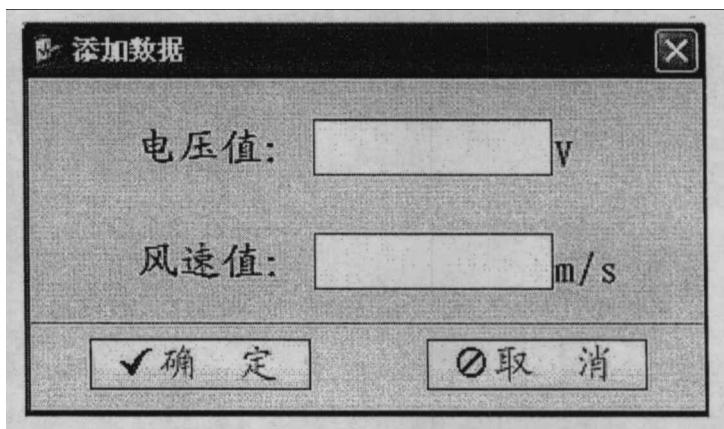


图 4.36 添加电压、风速值窗体

Figure 4.36 The form of voltage and wind speed value input

注意:

- ① 所输入的电压值是所测风速值对应的电流值乘以标准电阻 $125\ \Omega$ 而得, 对于线性好的传感器只需两点标定即可, 例如 $0\sim 20\ \text{m/s}$ 的风速传感器, 电流输出范围: $4\sim 20\ \text{mA}$, 起始点电压值 $4 \times 10^{-3} \times 125 = 0.5\ \text{V}$, 风速值 $0\ \text{m/s}$, 终止点电压值 $20 \times 10^{-3} \times 125 = 2.5\ \text{V}$, 风速值 $20\ \text{m/s}$ 。
- ② 在输入电压值和风速值时, 请不要把电压值和风速值的位置弄反了!
- ③ 如果输入电压值和风速值时有误, 可以在列表上通过双击该单元格修改;
- ④ 一旦拟和数据后, 就不能再添加数据, 因此, 必须确保数据添加完后再拟和;
- ⑤ 风速传感器的量程一旦设定后, 请不要随便更改, 如要更改, 务必重新标定。

流量类传感器

由于流量是试验系统正常运行的重要参数, 需定期对涡轮流量计进行校正或更换, 这样就需对涡轮流量计重新进行标定。

涡轮流量计仪表系数 K 的物理意义为: 流经流量计单位体积流量所产生的脉冲数, 即

$$K = \frac{f}{Q}$$

式中: f —— 漩涡频率, Hz

Q —— 体积流量, m^3/h

由此可见, 仪表系数 K 决定了流量 Q 和频率 f 之间的关系, 当 K 为常数时, 两者关系为线性, 只要测出 f 便可求得 Q 。但在使用过程中, 随着时间的推移, 其内部轴承及其他运动部件的磨损以及一些污物黏附在叶片上均会造成涡轮流量计本身性能的改变, 从而降低本身的精度, 因此涡轮流量计需要定期进行标定。流量类传感器的标定界面如图 4.37 所示。操作者在标定时, 所需进行的工作就是将频率值和仪器系数输入即可。

具体的操作工程如下: 点击 按钮, 出现如图 4.38 所示的对话框, 在这个对话框中输入频率值和仪器系数, 点击 按钮即可,

代表放弃标定。 、 的功能请参考温度类传感器的标定步骤说明。

4.3.5 系统帮助

在这个菜单下，将获得本系统所有的帮助，以及一些相关信息，如图 4.39 所示。

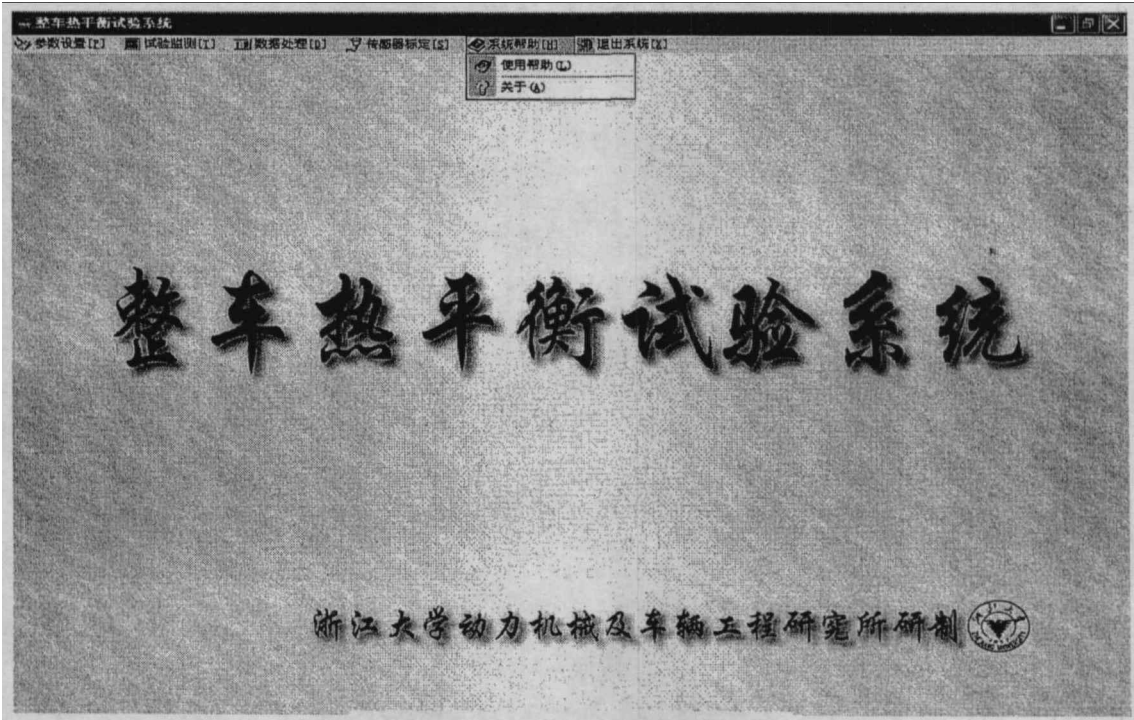


图 4.39 系统帮助菜单栏

Figure 4.39 The menu of system help

【使用帮助】

点击该菜单将获得系统的使用帮助，也就是软件的操作说明书。

【关于】

点击该菜单将获得一些关于系统的信息，如图 4.40 所示。



图 4.40 关于系统的窗体

Figure 4.40 The form about system

4.4 试验系统操作流程

4.4.1 试验前准备

- ① 检查冷却水、液压油以及变矩器油的液位是否正常;
- ② 检查各管路接头是否牢靠;
- ③ 检查各传感器安装是否准确到位、连线是否可靠。

4.4.2 试验步骤

注意：请严格遵照以下步骤进行试验！

- ① 打开测功机及油耗仪(包括进出油阀门和电源开关)，暖机;
- ② 起动发动机，怠速运转，预热;
- ③ 开启水泵;
- ④ 发动机加小负载，热机，使水温、油温达到工作温度范围;
- ⑤ 开启测试系统的电气柜及上位监测计算机;
- ⑥ 调整发动机转速与负荷到设定的测量工况，待发动机工况稳定后运行测试系统软件，操作步骤如下：
 - a. 进入操作界面后，首先选择试验对象;
 - b. 设定监测通道;
 - c. 进入监测界面后，首先进行数据存储频率选择;
 - d. 设定试验监测时间;
 - e. 试验结束后，进行数据处理。

测试程序操作说明请参阅相关说明书。

4.4.3 试验后步骤

- ① 测试试验结束后，关闭测试系统上位监测计算机及电气柜。
- ② 使发动机在怠速工况下运行 5~10 分钟，先关闭水泵，然后关机;
- ③ 关闭测功机及油耗仪;

注意：实验完毕后务必关闭油耗仪的进出油阀门！

4.5 主要故障分析及对策

试验系统出现故障时, PC 机将显示故障类别及错误编码, 现将常见的故障及解决方法简述如下:

4.5.1 串口通讯失败

其主要原因如下所示:

模块集成柜电源总闸没有闭合;

RS-232 通讯线接错, 规定接 PC 机的 COM6 口;

RS-232 通讯线接头松动或脱离;

RS-232 通讯线损坏。

4.5.2 模块通讯失败

错误编码	错误说明
1	采集函数出错, 可能是函数与模块不匹配或函数参数不对。
2	串口出错, 可能是串口已经损坏。
3	波特率出错, 可能是数据采集的波特率超出规定范围。
4	数据出错, 可能是数据大小超出量程。
5	停止位出错, 可能是设定值与数据格式不符合。
6	奇偶校验出错, 可能是设定值与数据格式不符合。
7	校验位出错, 可能是设定值与数据格式不符合。
8	采集前没有打开串口。
9	创建线程时出错, 可能是该线程已经存在或串口位置指定不正确。
10	发送命令出错, 可能是串口位置指定不正确或命令参数不正确。
11	读取串口状态出错, 可能是串口位置指定不正确。
12	结果检验出错, 可能是命令格式与数据格式不一致。
13	命令出错, 可能是该命令正在执行。
★ 15	操作延时, 可能是模块集成柜电源总闸没有闭合或设定值太小, 还有可能是 RS-485 通讯线接错, 规定接 PC 机的 COM6 口。
17	模块地址出错, 可能是模块地址有冲突。
18	模拟量通道出错, 可能是模拟量输入通道选择不正确。
★ 19	尚未连接传感器或传感器的接线脱落或传感器接线不正确。
★ 20	传感器损坏。

21	不正确的计数通道，可能该通道并不适用于计数。
22	不正确的计数值，可能输入量是非脉冲信号。
23	逻辑电平设置出错，主要针对 7080D 模块而言。
24	不正确的通道号，可能是指定的通道不适用于指定模块。

注意：有★注明的是容易出现的错误。

4.5.3 测功机通讯失败

测试中若发现上位监测计算机没有测功机相关参数显示，请检查测功机与上位监测计算机的通讯线是否连接正常，规定机械动力测控单元连接 PC 机的 COM1 口，液压动力测控单元连接 PC 机的 COM2 口。

4.6 本章小结

本章首先介绍了开发工具的选择，鉴于 C++ Builder 的强大功能和简易的操作界面，最后决定以之作为程序的开发工具，接着介绍了程序的设计思路和各个窗体的功能，最后介绍了试验系统的操作流程和故障分析及对策。

第五章 试验平台的应用及分析

5.1 试验对象介绍

本文的研究对象是 ZL50G 装载机。装载机是一种较大型的以装卸散装物料为主的工程机械，G 系列装载机是代表中国装载机最高技术水平的第三代产品，运用了 20 多项国际水平技术，产品质量、技术性能、操作舒适性、环保和外观等方面均优于普通装载机，与国际同类高端产品相比具有明显的性价比优势。2003 年全国 G 系列装载机需求量为 4950 台，总量并不大。但市场对高端装载机的需求会越来越大，因此这类产品的市场需求将保持较高的增长速度。2003 年广西柳工机械股份有限公司 G 系列装载机销量 441 台，增长 212.76%，预计 2004 年和 2005 年销量将会有较大幅度的增长^[54]。由于 ZL50G 装载机在散热系统上采用了已往不同的布置方式，因此散热问题比较突出。

ZL50G 装载机的配置情况如下^[55]：

动力系统由柴油机以及保证柴油机正常工作运转的附属系统组成。主要包括柴油机、燃油箱、油门操纵总成、冷却系统、燃油管路等部分。动力源采用东风康明斯公司的 6CT8.3-C215 型高原柴油机，增压，无中冷器，额定转速 2200r/min，功率 160kW，排气温度 530℃，冷却水温度最大不超过 99℃；最大扭矩点转速 1500r/min，扭矩 872N·m。

传动系统由变矩器、变速箱、主传动及轮边减速、驱动桥与车轮组成。液力变矩器采用 ZF 4WG200 总成，最大变矩系数 2.55，最大工作效率 83.5%，一般工作效率 75%左右；变速箱采用行星式液压半自动换档，四档前进三档后退，具体速比如下：

	档位 1	档位 2	档位 3	档位 4
前进	4.278	2.368	1.126	0.648
后退	4.278	2.368	1.126	/

变速箱系统工作容积为 45L，工作用油是美孚 ATF220，工作时油温不超过 127℃；主传动型式为螺旋齿轮一级减速，轮边减速型式为直齿圆柱齿轮行星减速，减速比为 22.547，主传动减速比为 4.625，轮边减速比为 4.875；前后驱动桥，四轮驱动。

工作装置由 2 个动臂油缸和 1 个转斗油缸以及相应的液压工作泵、阀和管路组成。工作泵转速 2200r/min，流量 308L/min，系统工作压力 20MPa。

转向系统由 2 个转向缸和转向工作泵等组成，工作泵转速 2200r/min，流量 138.6L/min，系统工作压力 16MPa。液压系统工作油箱容积为 210L，工作用油

为 SAE5W-40 低温抗磨液压油，工作温度不超过 85℃。

散热系统主要有发动机水箱散热器、变矩器油散热器、液压油散热器、风扇以及相应的风道组成。其中发动机水箱散热器的最大散热负荷为 90.3kW 左右，水泵最大流量 300L/min，节温器开启温度 85℃，冷却系统水阻 34.5kPa；风扇与发动机通过皮带连接，速比为 0.8，风扇直径 762mm；变矩器油散热器最大负荷为 58kW 左右，变矩器油流量最大 90L/min；液压油散热器最大负荷变动较大，一般设计为 20kW，液压油散热器流量为 80L/min 左右。

其它系统略。

总体而言，ZL50G 装载机与以前型号产品的区别主要有：采用了新的动力系统和传动系统，发动机罩材料由原来的金属材料改成了玻璃钢材料，外型从四方型变为流线型。正是这些改动直接导致了散热系统热源和散热过程的变化，从而引发了散热问题。

5.2 试验方案的设计

试验方案决定了整车的工作状态如何,考察对象的侧重点在哪儿,所得到的试验数据的应用范围以及对应的含义等等。试验方案主要根据目标要求的不同而进行设计。热管理系统试验平台的试验目标主要包括:

- ① 获取整车极限工况点的热响应数据;
- ② 获取散热器组在不同风阻下的散热性能数据;
- ③ 获取整车功率匹配数据;
- ④ 获取变矩器的特性数据;
- ⑤ 获取变速箱的换档控制特性数据。

极限工况点指的是变矩器油散热器散热负荷达到最大值,或者液压油散热器散热负荷达到最大值,或者发动机水箱散热器散热负荷达到最大值,或者是散热器组总体负荷达到最大值,此时某一个散热器或者几个散热器中冷却介质的温度快速升高,到达限定最高温度。在实际使用中,最常出现的是发动机水箱散热器里的冷却水出现“开锅”现象,直接影响车辆的正常使用。因此,研究这些极限工况点的意义是非常重要的。

散热器组在不同风阻下的散热性能数据主要指的是不同散热器组合后的散热性能,通过这些数据来分析风阻对散热器的影响程度,进而指导单个散热器的散热性能设计冗余大小等。

整车功率匹配数据指的是行走系统和液压系统共同工作时,相互间的匹配关系。这些关系只有通过大量的试验才能获得,最终目的是希望通过这些数据来改善整车的操作性能。

变矩器的特性数据指的是变矩器在不同工况下的性能表现,主要指它的工作效率,但是不能直接获得,只有通过数据计算得到。

变速箱的控制特性指的是变速箱置于不同档位时,整车的工作性能,最终目的是希望通过这些数据来改善控制性能,将手动档改为自动档。

根据以上目标,我们设计了四种试验方案:

- ① 行走系统单独工作时,各个部分散热量的分布情况;
- ② 液压系统单独工作时,各个部分散热量的分布情况;
- ③ 行走系统和液压系统共同工作时,各个部分散热量的分布情况;
- ④ 风道内风速与发动机转速的关系。

5.3 试验数据分析与讨论

针对不同的需要设计了不同的试验方案,得到相应的试验数据,通过对数据的分析我们可以发现很多影响散热过程的因素。

① 行走系统单独工作时,各个部分散热量的分布情况

图 5.1 是发动机油门全开,液压系统测功器空载,改变行走系统测功器负载时的整车性能曲线。图 5.2 是此工况下各个部分的功率比例曲线。

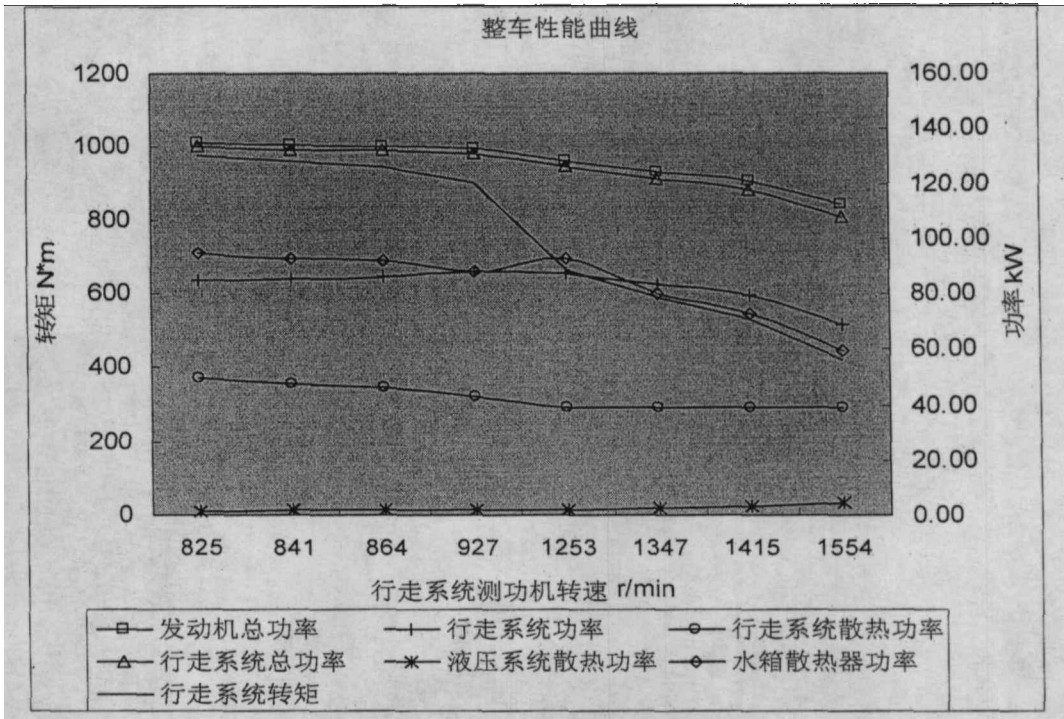


图 5.1 行走系统单独工作时的性能曲线

Figure 5.1 The performance graph when transmission system works only

从图 5.1 我们可以看出,行走系统功率是随着测功器水门开度增加而增大,当水门处于 60%位置左右,行走系统将输出最大功率 87.8kW,而行走系统的散热功率则是随着测功器的转速变小而增大,究其原因是因为测功器的转速就是液力变矩器的输出转速,输出转速越大,说明变矩器的效率越高,发热量越小,行走系统的散热功率越小,输出转矩也越小。反之,当液力变矩器的输出转速变小时,变矩器的效率降低,发热量增大,行走系统的散热功率变大,输出转矩相应变大。在这组实验中由于液压系统没有工作,所以液压系统的散热功率变化不大,出现小幅上升趋势与液压泵、液压马达的效率受到发动机输出转速变化影响有关。行走系统总功率是行走系统功率与行走系统散热功率之和,在不考虑机体辐射散热、风扇功率等因素的情况下,发动机总功率是行走系统总功率与液压系统散热功率之和,从图 5.1 中可以看出,发动机的总功率、水箱散热器功率几乎都与行走系统功率的分布一致。在图 5.2 中各条功率比例曲线大致与相应部分的功率曲线一致,水箱散热器功率占发动机总功率的比例都在 50%以上,这与柳工

产品设计书中的要求相符合。

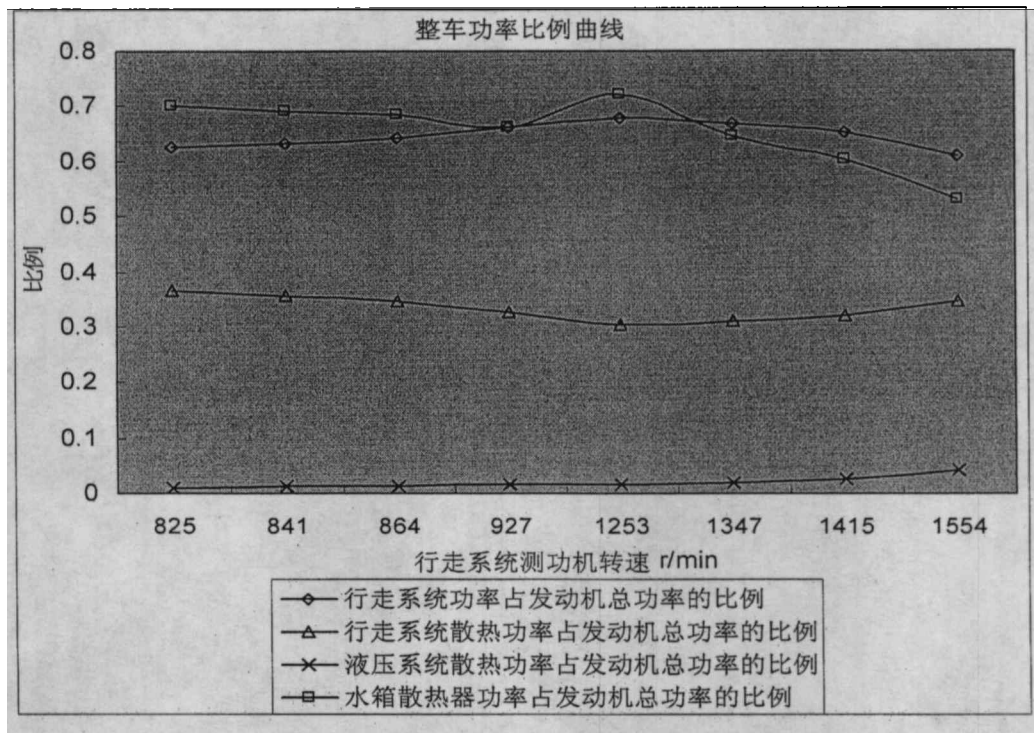


图 5.2 行走系统单独工作时的功率比例曲线

Figure 5.2 The power ratio graph when transmission system works only

② 液压系统单独工作时，各个部分散热量的分布情况

图 5.3 是发动机油门全开，行走系统测功器空载，改变液压系统测功器负载时的整车性能曲线。图 5.4 是此工况下各个部分的功率比例曲线。

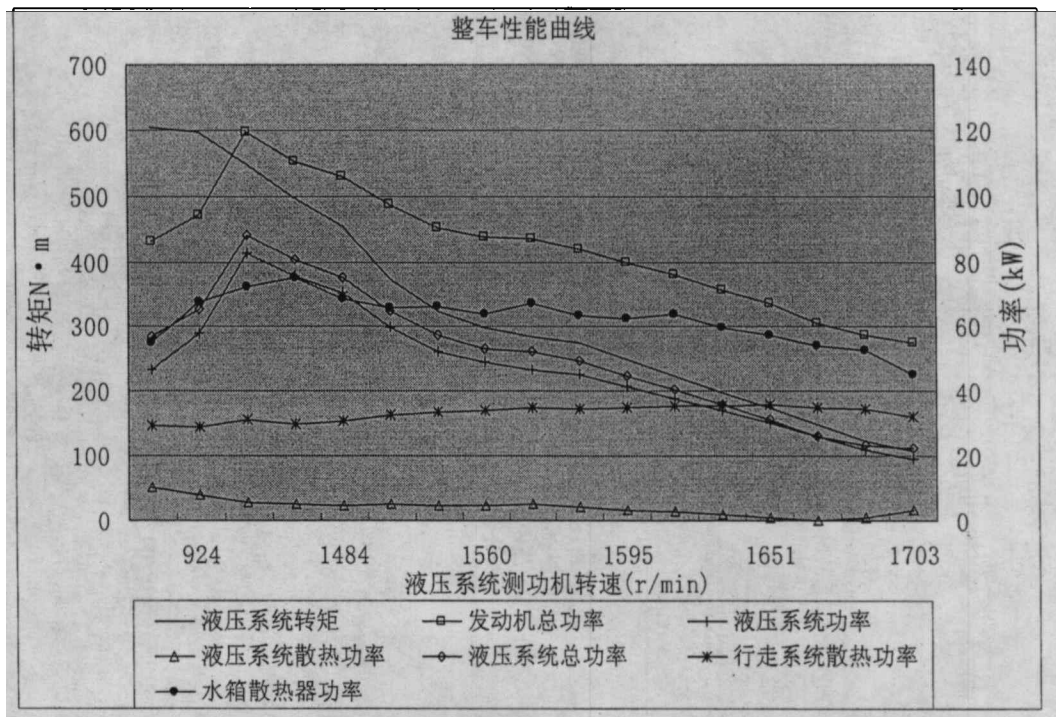


图 5.3 液压系统单独工作时的性能曲线

Figure 5.3 The performance graph when hydraulic system works only

从图 5.3 我们可以看出，液压系统功率是随着测功器水门开度增加而增大，最大输出功率为 82.6kW，而液压系统的散热功率则是随着测功器的转速变小而增大，究其原因是因为测功器的转速就是液压马达的输出转速，输出转速越大，说明液压马达的效率越高，发热量越小，液压系统的散热功率越小，输出转矩也越小。反之，当发动机的输出转速变小时，液压马达的效率降低，发热量增大，液压系统的散热功率变大，输出转矩相应变大。在这组实验中由于行走系统没有工作，所以行走系统的散热功率变化不大，出现小幅上升趋势与液力变矩器的效率受到发动机输出转速变化影响有关。液压系统总功率是液压系统功率与液压系统散热功率之和，在不考虑机体辐射散热、风扇功率等因素的情况下，发动机总功率是行走系统散热功率与液压系统总功率之和，从图 5.3 中可以看出，发动机的总功率、水箱散热器功率几乎都与液压系统功率的分布一致。在图 5.4 中各条功率比例曲线大致与相应部分的功率曲线一致，水箱散热器功率占发动机总功率的比例都在 50% 以上，这与柳工产品设计书中的要求相符合。

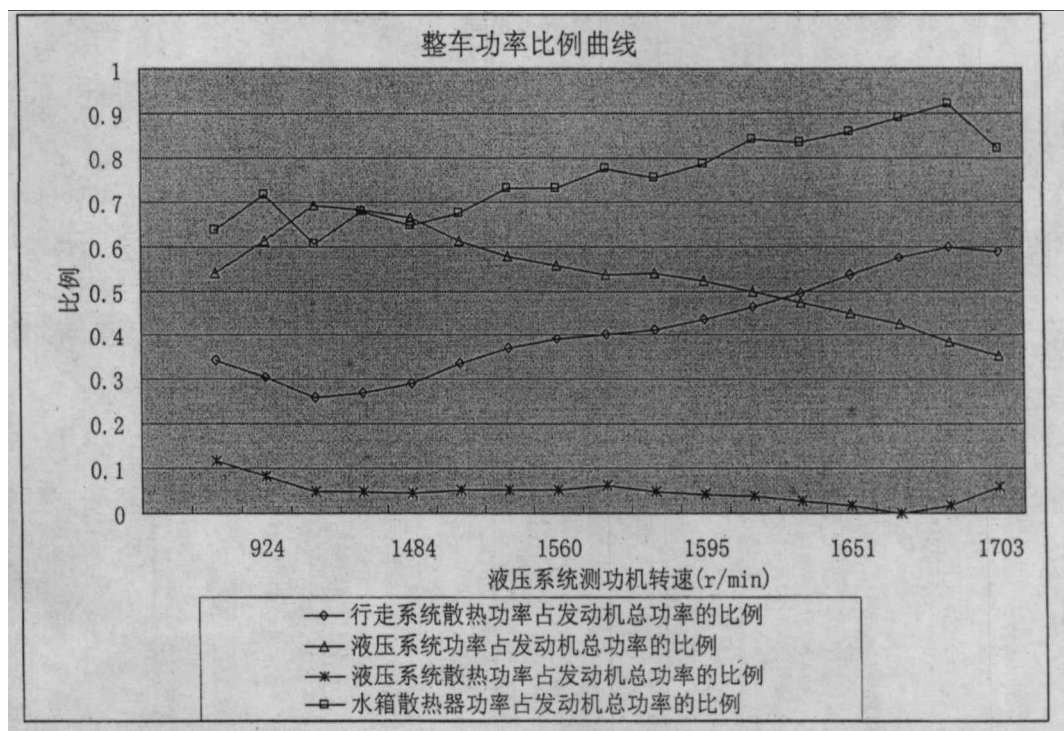


图 5.4 液压系统单独工作时的功率比例曲线

Figure 5.4 The power ratio graph when hydraulic system works only

③ 行走系统和液压系统共同工作时，各个部分散热量的分布情况

考虑到液压系统工作时温升较快，所以在进行此试验方案时，我们采取了先调节好行走系统测功器负载的办法，由固定水门的位置来选取测试点，然后通过调节液压系统测功器来进行试验。

图 5.5 是发动机油门全开，行走系统测功器的水门固定在某个位置时改变液压系统测功器负载得到的行走系统性能曲线。图 5.6、5.7 分别是此工况下液压系

统和整车的性能曲线。

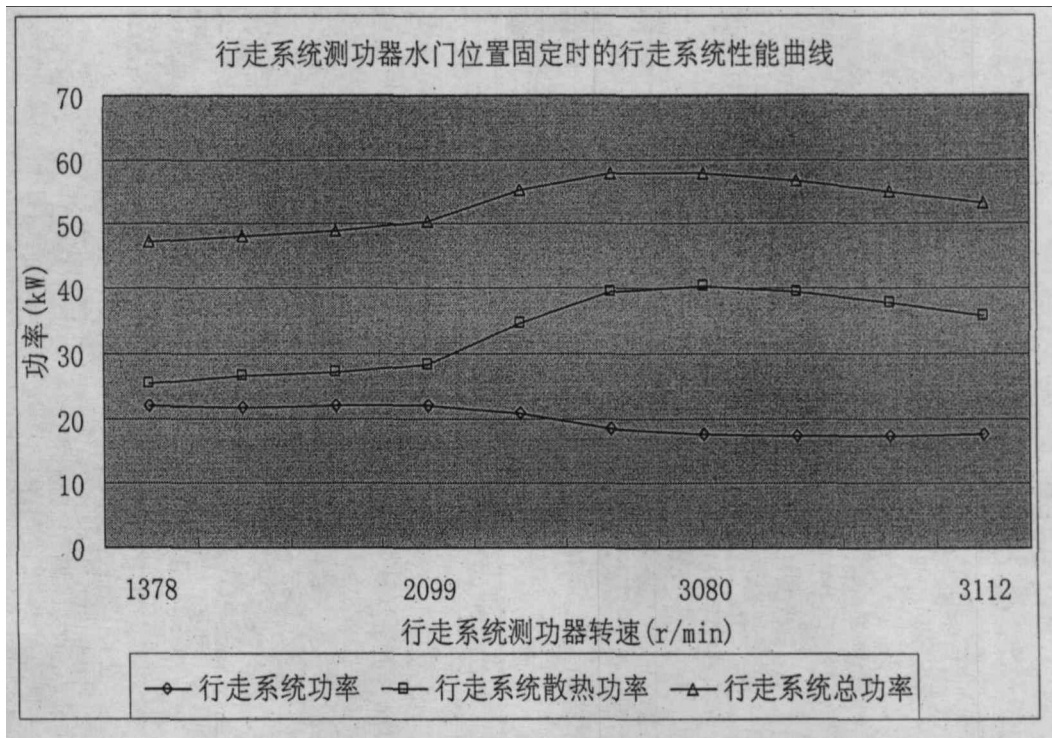


图 5.5 行走系统测功器水门位置固定时的行走系统性能曲线

Figure 5.5 The transmission system performance graph when dynamometer watergate is fixed

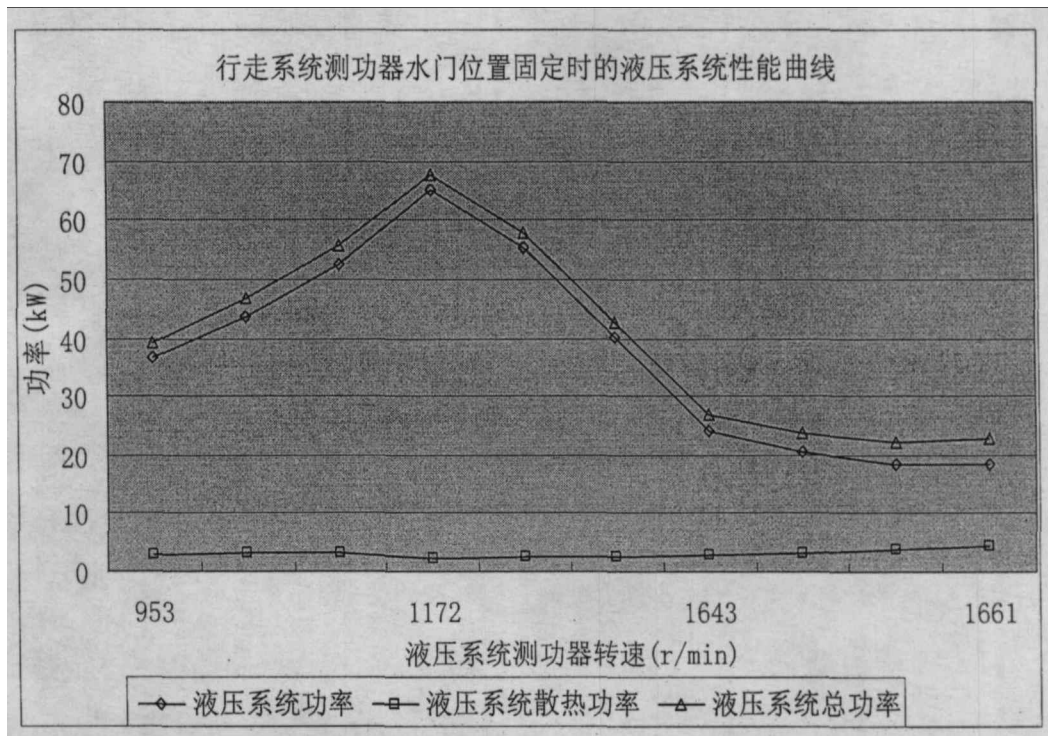


图 5.6 行走系统测功器水门位置固定时的液压系统性能曲线

Figure 5.6 The hydraulic system performance graph when dynamometer watergate is fixed

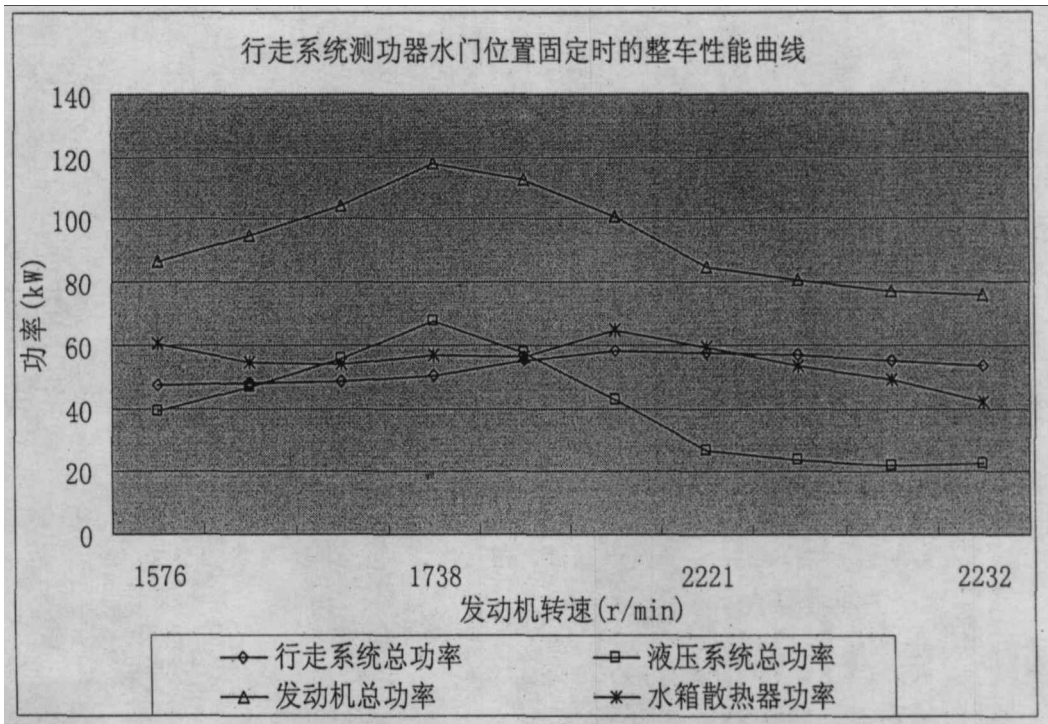


图 5.7 行走系统测功器水门位置固定时的整车性能曲线

Figure 5.7 The vehicle performance graph when dynamometer watergate is fixed

从上面三张图我们可以发现,当调节液压系统时,行走系统的性能跟着发生变化,但是系统存在复杂的耦合性,两者不可能同时达到最大值。在整个试验方案中,由于行走系统测功器的水门位置是固定的,所以它的输出功率变化不是很大,出现小幅波动与液压系统的调节有关,因为发动机转速直接受到液压系统的影响,从而影响到液力变矩器的效率,行走系统的输出功率一下降,散热功率就上升,在图 5.5 中很好地说明了这点。在图 5.6 中,液压系统的输出功率是随着水门开度的加大而增加,当超过一定值时,出现下降,主要是受到液压泵、液压马达效率的影响。行走系统总功率是行走系统功率与行走系统散热功率之和,液压系统总功率是液压系统功率与液压系统散热功率之和,在不考虑机体辐射散热、风扇功率等因素的情况下,发动机总功率是行走系统总功率与液压系统总功率之和,从图 5.7 中可以看出,发动机的总功率几乎与液压系统总功率的分布一致。

④ 风道内风速与发动机转速的关系

风速传感器的布置位置分为 A、B、C 三层,每层测量三个点,分别是 A1、A2、A3, B1、B2、B3 和 C1、C2、C3,具体布置如图 5.8 所示。

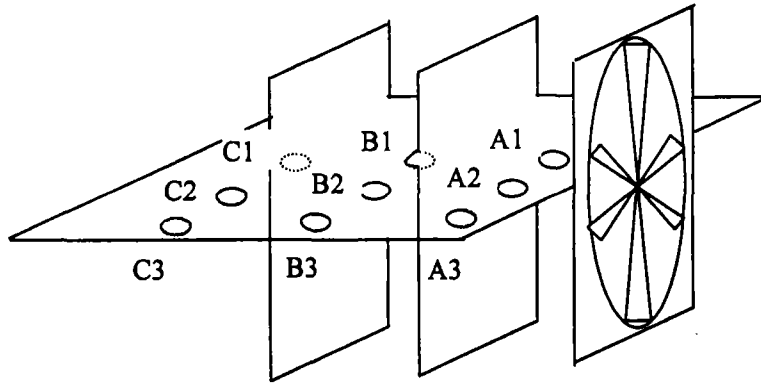


图 5.8 风速测点布置

Figure 5.8 The layout of wind speed test points

在某一工况下，测得 A 层的数据如图 5.9、5.10、5.11 所示，B 层的数据如图 5.12、5.13、5.14 所示，C 层的数据如图 5.15、5.16、5.17 所示。图 5.18、5.19 分别是发动机转速在 1100r/min 和 2200r/min 时各点风速的对比。

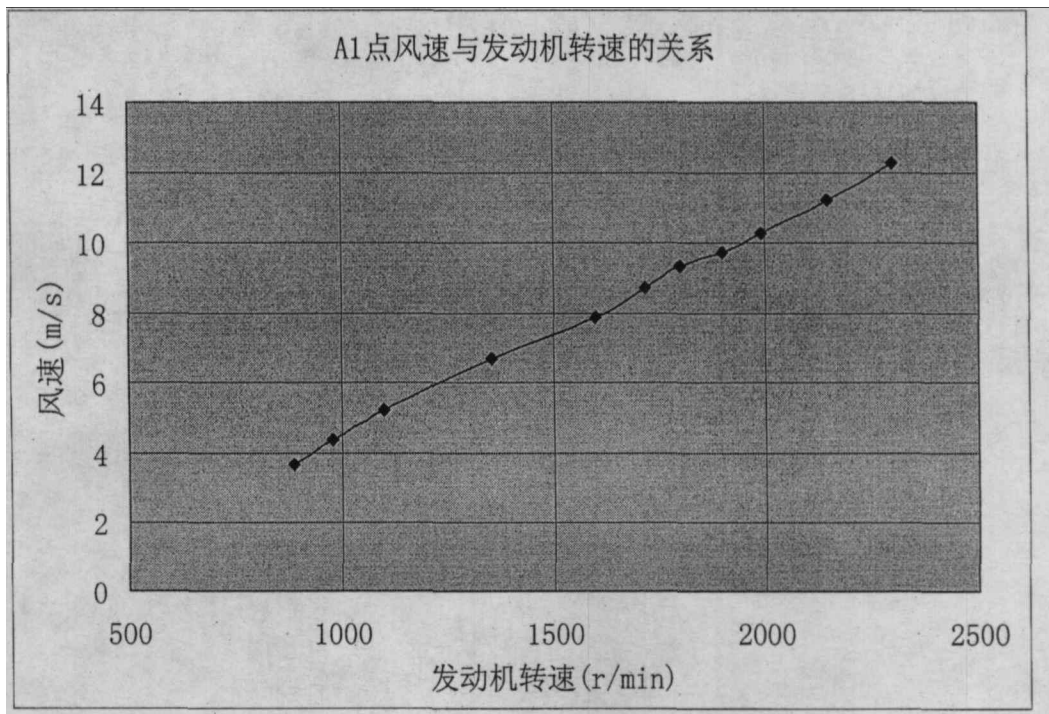


图 5.9 A1 点风速与发动机转速的关系

Figure 5.9 The relationship of wind speed at point A1 with engine speed

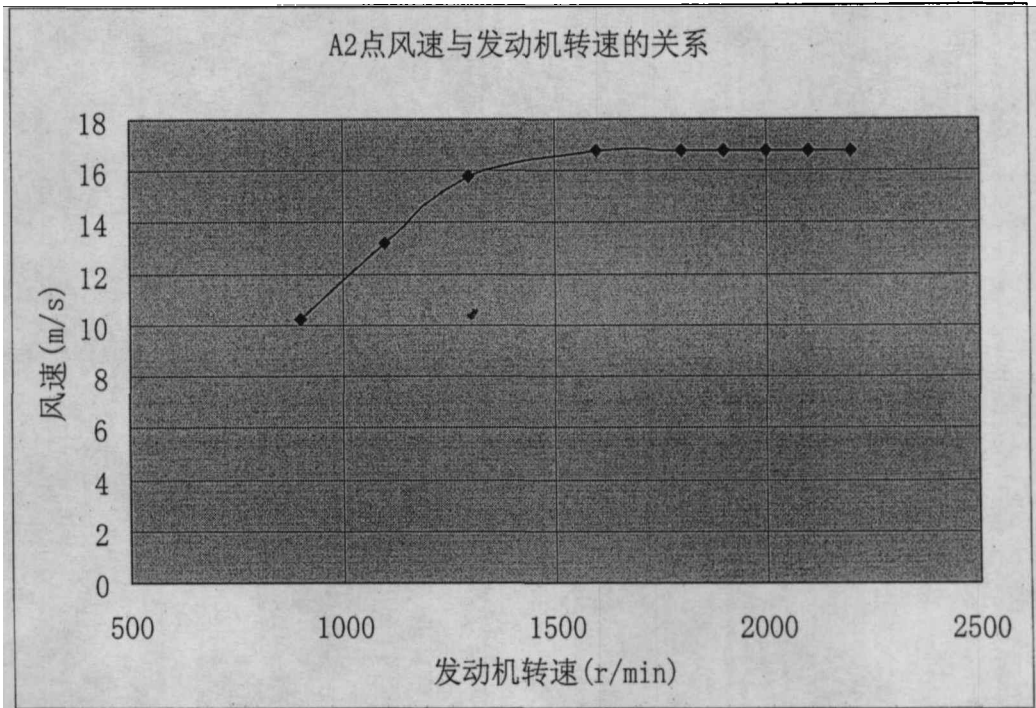


图 5.10 A2 点风速与发动机转速的关系

Figure 5.10 The relationship of wind speed at point A2 with engine speed

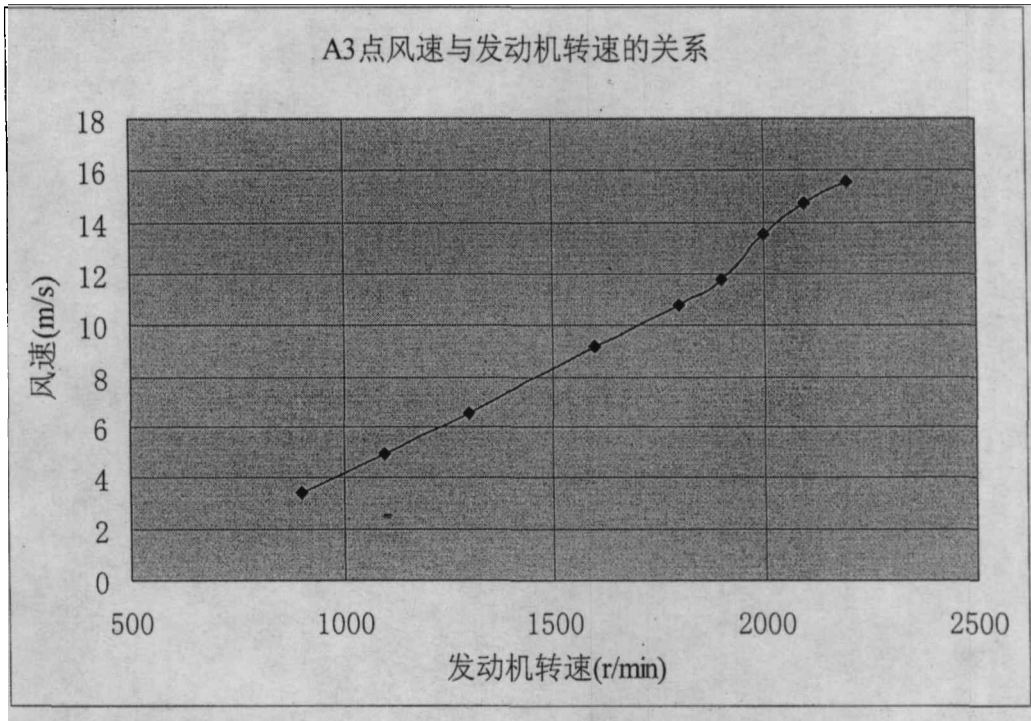


图 5.11 A3 点风速与发动机转速的关系

Figure 5.11 The relationship of wind speed at point A3 with engine speed

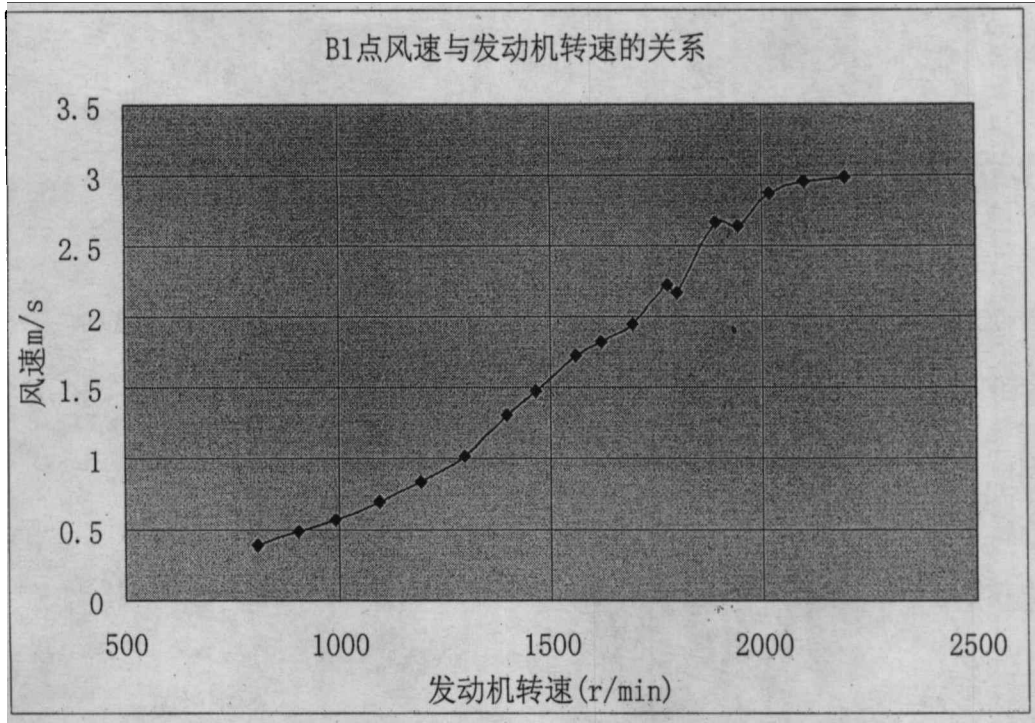


图 5.12 B1 点风速与发动机转速的关系

Figure 5.12 The relationship of wind speed at point B1 with engine speed

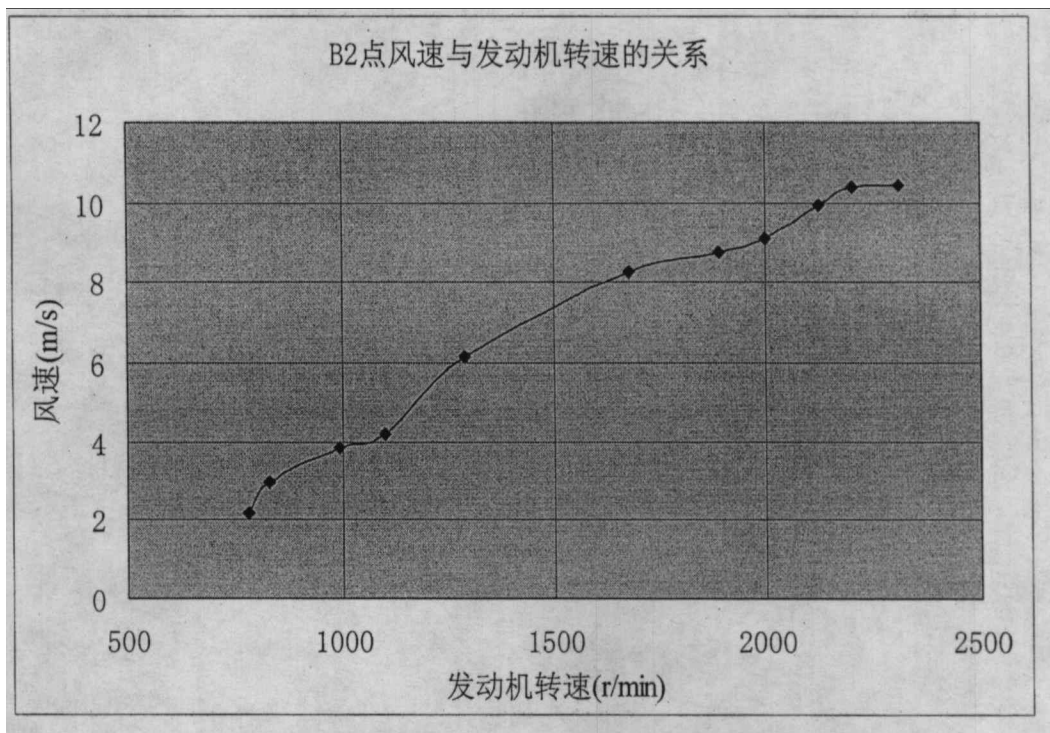


图 5.13 B2 点风速与发动机转速的关系

Figure 5.13 The relationship of wind speed at point B2 with engine speed

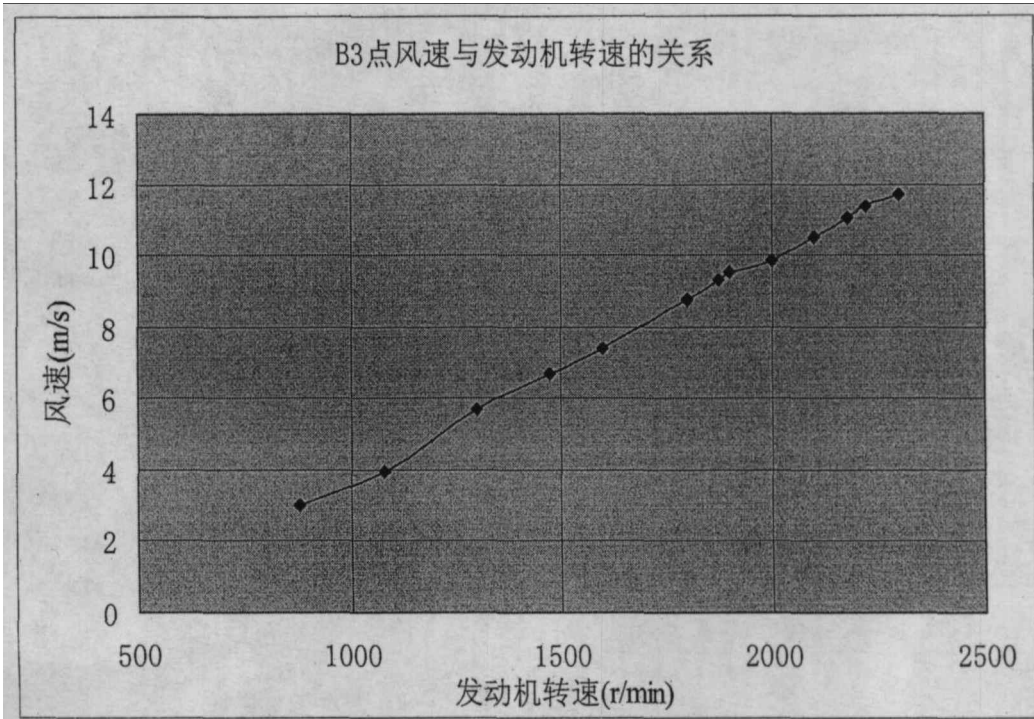


图 5.14 B3 点风速与发动机转速的关系

Figure 5.14 The relationship of wind speed at point B3 with engine speed

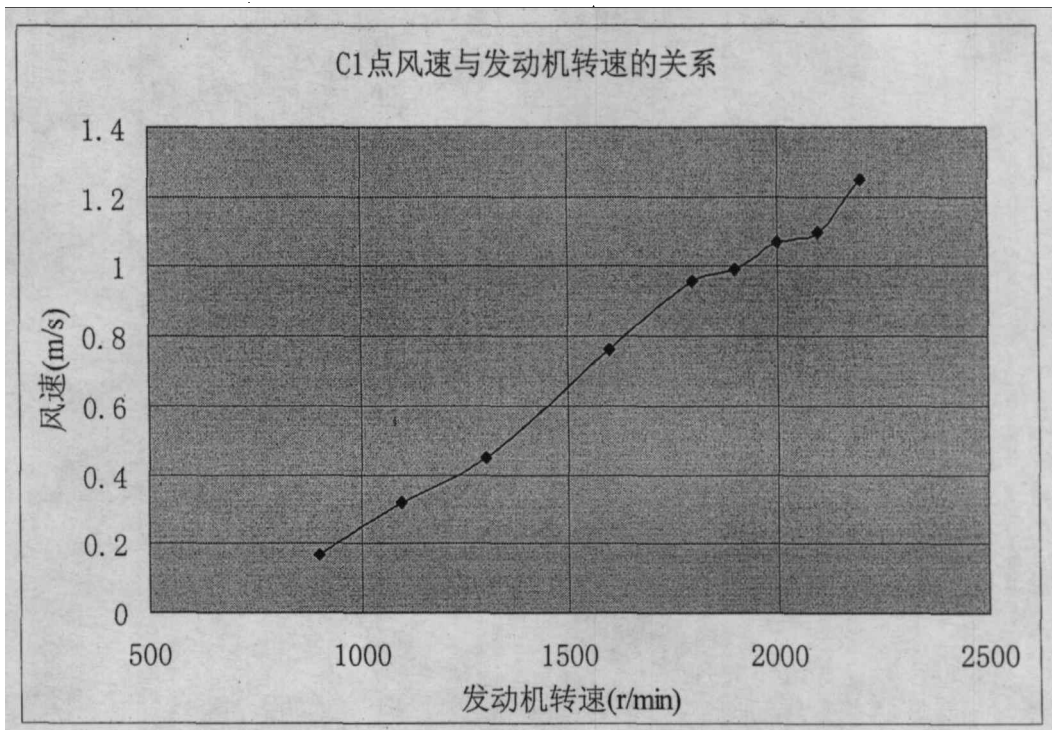


图 5.15 C1 点风速与发动机转速的关系

Figure 5.15 The relationship of wind speed at point C1 with engine speed

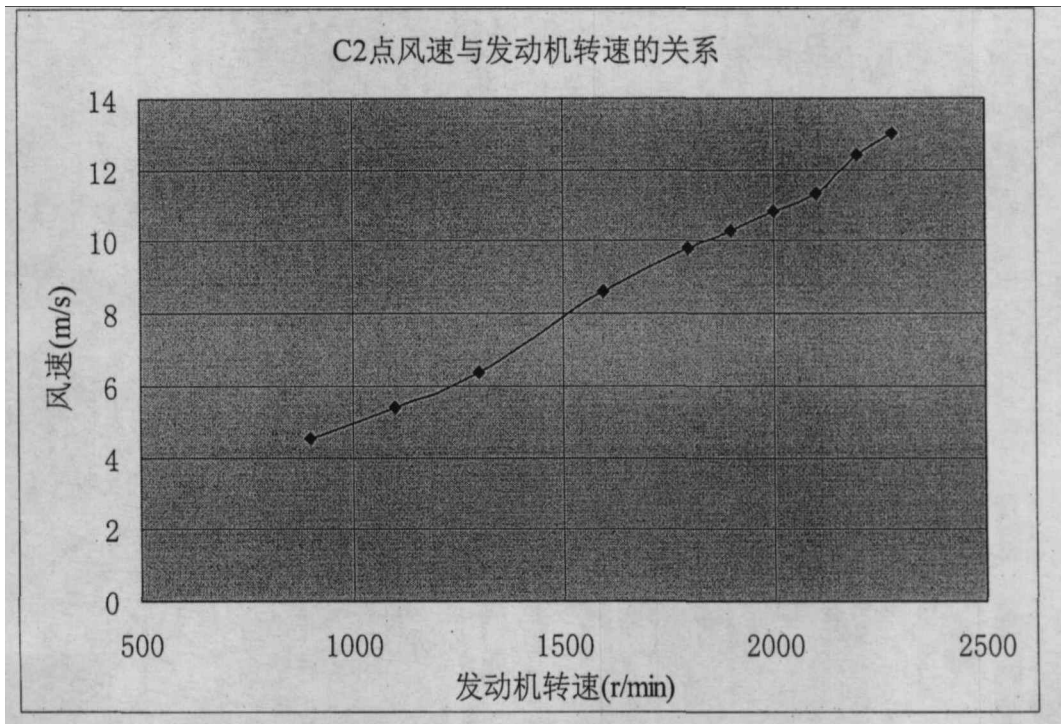


图 5.16 C2 点风速与发动机转速的关系

Figure 5.16 The relationship of wind speed at point C2 with engine speed

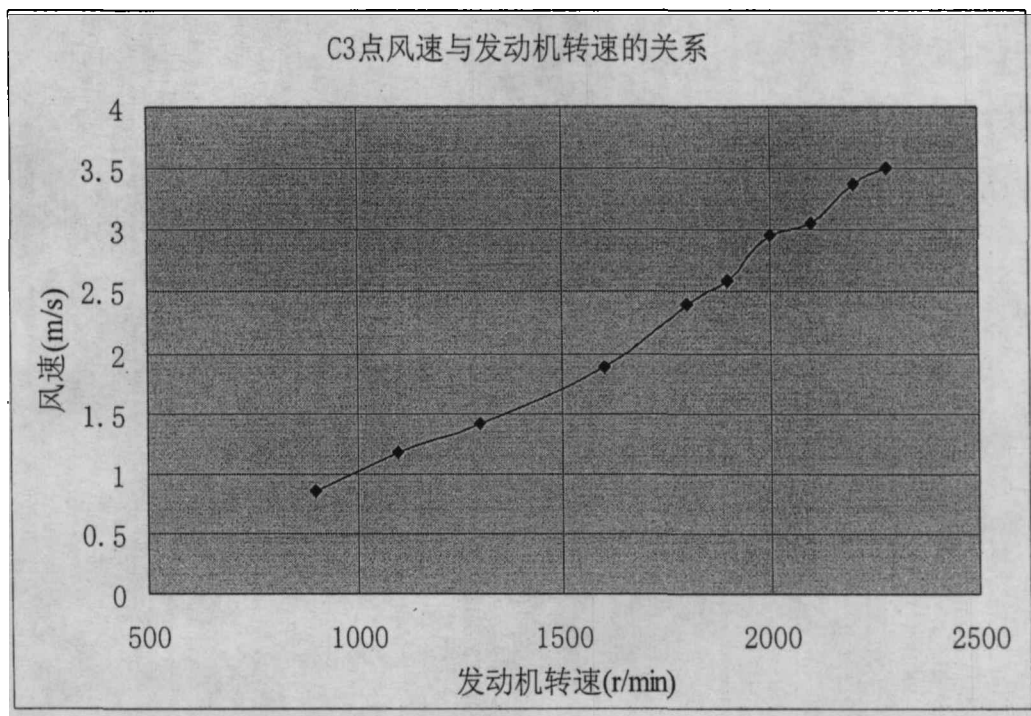


图 5.17 C3 点风速与发动机转速的关系

Figure 5.17 The relationship of wind speed at point C3 with engine speed

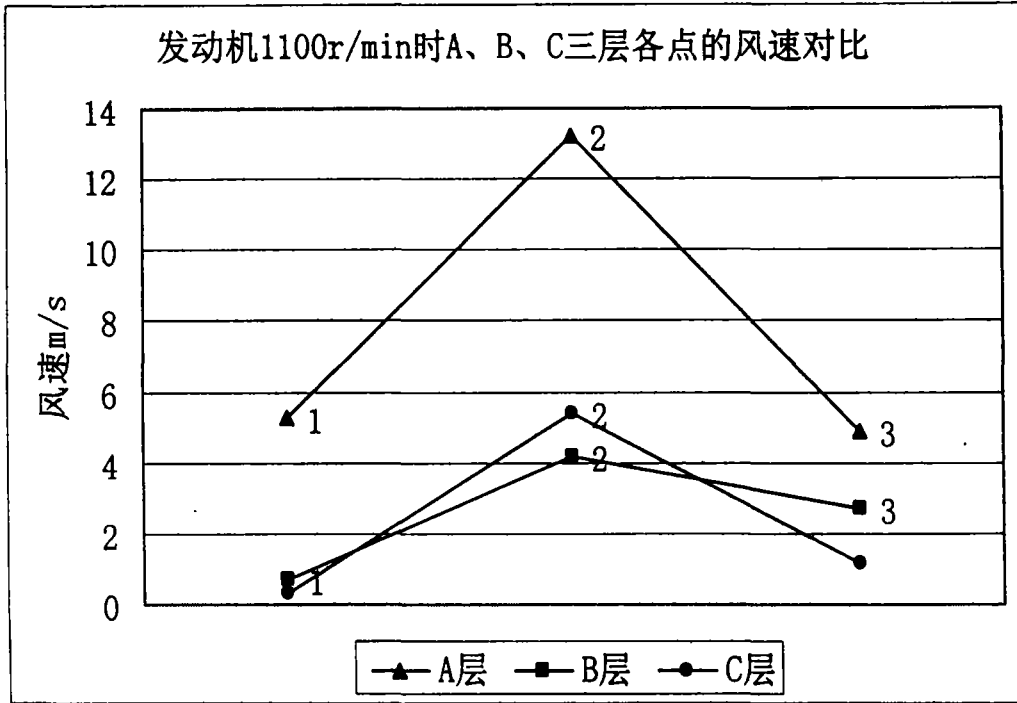


图 5.18 发动机 1100r/min 时 A、B、C 三层各点的风速对比

Figure 5.18 The comparison of wind speed at every test point with engine speed is at 1100 r/min

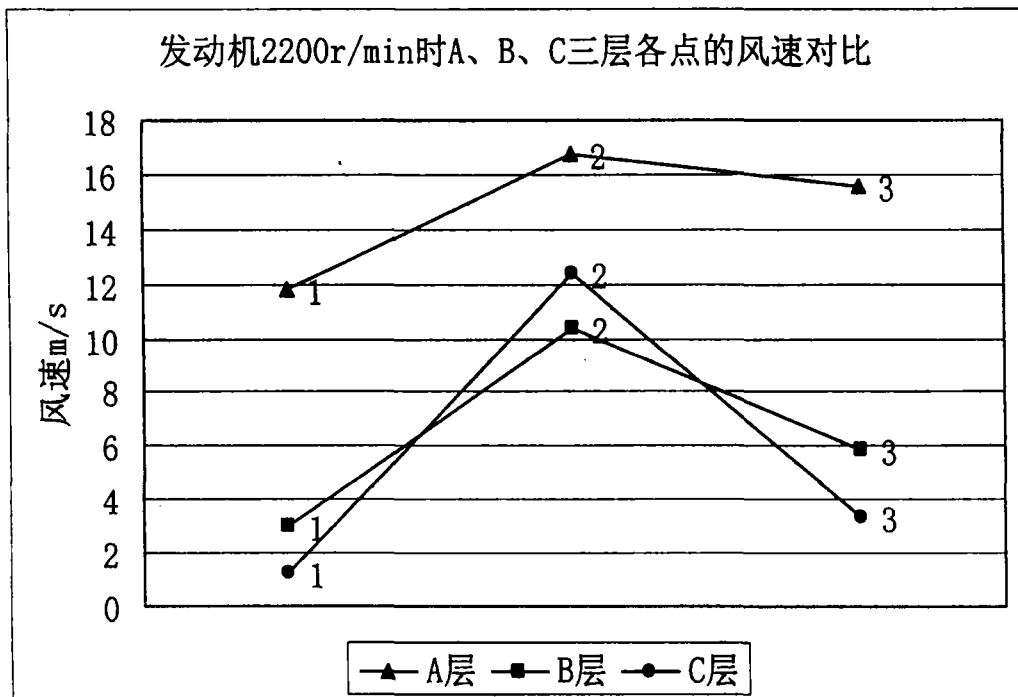


图 5.19 发动机 2200r/min 时 A、B、C 三层各点的风速对比

Figure 5.19 The comparison of wind speed at every test point with engine speed is at 2200 r/min

从以上各图可以看出风速与发动机的转速成近似线性关系,另外风扇的风场分布是不均匀的,呈现出风扇中间风速小(比如 A1、B1、C1 三点)、叶片处风速大(比如 A2、B2、C2 三点)、靠近风道壁面风速又减小的状态(比如 A3、B3、C3 三点),每一层风场分布的不均匀性又有很大的差异,图 5.18、5.19 直观地对比了各点的风速。这些都反映了风扇特性、实际风道的风量泄露以及散热器的阻力特性。

从这些数据我们可以得到结论,在实际散热器组风道内,风量主要集中在风扇叶片环所对应的环型带中,中间区域的风量较小,散热量小。几个散热器中间的风量泄露对散热有两方面的影响:首先直接导致风量减小,散热量减小;其次,影响散热器不同层的风场分布,导致风场的不均匀性增加,有效散热面积减小,从而降低散热量。

5.4 试验结论

对试验数据分析后我们得到以下结论:

- ① 负载直接影响散热器的热负荷,尤其是行走系统工况的变动对变矩器油散热器和发动机水箱散热器负荷的影响最大,而液压系统负载的变动主要影响液压油散热器的热负荷,对变矩器油散热器和水箱散热器影响甚小;
- ② 当前组合下水箱散热器、变矩器油散热器能很快达到热平衡,散热器的设计要求在组合后能够很好地实现,散热器匹配效果良好,但是,液压油散热器在高负载下油温升高过快,很难在设计温度极限内达到热平衡,液压油散热器的匹配效果较差,难以发挥散热能力;
- ③ 风道中空气泄露对散热器组有两方面的影响:首先直接导致风量减小,散热量减小;其次,影响散热器不同层的风场分布,导致风场的不均匀性增加,有效散热面积减小,导致散热量减少;
- ④ 风道内的风量主要集中在风扇叶片环所对应的环型带中,中间区域的风量小,散热量小。

5.5 本章小结

本章首先介绍了试验对象 ZL50G，然后根据试验平台的设计目标确定了相关的试验方案，分别是：

- ① 行走系统单独工作时，各个部分散热量的分布情况；
- ② 液压系统单独工作时，各个部分散热量的分布情况；
- ③ 行走系统和液压系统共同工作时，各个部分散热量的分布情况；
- ④ 风道内风速与发动机转速的关系。

将试验获得的数据进行了分析和讨论后，得到四条结论：

- ① 负载直接影响散热器的热负荷，尤其是行走系统工况的变动对变矩器油散热器和发动机水箱散热器负荷的影响最大，而液压系统负载的变动主要影响液压油散热器的热负荷，对变矩器油散热器和水箱散热器影响甚小；
- ② 当前组合下水箱散热器、变矩器油散热器能很快达到热平衡，散热器的设计要求在组合后能够很好地实现，散热器匹配效果很好，但是，液压油散热器在高负载下油温升高过快，很难在设计温度极限内达到热平衡，液压油散热器的匹配效果较差，难以发挥散热能力；
- ③ 风道中空气泄露对散热器组有两方面的影响：首先直接导致风量减小，散热量减小；其次，影响散热器不同层的风场分布，导致风场的不均匀性增加，有效散热面积减小，导致散热量减少；
- ④ 风道内的风量主要集中在风扇叶片环所对应的环型带中，中间区域的风量小，散热量小。

第六章 全文工作总结与展望

目前,工程机械在实际使用中暴露出不少问题,其中尤为突出的是发动机水箱散热器的冷却水出现“开锅”现象,这直接影响了车辆的正常使用,为了解决这个问题,同时为了优化工程机械的环保性能(降低排放)和节能效果(提高燃油经济性),改善运行安全性(提高可靠性,易于故障诊断)和舒适性(驾驶室温度控制、减少噪声),开展热管理系统的研究显得尤其的重要。热管理系统就是一个以冷却系统为核心的复杂的控制系统,由于影响冷却系统的因素众多,从热源、散热过程直至散热效果评价等都没有明确的依据,因此,这一领域的研究需要相当长的时间来进行探索。

本文根据国内外热管理系统相关技术的研究现状和发展趋势,以 ZL50G 装载机为对象从试验角度对整车冷却系统进行了比较详细的研究,主要目标是希望试验结果能够为散热器的单独设计和组合设计提供数据支持,同时,也希望这些试验数据能够成为其他理论研究方法的验证和评价依据。

6.1 本文的主要工作内容

- ① 热管理系统相关技术的现状综述与分析。
- ② 工程机械热管理系统试验平台方案设计,对比分析各种方案的优缺点。
- ③ 工程机械热管理系统试验平台的建设,在研究小组的共同努力下,顺利完成了试验平台的搭建。我主要负责其中软件的开发和部分硬件的设计。
- ④ 工程机械热管理系统试验平台的应用与分析,分别完成了 ZL50G 在行走系统单独工作时、在液压系统单独工作时、在行走系统和液压系统共同工作时的试验,计算了各个部分的散热量,并分析了影响因素,同时也分析了风道内风速与发动机转速的关系。

6.2 本文的研究成果

- ① 获得了整车极限工况点的热响应数据,为散热器的设计和热管理系统的开发提供了基本依据。
- ② 明确了风道内风场的分布特点,风速与发动机转速之间的关系,以及影响风场分布的各种因素。为散热器的组合布置提供了设计思路。
- ③ 指出了液压油散热器空间布置的不合理性。

6.3 本文的创新

- ① 在国内率先以试验测试为手段开展整车热管理系统方面的研究;
- ② 在国内率先获得同一个工况下各个部分的工作参数和热量分布。

6.4 今后工作的展望

由于时间和条件的限制,使得本文所做的研究工作十分有限,对工程机械热管理系统的开发仅进行了起步性的研究工作,相关的研究还需要进一步拓展,综合起来大概有以下几点:

- ① 试验平台的测试程序有待进一步的完善和提高,测点的布置需要进一步的讨论分析;
- ② 液压系统测功器的控制方式需要进行调整,以满足液压负载的变化特点;
- ③ 散热器组的支撑设计和空间布置应该提高柔性,以方便试验的进行;
- ④ 加强风道内散热器布置方面的研究,无论是串联还是并联,都应使风阻最小,保证风扇的风量,实现散热器的合理散热,其次是散热器前后次序的影响,保证各个散热器中冷却介质的合理工作温度。
- ⑤ 加强风扇的研究,对比分析吹风式风扇和吸风式风扇对整个系统性能的影响;
- ⑥ 在大量试验基础上绘制 MAP 图,获取控制参数,为 ECU 的开发提供依据。

参考文献

- [1] 程致远、解建光编. 内燃机排放与净化. 北京: 北京理工大学出版社, 2000.
- [2] 中国内燃机学会组编. 内燃机的排放与控制. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [3] 陶明德. 国内外机动车排放与控制概况. 上海汽车, 1997(6): 7~10
- [4] 翁海鹤、骆周全. 高原柴油机热负荷的控制. 柴油机设计与制造. 2002年第3期(总第100期): 12~17.
- [5] 柳工机械股份公司内部资料
- [6] 章慧锦、李仁业译. 车辆冷却系统设计手册. 北京: 国防工业出版社, 1984.7. ENGINEERING DESIGN HANDBOOK MILITARY VEHICLE POWER PLANT COOLING. Department of the Army Headquarters United States Army Materiel Command. 1975.
- [7] Mahmoud KG, Loibner E, Wiesler B. Simulation-based vehicle thermal management system concept and methodology. SAE Paper 2003-01-0276.
- [8] 古滨庄一. 绝热发动机的几点说明[J]. 江西农机, 1983 (4): 12~14.
- [9] 陈国华. 陶瓷发动机研究现状与发展[J]. 拖拉机, 1988 (5): 21~25.
- [10] J. Kern, P. Ambros. Concepts for a Controlled Optimized Vehicle Engine Cooling System. SAE 971816.
- [11] Brace CJ, Burnham-Slipper H. et al. Integrated Cooling Systems for Passenger Vehicles. SAE. 01Hx-8.
- [12] Choi Stephen. Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles. American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication) FED, 1995, 231: 99-105.
- [13] P.Keblinski, S.R.Phillpot, Choi Stephen, J.A.Eastman, Mechanisms of Heat Flow in Suspensions of Nano-Sized Particles(Nanofluids), Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.45, No.4, pp.855-863, 2002
- [14] 程林、冷学礼等. 基于降低污垢热阻的复合强化传热研究. 工程热物理学报. Vol.24, No.3 May, 2003.
- [15] Guo Zeng-yuan. et al. Theoretical analysis and experimental confirmation of the Uniformity Principle of Temperature Difference Field in Heat Exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2002, 45: 2119~2127.
- [16] Kevin Jost. Victor Reinz adds sensors to gaskets. AEI focus on electronics. 2003 (05): 79.
- [17] A breakthrough in vehicle cooling system pumps design, Featured in World Pumps Magazine, May 2000.
- [18] Rainer O, Willingham. FAN ASSEMBLY[P]. 美国专利: USA4257554, 1981-03-24.
- [19] Roger clemente. ELECTRIC FAN ASSEMBLY FOR OVER-THE-ROAD TRUCKS[P]. 美国专利: US4875521, 1989-10-24.
- [20] Wolfgang P. Weinhold. ENGINE VENTILATION AN AUTOMOTIVE VEHICLE[P], 美国专利: US5269264, 1993-12-14.
- [21] 卢广峰、郭新民等. 汽车发动机冷却系统的发展与现状. 农机化研究. 2002(02).
- [22] David Alexander. Cooling Fan from Johnson Electric Improve Efficiency. AEI (SAE International) tech briefs. 2003(09) ,pp35.

- [23] 麦世基编译, 可逆转的发动机冷却风扇. 工程机械. 2003(06): 55.
- [24] Matthieu Chanfreau, Bertrand Gessier, Alain Farkh, Pierre Yves Geels. VALEO Engine Cooling. The Need for An Electrical Water Valve in a THERmal Management Intelligent System (THEMIS™). SAE Paper 2003-01-0274, 2003. SP-1751.
- [25] Ap NS, Guerrero P, Jouanny P, Potier M, Genoist J, Thuez JL. UltimateCooling (TM) new cooling system concept using the same coolant to cool all vehicle fluids. VTMS 6. 661-674, 2003.
- [26] Matthieu Chanfreau and Alex Joseph. Etc. Valeo Engine Cooling. Advanced Engine Cooling Thermal System On a Dual Voltage 42V/14V Minivan. SAE Paper 2001-01-1742, 2001.
- [27] Chad Lehner, General Motors Corp. Gordon Parker, Michigan Technical Univ. Oner Arici, John Johnson. Design and Development of a Model-Based Feedback Controlled Cooling System for Heavy Duty Diesel Truck Applications Using a Vehicle Engine Cooling System Simulation. SAE Paper 2001-01-0336.
- [28] Robert D. Chalgren. Thermal comfort and engine warm-up optimization of a low-flow advanced thermal management system. SAE 2004-01-0047. SP-1818.
- [29] 殷琳、胡传正、马新峰、王新梅. ZL50GH 高原沙漠型特种轮式装载机——一种全新配置的高原适应型施工设备. 工程机械. 2002(04): 14~16.
- [30] 白敏丽、沈胜强、陈家骅、张志千. 内燃机传热全仿真模拟研究进展综述. 内燃机学报. 第 18 卷 (2000) 第 1 期: 96~99.
- [31] 毕小平、马志雄、韩树、尹胜波、段初华. 装甲车辆发动机冷却系统空气流动的仿真模拟. 内燃机学报. 第 20 卷 (2002) 第 4 期: 373~376.
- [32] Mingyu Wang, Lin-Jie Huang, Charles A. Archibald. Rapid Prototyping of Acc Algorithms With Virtual Human and Plant Models. SAE Technical Paper Series 2002-01-0516.
- [33] N. LAWRENCE, H. Y. P. KORTEKAAS. DECSIM——A PC-Based Diesel Engine Cycle and Cooling System Simulation Program. Mathematical and Computer Modelling. 33 (2001) 565-575.
- [34] 朱敏慧. 法雷奥已经或即将实用化的汽车新技术. 汽车与配件, 2003-23
- [35] 总参工程兵科研二所编. 军用工程机械试验学. 北京. 海洋出版社. 1994.
- [36] 吴克刚、曹建明. 发动机测试技术. 北京. 人民交通出版社. 2002.
- [37] 黄素逸. 动力工程现代测试技术. 武汉. 华中科技大学出版社. 2001.
- [38] 吕崇德. 热工参数测量与处理. 北京. 清华大学出版社. 2001.
- [39] NATIONAL INSTRUMENTS. The Measurement and Automation Catalog 2004.
- [40] 台湾泓格科技股份有限公司产品说明书.
- [41] 江苏省常州市环宇百特自动化仪表仪器厂产品说明书.
- [42] 陕西省宝鸡市秦岭传感器厂产品说明书.
- [43] 上海虹益仪器厂产品说明书.
- [44] 美国 DWYER 公司产品说明书.
- [45] 上海巨龙电子有限公司产品说明书.
- [46] 启东测功器 NCK500 说明书.
- [47] 乔林、费广正. C++ Builder 5 技术内幕. 北京. 中国铁道出版社. 2000.
- [48] 张晓东、李敬. C++ Builder 5 程序设计——数据库应用实务篇. 北京. 中国铁道出版社. 2000.
- [49] 余明兴、吴明哲、黄丰隆、黄世阳. 北京. 中国铁道出版社. 2000.
- [50] 李冬、王宏等. Borland C++ Builder 5 高级开发技术. 北京. 中国水利水电出版社. 2000.
- [51] 朱正茂、彭湃等. Borland C++ Builder 5 实用编程技术. 北京. 中国水利水电出版

社.2001.

[52] 程展鹏. Borland C++ Builder 6 应用开发技术解析. 北京. 清华大学出版社. 2003.

[53] 吴逸贤、吴目诚. 精彩 C++ Builder 6 程序设计. 北京. 科学出版社. 2003.

[54] 柳工股份公司公告, 2003.

[55] ZL50G 轮式装载机使用维护说明书.

致谢

十分荣幸能成为俞小莉教授的学生。作为知名学者，俞小莉导师以其严谨的工作作风、求实的科研态度、出众的学术造诣、丰富的科研经验、高度的责任心和敬业精神，平易近人的处世方式，深深地激励着我完成学业。这必将对我今后的为学、科研、处世等产生重要影响。本论文是在俞小莉教授的悉心指导下完成的。

本课题得以完成，还与沈瑜铭高级工程师的精心指导是分不开的。尤其是试验平台的搭建方面是在沈老师的悉心指导下完成的，沈老师为此倾注了大量的时间和精力。值此论文完成之际，谨向我敬爱的俞小莉老师和沈瑜铭老师致以由衷的感谢和崇高的敬意，并衷心祝愿两位老师身体健康，永葆青春！

特别感谢广西柳工机械股份有限公司的赵骆伟博士后、黄旭就总工程师，在本文的试验方面给予的大力支持和帮助。

在硕士生工作和学习期间，得到了俞小莉教授、沈瑜铭高级工程师、齐放高级工程师、刘震涛副教授在学习、工作及生活上的关心和热情帮助，在此致以由衷的感谢！同时，也向沈季胜博士后、张毅博士、刘忠民博士、张喜洲硕士、李松和硕士、黄鑫硕士等给予我帮助和关心的人们深表感谢！

最后，感谢我的家人在我求学过程中给予的精神上的鼓励和生活上无微不至的关心和支持，在此祝愿他们平安与幸福！

谭建勋

2005年1月于求是园