

论文分类号 U270.1

单 位 代 码 10183

密 级 内部

研 究 生 学 号 2200407

吉 林 大 学  
硕 士 学 位 论 文

工 程 车 辆 自 动 变 速 技 术 研 究

**Study on Automatic Transmission Technology of  
Construction Vehicle**

作者姓名：杨 镝

专 业：机械电子工程

导师姓名：赵丁选

职 称：教 授

论文起止年月：2001 年 9 月至 2003 年 3 月

## 提 要

本文结合国家自然科学基金项目（59705005）“工程车辆液力机械传动系统的电子节能控制研究”及教育部骨干教师基金项目“提高工程车辆液力机械传动系统动力性与经济性的电控方法研究”，主要以提高工程车辆的动力性与经济性为目的，在 ZL50 轮式装载机传动系统特性的基础上，经过严格的数学推导得到了其以变矩器速比为换挡参数的效率换挡规律，并使用数值解析方法得到了最佳动力性换挡规律，进而使用同样方法得到了考虑工作泵影响情况下的最佳动力性换挡规律。并且通过实验验证了效率换挡规律是可行和有效的。本文的研究成果丰富了工程车辆自动变速理论，研究中始终以徐工集团 ZL50 轮式装载机为研究对象，其研究成果可直接应用于实际，具有较高的实用价值。

# 目 录

第一章 绪论.....	1
§ 1.1 车辆自动变速的产生与发展.....	1
1.1.1 车辆自动变速的产生.....	1
1.1.2 车辆自动变速器的发展过程.....	3
1.1.3 车辆自动变速器的发展趋势.....	6
1.1.4 实现车辆自动变速的意义.....	7
1.1.5 国内车辆自动变速器的应用与发展现状.....	8
§ 1.2 工程车辆的自动变速.....	9
1.2.1 液力自动变速器（AT）在工程车辆自动变速中的应用.....	9
1.2.2 工程车辆自动变速在国内的发展.....	10
1.2.3 工程车辆实现自动变速的意义.....	10
§ 1.3 车辆自动变速其他方法.....	11
1.3.1 液压传动.....	11
1.3.2 电传动.....	11
1.3.3 电力驱动.....	12
§ 1.4 本文的主要研究内容.....	12
§ 1.5 本章小节.....	13
第二章 工程车辆传动系统.....	14
§ 2.1 工程车辆传动系统概述.....	14
§ 2.2 工程车辆用柴油机.....	15
2.2.1 发动机工况.....	15
2.2.2 全程调速柴油机.....	16
2.2.3 全程调速柴油机的特性.....	18
§ 2.3 液力变矩器特性.....	20
§ 2.4 发动机与液力变矩器共同工作.....	21
§ 2.5 电控液动变速器.....	22
§ 2.6 本章小结.....	22
第三章 工程车辆自动换挡规律.....	24

§ 3.1 车辆自动换挡规律概述.....	24
§ 3.2 工程车辆效率自动换挡的规律.....	26
§ 3.3 工程车辆自动换挡的最佳动力性规律.....	30
§ 3.4 两种自动换挡规律的的进一步探讨.....	32
§ 3.5 本章小结.....	35
第四章 换挡品质实验研究.....	36
§ 4.1 换挡品质测定实验系统概述.....	37
4.1.1 实验目的.....	37
4.1.2 实验系统软硬件环境.....	38
4.1.3 被测参数的测量方法.....	39
§ 4.2 测试控制程序设计.....	40
§ 4.3 实验结果分析.....	42
§ 4.4 本章小结.....	43
第五章 自动换挡系统台架实验.....	45
§ 5.1 自动换挡台架实验系统概述.....	45
5.1.1 实验目的.....	45
5.1.2 实验的软硬件环境.....	45
5.1.3 被测参数的测量方法.....	46
5.1.4 实验过程.....	47
§ 5.2 测试控制程序设计.....	48
§ 5.3 实验结果分析.....	52
§ 5.4 本章小结.....	52
第六章 结论.....	54
参考文献.....	55
攻读硕士期间发表的学术论文及科研成果.....	59
致谢.....	60
摘要.....	
Abstract.....	

# 第一章 绪 论

车辆是现代工业文明的产物，也是现代工业文明的象征。从诞生以来，车辆始终凝结着同时代科学技术发展的最先进成就。随着信息技术的迅猛发展，车辆也有了新发展。通过使用信息技术，将车辆的各个子系统有机地结合起来，把车辆看作一个整体、一个大的系统，对其进行智能化、网络化的控制，以此提高车辆的整体综合性能已经成为发展方向。传动系统在车辆这个大系统中扮演着“承上启下”的重要角色。如果说过去内燃机的发展在车辆工业中起了重要作用，那么现在则是计算机技术应用于换挡变速技术，有力地推动了车辆工业的发展。

工程车辆是非公路车辆，是车辆家族中的重要成员之一。由于其作业条件与作业工矿复杂、多变，负载变化的范围大、随机性强，故此实现工程车辆的自动变速对改善工程车辆整体性能、提高作业效率、减轻驾驶员的劳动强度具有更加重要的意义。也正是由于工程车辆的使用条件不同于普通汽车，从而使工程车辆的变速理论既符合普通车辆一般的变速理论，又有自己的特点。因此，有必要对工程车辆的变速理论做进一步的探讨。这也是对车辆自动变速理论的丰富和发展。

本文结合国家自然科学基金项目（59705005）“工程车辆液力机械传动系统的电子节能控制研究”及教育部骨干教师基金项目“提高工程车辆液力机械传动系统动力性与经济性的电控方法研究”，主要以提高工程车辆的动力性与经济性为目的，对工程车辆的自动换挡规律进行了理论分析和实验研究。

## § 1.1 车辆自动变速的产生与发展

### 1.1.1 车辆自动变速的产生

由于车辆行驶的环境的复杂、多变，车辆自身行驶的状态的大范围的变化，一般来说，发动机提供的扭矩、转速不能满足车辆驱动力的需要。故此需要由

传动系统通过改变传动比，调节、改变发动机的性能，来适应所需驱动力的变化。另外，我们一般希望得到恒功率的驱动力。也就是说，低速时大扭矩，高速时小扭矩。但是，现有的内燃机却不能提供如此要求的动力，如图 1-1 所示为汽油机的速度特性。这也需要由传动系统来解决，在满足驱动力需求的同时，按要求提供动力。图 1-2 是汽油机输出动力经过具有 4 挡变速器变换后的动力输出。由图可知，汽油机输出的动力经过四挡变速器后，不但扭矩和转速的变化范围增大，而且扭矩外包络线基本符合低速时大扭矩，高速时小扭矩的要求，功率变化减小。对于工程车辆经常使用的柴油机来说，情况是类似的。

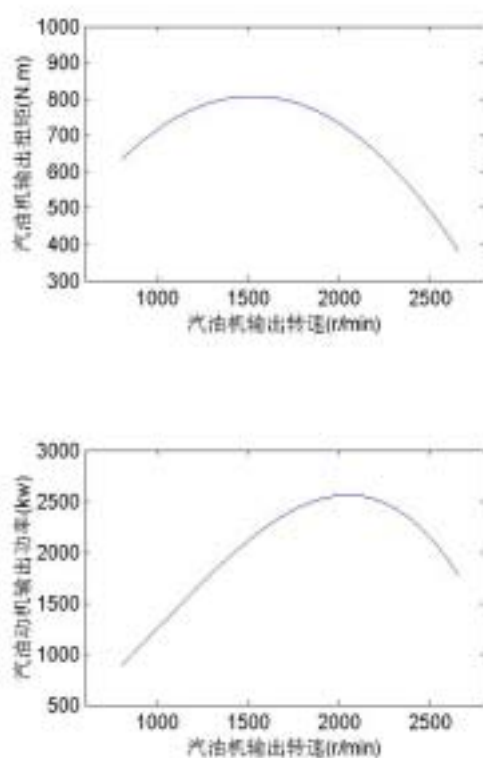


图 1 - 1 发动机速度特性

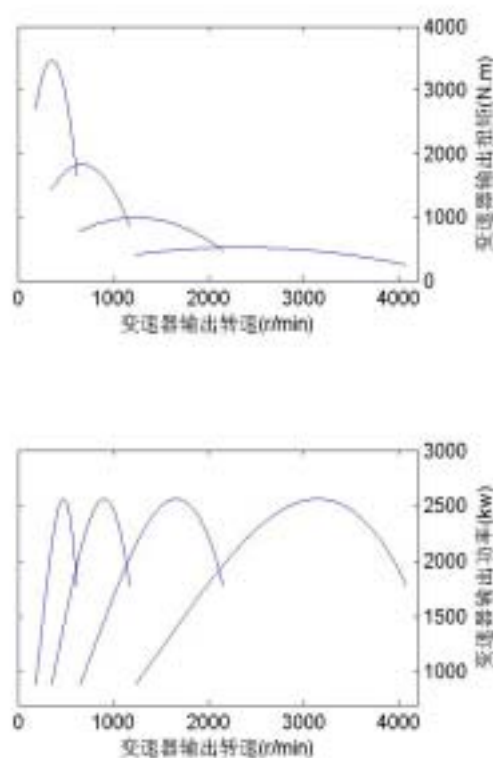


图 1 - 2 变速器输出特性

随着变速理论不断发展完善，在车辆整体综合性能不断提高的同时，换挡策略越来越复杂，完全由驾驶员按照换挡策略换挡已经不可能。这样，车辆自动变速应运而生。

### 1.1.2 车辆自动变速器的发展过程

经过一百多年的发展,车辆自动变速种类很多,各种不同种类自动变速之间相互融合渗透。非常清晰地描述车辆自动变速发展脉络是有一定困难的。目前自动变速器大致可分为3种:液力自动变速器(AT)、电控机械式自动变速器(AMT)和机械无级变速器(CVT)。

液力自动变速器(AT)是迄今为止发展最为成熟的自动变速器。其基本形式是液力变矩器与动力换档的旋转轴式机械变速器串联。液力变矩器是通过液体动量矩的变化来改变转矩的一种传动元件,它除了起离合器的作用外,还具有无级连续变速和改变转矩的能力,对外负载有良好的自动调节和适应性。液力变矩器除可与旋转轴式变速器串联、传递全部发动机功率外,还可以与旋转轴式变速器有多种并联方式,实现内分流、外分流、混合分流等多相自动变速。从50年代起,装备液力自动变速器的轿车开始增多,但当时自动变速器的效率明显低于机械变速器,使得装备自动变速器的汽车存在燃油经济性较差的问题;同时,自动变速器的结构较复杂,成本高,从而限制了它的发展。为解决液力自动变速器效率低的问题,汽车界的工程技术人员做了大量的工作。60年代的研究重点是采用多元件工作轮,提高液力变矩器的效率。70年代是使用闭锁离合器,提高液力自动变速器在高速时的效率。80年代则采取增加行星齿轮变速器档位的方法以及使用电子控制。90年代,大量电子技术的应用,使液力自动变速器的发展进入了一个新的时期,这使其注入了新的活力。其燃油经济性大体上与手动机械式变速器相当,综合经济性能也得到了提高。液力自动变速器是目前市场上的主流产品。液力自动变速器的装车率逐年增加,以轿车为例:在美国液力自动变速器的装车率已达95%左右,日本1976年液力自动变速器的装车率仅为11%,而1985年则上升至49%,现在大、中型轿车已达80%以上,欧洲发达国家大体也达到50%左右。城市大客车的装车率,在美国大体上是100%,西欧是95%。工程车辆的装车率,在美国是70%,西欧是30%。由于液力自动变速器(AT)具有自动适应负载以及减振的特点,所以工程车辆一般都采用液力自动变速器(AT)。

电控机械式自动变速器(AMT)是一种由普通齿轮式机械变速器组成的有级式机械自动变速器。它以其传动效率高、成本低和易于制造等优点在自动变速器家族中占有重要的位置。它是在传统固定轴式变速器和干式离合器的基础

上,应用电子技术和自动变速理论,以电子控制单元(ECU)为核心,通过液压执行系统控制离合器的分离与结合、选换挡操作以及发动机节气门的调节,来实现起步、换挡的自动操纵。这种自动变速器主要包括3个部分:自动离合器、齿轮式机械变速器和电子控制系统。AMT控制的基本思想是:根据驾驶员的意图(加速踏板、制动踏板、选择器开关等)和车辆的状态(发动机转速、输入轴转速、车速、挡位),依据设定的规律(换挡规律、离合器结合规律等),借助于相应的执行机构(供油执行机构、选挡执行机构、离合器分离和结合机构),对车辆的动力传动系统(发动机、离合器、变速器)进行联合操纵。AMT的发展可分为两个阶段。首先是半自动的SAMT阶段。机械式变速器的电控自动化始于70年代中期,瑞典的Scania的CAC系统和德国Daimler Benz的EPS系统均采用了半自动操作方式(SAMT),使得换挡动作实现了自动化。由电子控制的气动系统实现换挡,而换挡时刻由驾驶员-踩离合器踏板来确定,电子显示器可提示驾驶员何时为最佳换挡时刻。第2阶段是全自动阶段。世界上第1种全自动电控机械式自动变速器是1984年五十铃公司投放市场的NAVI-5,同时期出现的还有日本Nissan、Hino和美国Eaton的全自动变速系统。1988年德国ZF公司将其Autoshift系统装车使用。在此领域开展研究的还有美国Ford、意大利Fiat、法国Renault和瑞典的申宝等其他大型汽车企业,使全自动AMT逐步进入实用阶段。这种电控机械式自动变速器既具有液力自动变速器自动变速的优点,又保留了原手动变速器齿轮传动的效率高、成本低、结构简单、易制造的长处。它揉合了二者优点,是非常适合我国国情的机电一体化高新技术产品。它是在现生产的机械变速器上进行改造的,保留了绝大部分原总成部件,只改变其中手动操作系统的换挡杆部分,生产继承性好,改造的投入费用少,非常容易被生产厂家接受。它的缺点是非动力换挡,这可以通过电控软件方面来得到一定弥补。如上所述,虽然在客车上AT比较适合于高级旅游客车。而一般城市公共汽车在装用进口的Allison自动变速器时,其价格每台在13~17万元左右,已大大超过与其配套的康明斯、玉柴等发动机的价格,难以接受。这也是国外如日野的兰带客车、ZF\_Astromic、伊顿等重型载货汽车多用(AMT)的原因。对于轿车,日本的ASKA车最早应用AMT,近年来瑞典的SAAB、德国的BMW-M3、法拉利F1等也装用AMT,特别是大众Lupo,轿车(油耗2.99L/100km)已向人们证明,要想今后达到3L/100km的油耗目标,只有用AMT或MT手动,AT无法实现。在几种自动变速器中,AMT的性能价格比最高。在中低档轿车、城市客车、军用车辆、载货车等方面应用前景较广阔。



电控机械式自动变速器、液力自动变速器分别是有级或分段无级自动变速。而机械无级变速器 (CVT), 一般称为无级变速器。在汽车早期发展的历史中, 人们就已经认识到在发动机与传动系统之间实现无级变速调节才能使汽车达到理想的行驶工况, 只有无级变速才具有传动比连续变化、传递动力平稳、加速性能好、燃油经济性好、操纵方便等优点。长期以来, 人们一直进行着能传递大功率、维持高效率、高寿命的机械式无级变速器的研究工作。近年来, 由于材料、润滑油、计算机控制及加工技术的进步, CVT 有了很大发展。最早应用于汽车的无级变速传动是 V 型橡胶带式无级自动变速传动, 它出现在 1886 年由德国 Daimler-Benz 公司生产的汽油机汽车上。而后, 荷兰 DAF 公司 H. Vandoorne 博士于 1958 年研制成功了双 V 型橡胶带式无级自动变速器, 并装备于 DAF 公司的小型轿车上。CVT 取得里程碑式的成绩是在本世纪六十年代中期, VDT 公司的研究人员在荷兰研制出能传递功率容量大、效率高、结构紧凑的无级自动变速器 CVT, 使金属带式无级变速器取得突破性进展。1987 年, VDT 公司的金属带式无级变速器进入商品化阶段, 这年, 福特汽车公司首次在市场上推出装有这种金属带的 CVT。日本富士重工也于同年研制成功装备于 Juste 车上 (排量 1~1.2L) 电子控制 CVT。之后, 菲亚特、福特、日产等汽车公司都在公司生产的一些 1.2~1.6L 排量轿车上装备这种变速器。九十年代, 在总结八十年代产品和使用经验的基础上, VDT 公司研制成功了传动力矩大、性能更佳的第二代 CVT 变速器。到 1995 年, 装有 CVT 的汽车产量已达 100 多万辆。目前主要有以下的 CVT 生产厂商 FHI Subaru Justy、Ford、Fiat、Nissan 等。其中欧洲 Ford 公司 CVT 产量为 15 万/年, FHI CVT 产量为 20/年。特别指出的是: 美国福特公司在 1997 年有了历史性的突破, 生产出可用于大扭矩、排量高达 3.8L (扭矩为 365N.m) V6 发动机的 CVT, 并成功安装于 Winstar minivan 汽车上。这就结束了 CVT 只能应用于中型汽车上的历史, 为大规模应用 CVT 于汽车开辟了道路。而且, 无级变速器已与当今先进的计算机技术结合起来, 构成高性能的无级自动变速器, 性能更加完善。世界上的主要汽车生产国都在积极开发 CVT 系统, 已经出现了很好的实用化发展趋势。CVT 专利保护期已于 2001 年到期, 这也会促使 CVT 的大发展。有专家预言 CVT 将会占据 50% 的自动变速器市场份额。但是, 另一方面, CVT 也有其弱点。从理论上说, CVT 可使发动机始终在经济工况区运行, 从而大幅度省油, 但是由于 CVT 是摩擦传动, 主要缺点也是效率低。因此, CVT 并没有达到理论上所能达到的燃油经济性水平。这是 CVT 有待进一步提高之处。

### 1.1.3 车辆自动变速器的发展趋势

虽然车辆自动变速种类很多,各种不同的自动变速之间相互融合渗透,各种不同的自动变速又有各自的发展过程,但是它们在发展趋势上却有相似之处。总体来说各种不同的自动变速有以下趋势:

1. 有级自动变速器(如液力自动变速器(AT)、电控机械式自动变速器(AMT))的挡位有增多的趋势。

在汽车早期发展的历史中,人们就已经认识到在发动机与传动系统之间实现无级变速调节才能使汽车达到理想的行驶工况,对于有级变速器,只有增加其挡位,使其在性能上接近无级变速的理想状态。目前,已经有液力变矩器+6挡位的产品化AT出现。但是,从成本、制造的可行性等方面考虑,过多的挡位反而会使这种自动变速器的性能/价格比下降。所以,在目前的设计、制造技术水平下,液力变矩器+5/6挡位的AT是比较适合的。

2. 自动变速器控制单元的电子化、计算机化,使自动变速器的自动化、智能化程度有不断提高的趋势。

自动变速器控制单元经历过人工手动、机械自动、全液压自动、电控-液动等阶段。自动变速理论的不断发展完善,在车辆整体综合性能不断提高的同时,促使自动变速器的自动化、智能化。以机械无级变速器(CVT)为例,根据车辆工况,它需要随时调整液压系统压力,控制带轮两部分的相对滑动程度,从而改变变速器传动比。在这种情况下,人工手动以及机械式的自动是不能胜任的,控制单元的电子化、计算机化是十分必要的。

3. 传动系统与发动机甚至与整车有一体化、系统化的趋势。

信息产业和计算机技术的突飞猛进的发展,为车辆技术开辟了新的发展空间。在车辆技术领域里先后涌现出CAN总线等可用于车辆各个子系统间通信的技术和标准。通过现场总线技术,将汽车的各个子系统有机地结合起来,对其进行系统化的控制,可以提高汽车的整体综合性能。以电控机械式自动变速器(AMT)为例,它要同步控制离合器的分离与结合、选换挡操作以及发动机节气门的调节,来实现起步、换挡的自动操纵。这就需要通过CAN总线或其它通讯方式,在控制单元与发动机、离合器、变速器之间建立起可靠实时的信息通信,由控制单元对它们进行同步控制。

### 1.1.4 实现车辆自动变速的意义

#### 1. 自动变速消除了驾驶员换挡技术的差异性

车辆性能的优势除与其自身的结构有关外,还取决于正确的控制和操纵。例如,有资料表明:熟练驾驶员与非熟练驾驶员之间的平均油耗相差达 10% 以上。自动变速是按某种预先设定的换挡策略自动完成换挡,以使整车获得最佳的燃油经济性、动力性和低的污染排放。只要换挡策略设定正确就会取得好效果,而与驾驶员的技术水平无关。

#### 2. 自动变速提供了好的传动比转换性能

无级自动变速可以消除或减弱动力传动中的动载;而有级自动变速,由于它能自动同步换挡、离合器可按最佳结合规律结合,也避免了手动换挡粗暴所产生的冲击与动载,这对于地形复杂、路面恶劣的现场作业或越野行驶时的工程车辆、自卸汽车以及军用车辆都特别重要。试验表明:在最坏的路段行驶时,自动变速的车辆传动轴上,最大力矩峰值只相当于手动换挡的 20% ~ 40%,原地起步时力矩峰值只相当于 50% ~ 70%。因此,可使发动机寿命提高 1.5 倍,变速器寿命提高 2 ~ 3 倍,其它传动系统零部件寿命也将提高 1.5 ~ 2.5 倍。

#### 3. 自动变速可减轻驾驶员劳动强度、提高生产率

操纵车辆的任务在于:根据不断变化的道路、交通情况,对车辆的行驶方向和速度进行灵活的控制。据统计:城市大客车平均每分钟换挡 3 ~ 5 次,驾驶员就要连续完成 20 ~ 30 个手脚协调动作。而采用自动变速后,则从根本上简化了操纵,离合器踏板、变速杆都取消了,驾驶员只要控制油门,即控制了自动变速,极大地改善了驾驶员的劳动条件,从而提高劳动生产率。对于工程车辆,由于其作业条件与作业工矿复杂、多变,负载变化的范围大、随机性强,导致其换挡也十分频繁,所以自动变速对与工程车辆减轻驾驶员劳动强度、提高生产率意义尤其重大。

#### 4. 自动变速减少了废气排放

在车辆保有量多的城市,汽车排出的有毒物质是主要公害之一,但废气中 Toxic 物质的含量与发动机的使用条件有关:

- a. 稳定工作排放量小,非稳定则排放量大。

b. 与转速有关。汽油机接近怠速时 CO 浓度高, 而 CH 则与转速  $n_e$  成正比, 随转速升高浓度也提高; 故在极高或极低的转速工作或加速, 容易产生浓烟。

手动变速为非动力换挡, 由于换挡过程中供油量急剧变动, 所以非稳定工况强烈, 转速变化也大起大落, 从而导致污染严重; 而无级变速和自动换挡技术多属动力换挡, 而且能把发送机设计在较小污染的转速范围工作, 从而使污染降低。

### 1.1.5 国内车辆自动变速器的应用与发展现状

#### 1. 在应用领域

我国从 60 年代起, 就在“红旗”770 轿车上使用了具有 2 个前进档的液力自动变速器, 1975 年又研制出具有 3 个前进档的 CA774 液力自动变速器。80 年代初, 老“红旗”轿车因油耗高而停止生产。油耗高的原因除液力自动变速器效率问题外, 更主要的要归因于其高达 5.6L 排量的发动机。此外, 除在部分军用车辆上使用了液力自动变速器外, 国内汽车行业几乎与自动变速器无缘。甚至有人认为, 中国在 2000 年以前不需要自动变速器。随着中国的改革开放, 大量国外轿车进入我国市场, 其中许多中高档轿车是带有自动变速器的, 而其类别几乎全部是液力自动变速器。这也使一大批汽车修理企业对液力自动变速器的维修变得十分熟悉。由于对自动变速器良好性能的逐渐认识, 用户的需求量越来越大, 使国内汽车企业加快了自动变速器的发展步伐。1998 年, 一汽大众公司生产的“捷达王”已将自动变速器列为选装件。神龙汽车公司也在其“富康”1.6L 的车型上推出了电控式液力自动变速器。上海通用汽车公司在所生产的别克“世纪”轿车上装备了目前最为先进的一种液力自动变速器——4T65E 型四档电控自动变速驱动桥。而广州本田“雅阁”轿车, 自动变速器几乎是标准配置。因此, 在国产车上选装液力自动变速器已成为必然之势。从研究与生产环节来看, CA770 液力自动变速器已经进行过批量生产, 加之工程机械、军用车辆采用动力换挡的行星齿轮变速器已有 10 多年的历史, 近几年, 国内也为大功率车辆研制成功电控自动变速器, 因此可以说, 在液力自动变速器的研究、生产以及修理方面均有一定的基础。但目前国产轿车所装用的液力自动变速器全部都依靠进口。不过通用汽车公司在上海的合资企业已开始试生产 4T65E 型四档电控自动变速驱动桥。当然, 完全国产化还有一段路要走。

## 2. 在科学研究领域中

在 AT 方面, 由于 AMT 已经发展的比较成熟, 我国的 AT 的研究工作基本上与世界先进水平同步。吉林大学的罗邦杰、许纯新、赵丁选等老师分别从不同角度对 AT 进行了深入的研究。

在 AMT 方面, 我国的 AMT 研究工作起步较晚, “九·五”科技攻关项目。目前已开展这方面研究的有上海交通大学、吉林工业大学、北京理工大学等。鉴于 AMT 发展的趋势, 我国的研究超越了半自动变速器的阶段, 直接进行全自动 AMT 的研制。吉林大学研究的 2 参数换挡规律、动态 3 参数换挡规律、离合器最佳结合规律等换挡和起步规律、最佳同步换挡控制、动态闭环换挡控制、离合器模糊起步控制等处于世界先进水平。1998 年 8 月吉林工业大学自主开发研制的桑塔纳 2000 型 AMT 样车通过了由原国家科委、原机械工业部、上海交通大学、清华大学和上汽集团组成的鉴定委员会的鉴定, 与会专家一致认为该研究成果达到了国际先进水平, 这标志着我国 AMT 技术的发展已进入到产品化阶段。

在 CVT 方面, 早在十年前国内就有高校购买过国外样机进行分析研究。目前, 重庆大学正在对 CVT 的结构、运动机理进行基础研究。东风汽车公司和吉林工业大学、东北工业大学、湖北汽车工业学院合作, 承担了国家科技部九五重大攻关项目, 对 CVT 技术进行实用化研究。

综上所述, 目前我国的产品化的自动变速器基本上是引进国外的技术, 甚至是直接从国外厂商购买自动变速器。基本上没有具有自主知识产权的产品化的自动变速器。我国已经加入了 WTO, 国内市场与国际市场的界限越来越模糊。我国的汽车工业将直接面临国际竞争。只有充分提高自身的核心竞争力——具有自主知识产权的技术、产品, 才能在国际化的竞争中立于不败之地。

## § 1.2 工程车辆的自动变速

### 1.2.1 液力自动变速器 (AT) 在工程车辆自动变速中的应用

由于工程车辆作业条件与作业工矿复杂、多变, 负载变化的范围大、随机性强, 故此液力变矩器好像天生就是为工程车辆设计的。这是因为, 首先液力

变矩器具有无级连续变速和变矩的能力,对外部负载有良好的自动调节和适应性能。其次它是流体传动,流体本生就具有吸振减振的能力。因此,与电控机械式自动变速器(AMT)和机械无级变速器(CVT)相比液力自动变速器(AT)更适合用于工程车辆的自动变速。但是液力自动变速器(AT)存在低效率的问题,有待进一步提高。

### 1.2.2 工程车辆自动变速在国内的发展

工程车辆自动变速在发达国家早已普及,但是我国在这方面起步比较晚,目前我国还处于“引进-消化-吸收”阶段。柳州工程机械股份有限公司在ZL50轮式装载机上装配了德国ZF公司的自动变速器。大连叉车总厂在FD420叉车上引进了美国CLARK公司的APC100自动变速器。山东工程机械集团有限公司也开始在引进的日本小松D155推土机上进行自动变速系统的开发。

在科研方面,吉林大学的赵丁选老师针对液力自动变速器(AT)存在低效率的问题提出效率换挡策略。吉林大学的龚杰博士对这一换挡规律进行了初步探讨,并通过台架实验验证了其可行性。吉林大学的许纯新教授、张勇博士、王学峰博士、戴群亮博士、王卓博士在工程机械的智能控制方面做了大量的工作。

### 1.2.3 工程车辆实现自动变速的意义

由于工程车辆作业条件与作业工矿复杂、多变,负载变化的范围大、随机性强的特点,所以与普通车辆相比自动变速对于工程车辆具有更为重大的意义。除此之外,目前自动变速是提高整车综合性能的必由之路,要提升我国工程车辆行业的核心竞争力,参与国际竞争,在竞争中发展壮大自己,开发具有自主知识产权的自动变速器是一个重要环节。同时,自动变速提高了工程车辆整体的自动化、智能化程度,自动化程度的高低标志着一个国家工程车辆发展的水平。实现工程车辆自动变速可以提升我国的工程车辆科研、设计、制造水平。

## § 1.3 车辆自动变速其他方法

### 1.3.1 液压传动

它与液力传动同属液体传动范畴。其区别主要在于：液压传动主要依靠液体压能的变化来传递或变换能量。它是利用工作腔的容积变化来工作的，液压元件主要是液压泵与液压马达。液压泵将发动机输出功率变为工作油压并由控制元件将其输入液压马达。其工作油压  $p$  驱动车轮，系统  $p$  的大小取决于负载，车辆速度的变化取决于系统流量  $Q$ 。它的特点是：可在大范围内连续地在正、倒车行驶工况内平稳的无级变速，并能实现微动，性能接近理想特性。易于实现左右轮分别驱动。液压元件间用管路连接，便于总布置实现合理布局。由于与液力传动相似，因此也具有自动适应负载以及减振的特点。因此，近年来在车辆上，特别是在推土机、装载机上获得应用。但是它有效率低，液压元件制造精度高、成本高，功率特别大的液压元件制造就更为困难的缺点。

### 1.3.2 电传动

电传动与液压传动相似，它取消了机械传动中的传统系统机构，而代之以电流输至电动机（通常为电动轮），以驱动汽车。其电传动形式有：直流发电机 - 直流（电动机）驱动，交流发电机 - 直流驱动，交流发电机 - 交流驱动，交流发电机 - 直流变频 - 交流驱动等几种。这也反映了电传动的发展过程，特别是最后一种形式，它把经可控硅整流所得到的直流电，经逆变装置变为频率可变的交流电，使电机在变频交流电驱动下速度可调。其结构简单、尺寸小、重量轻、成本低，可制成大功率电传动，因而是发展方向。电传动的特点是：可按车辆行驶功率的要求，以最经济的转速运行，得到恒功率特性。可无级变速，起动及变速平稳。能将电动机转换为发电机实现制动，提高行驶安全性。动力装置和车轮之间无刚性连接，便于总体布置及维修。但是电传动的主要缺点是成本高，比液力机械传动还要高 20%，自重大并消耗大量的有色金属，故载重量大使用这种传动方式才有利。目前在载重 850KN 以上的矿用自卸车、

大铲运车及轮式装载机上，采用电传动已成为发展趋势。

### 1.3.3 电力驱动

电力驱动严格说来并不是属于自动变速领域里的课题。相反由于其原理的先进性，它可能并不需要变速，由电力驱动就可以直接提供满足要求的动力。从而使自动变速发生革命性的变革。所以，对其做简单的介绍是十分必要的。

长期以来，人们一直在考虑以电力驱动来代替内燃机，从而减少空气和噪声污染、减少石油消耗，提高能量转换效率，它不象内燃机受卡诺循环的限制，理论上效率可达 80% ~ 90%。电力驱动面临的主要的问题和难点是电源，燃料电池是近期研究的热点。燃料电池的原理是使氢气和氧气经由电解质发生化学反应，产生电流和水。它发电效率高、干净、不排出气体。它具有以下优点：A. 无内燃机等中间机械系统，故发电效率高。B. 即使在部分负荷下也可维持高效率。C. 负荷突然增大时能立即作出相应。D. 无噪声和废气污染。

## § 1.4 本文的主要研究内容

本文主要是结合国家自然科学基金项目（59705005）“工程车辆液力机械传动系统的电子节能控制研究”及教育部骨干教师基金项目“提高工程车辆液力机械传动系统动力性与经济性的电控方法研究”进行了如下研究工作：

针对 ZL50 轮式装载机的特点，详细阐述了其传动系统组成原理、工作原理，以及传动系统的整体特性。

在 ZL50 轮式装载机传动系统特性的基础上，经过严格的数学推导得到了其效率换挡规律，使用数值解析方法得到了其最佳动力性换挡规律，进而使用同样方法得到了考虑工作泵影响情况下的最佳动力性换挡规律。

采用实验的方法对 ZL50 轮式装载机的换挡平顺性进行了研究，探讨了提高其换挡品质的方法。

使用工控机实现效率换挡规律，并在 ZL50 轮式装载机传动系统电控实验台上对其进行了实验，证明了其可行性、有效性。



## § 1.5 本章小节

本章介绍了车辆自动变速的产生原因,对主流自动变速的发展过程以及其在国内外的发展现状分别做了介绍,并在此基础上分析了自动变速的发展趋势,阐述了实现自动变速的意义。本章还说明了工程车辆自动变速的特点,相应地介绍了工程车辆自动变速现状,阐述了其意义。随后对几种有前途地自动变速新方法进行了简要地介绍。最后说明了本文的主要研究内容。

## 第二章 工程车辆传动系统

由于本文以 ZL50 轮式装载机为研究对象，所以如果没有特殊说明，以下内容主要是有关 ZL50 轮式装载机的。

### § 2.1 工程车辆传动系统概述

目前工程车辆的传动系统是以液力机械传动为主的。它主要由液力变矩器、电控液动机械式有级变速器、前后驱动桥组成。图 2 - 1 是轮式装载机的传动系统简图。

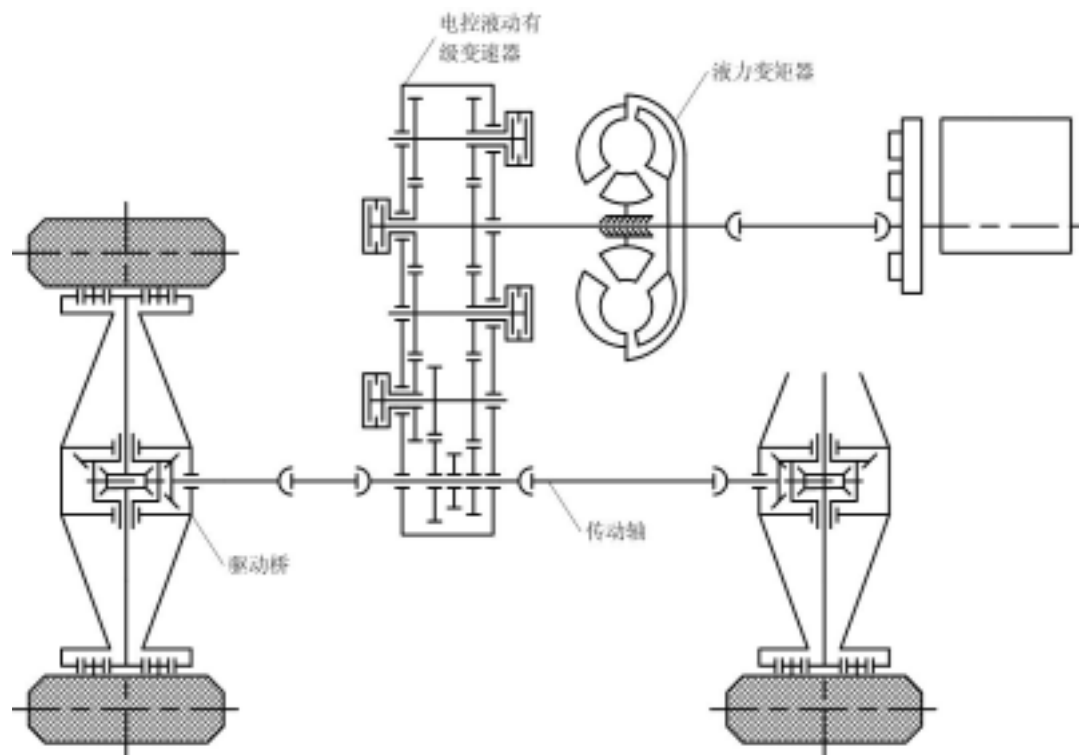


图 2 - 1 轮式装载机传动系统结构

柴油机输出的动力通过液力变矩器变速器，再经过传动轴传到驱动桥。驱动桥中的主传动器和差速器实现降低转速、增大扭矩并将动力分别传至左右两侧，使左右驱动轮可能得到不同转速。驱动桥中的轮边减速器则进一步增大传给驱动轮的扭矩并降低转速。

在液力机械传动中，由于液力变矩器冷却系统中的泵、过滤器、冷却器等液压元件可兼用于动力换挡变速器的操纵系统，故变速器大多采用动力换挡，目前较多采用电子控制、液压执行的电控液动变速器。

液力传动中不采用主离合器。防止柴油机过载熄火、平稳换挡和起步、实现微动等功能均由液力变矩器和变速器来完成。

ZL50 轮式装载机的传动系统主要由 X6130 柴油机、YJ355 液力变矩器、4D180 变速器等组成。

## § 2.2 工程车辆用柴油机

### 2.2.1 发动机工况

发动机的运行情况（简称工况）是以其发出的功率  $P_e$  和转速  $n$  来表示的。此功率、转速应该与发动机所带动的工作机械要求的功率、转速相适应。只有当发动机发出的扭矩与工作机械消耗的扭矩相等时，两者才能在一定转速下按一定功率稳定工作。由于稳定工作必须满足扭矩相等的条件，当工作机械阻力矩或转速变化时，就引起与之配合的发动机运行工况发生变化，因而发动机工况变化规律与所带动的工作机械的工作情况有关。根据内燃机的用途，其使用条件可分为以下三类：

- 一、恒速工作。发动机转速近似保持不变，而功率改变。例如，带动发电机工作时，为保证频率的稳定性，要求发动机转速基本不变，功率则随电极负荷大小，可由零变到最大。属于此类的即称为固定式发动机工况。
- 二、流体阻力负荷。发动机功率与转速成一定函数关系，常见为接近三次幂函数关系， $P_e = Kn^3$ ， $K$  为比例常数。带动螺旋桨工作的船用主机即属于此类，故又称螺旋桨工况。

- 三. 路上运输。发动机功率和转速都独立地在很大范围内变化，它们之间没有特定地关系。驱动汽车等路上运输车辆时，均属于此类。其运行情况是：转速决定于车速，可以从最低稳定转速一直变到最高转速。扭矩取决于负载，在同一转速下，可由零变到全负荷。工程车辆显然属于第三类。

### 2.2.2 全程调速柴油机

目前在工程车辆上一般采用柴油机作为动力源。而柴油机上必须有防止超速的装置。发动机稳定工作的条件是发出的扭矩与外界阻力矩相等，如图 2 - 2 中的 A 点。如果发动机扭矩曲线能随转速增加而迅速下降，则当外界阻力矩有暂时变化时，这种曲线便具有自动保持稳定工作的能力，如图 2 - 2a 所示。如果扭矩曲线变化平缓，甚至微微上翘，则在阻力变化急剧时，理论上虽可恢复稳定工作，实际上转速变化大，恢复稳定也难以满足正常工作的需要。这样曲线实际上不具备自动保持稳定工作的能力，如图 2 - 2b 所示。一般来说，汽油机稳定性好，柴油机稳定性差。

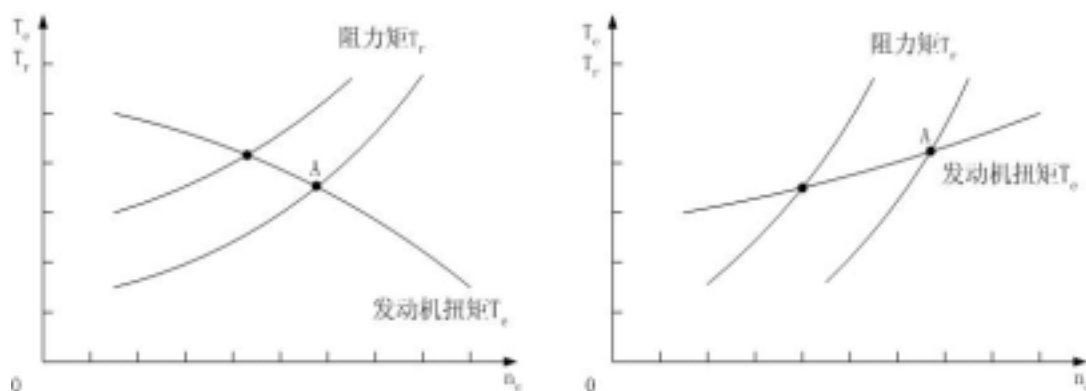


图 2 - 2 发动机稳定工作条件

a) 扭矩曲线随转速增加而迅速下降 b) 扭矩曲线变化平坦

由于工程车辆负载变化范围大、随机性强，经常遇到负载突变的工况，例如装载机负载突然减小，就可能引起发动机转速突然上升，甚至超过允许的限度，即所谓飞车。对于汽油机，转速升高时，因充气效率 $\eta_v$ 急剧下降，扭矩迅

速降低,超速不会过高。而且超速时混合气成分变化不大,对工作过程影响小。运动零件也小巧,所以短时间超速的危害不大,常允许超速 10%。对柴油机来说,超速就很危险,因扭矩曲线平坦,使转速大幅度上升,循环供油量又随转速增高而加大,混合气变浓,工作过程恶化,可能引起零件损坏。因此,柴油机上必须有防止超速的装置。

工程车辆低速空载频繁,如短暂停车、起动等。如果发动机经常熄火,将会给驾驶员带来极大的困难。低速空载时,喷油泵只供给很少的燃油,这些燃油发出的能量只能克服发动机运转的机械损失,这时发动机运转的稳定性主要取决于发动机机械损失与气缸内发出指示功之间的相互配合关系,如图 2 - 3 所示。由理论和实验可知,汽油机怠速是比较稳定的,如图 2 - 3a 所示。但柴油机情况不同,如图 2 - 3b 所示,由于每循环供油量是随转速增加而略有增加,因而平均指示压力  $p_{mi}$  也随之稍有增加。如果  $p_m$  稍有变化,会引起转速很大的波动,柴油机极易熄火或飞车,因此必须有保证怠速稳定的装置。

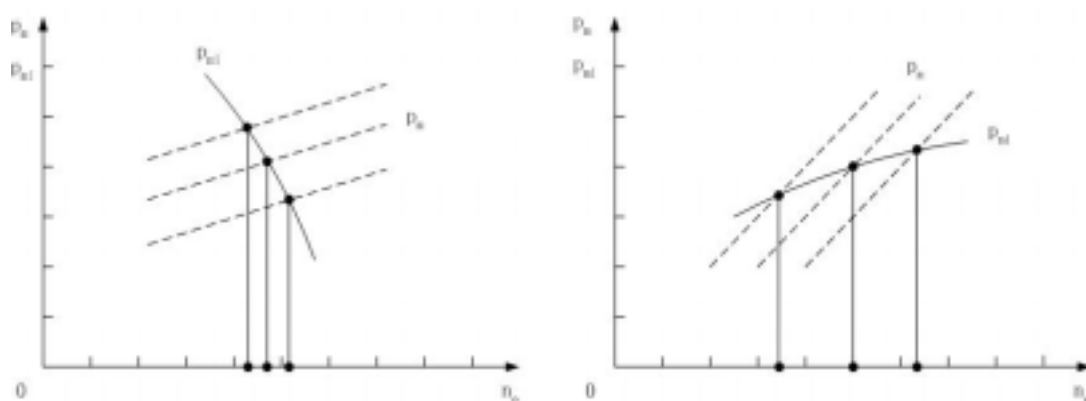


图 2 - 3 低速空车运行情况

a) 汽油机

b) 柴油机

为了保证怠速稳定和高速不飞车,柴油机上必须有调速器。调速器可以根据外界负荷的变化,通过转速感应元件,自动调节喷油泵供油量,使柴油机转速保持在极小的范围内稳定工作。

对于工程车辆,由于其负载变化范围大、随机性强,需要柴油机可以在从最小转速、最小扭矩到最大转速、最大扭矩的所有工况都能稳定工作,所以需要对工程车辆用柴油机进行全程调速。对于全程调速柴油机来说,已经不能直接控制其“油门”,只能控制其调速器位置,但本文仍沿用“油门”一词代替

调速器位置。

### 2.2.3 全程调速柴油机的特性

对于内燃机，一般主要使用负荷特性、速度特性、烟度特性、万有特性来描述其性能。而对于装有全程调速器的柴油机，则使用调速特性来描述其特性。在调速器起作用时，保持油门开度一定，柴油机性能指标（主要指有效扭矩  $T_e$ 、有效  $P_e$ 、有效燃油消耗率  $b_e$ 、小时耗油量  $B$ ）随转速和负荷变化的关系称为调速特性。调速特性一般有两种表达形式。其一是以负荷  $P_e$ 、 $T_e$  等作为横坐标，如图 2-4 所示，相当于负荷特性的形式。它对于分析装有调速器柴油机的经济特性是很方便的。其二是以柴油机输出转速为横坐标，如图 2-5 所示，这样的调速特性相当于速度特性的形式。

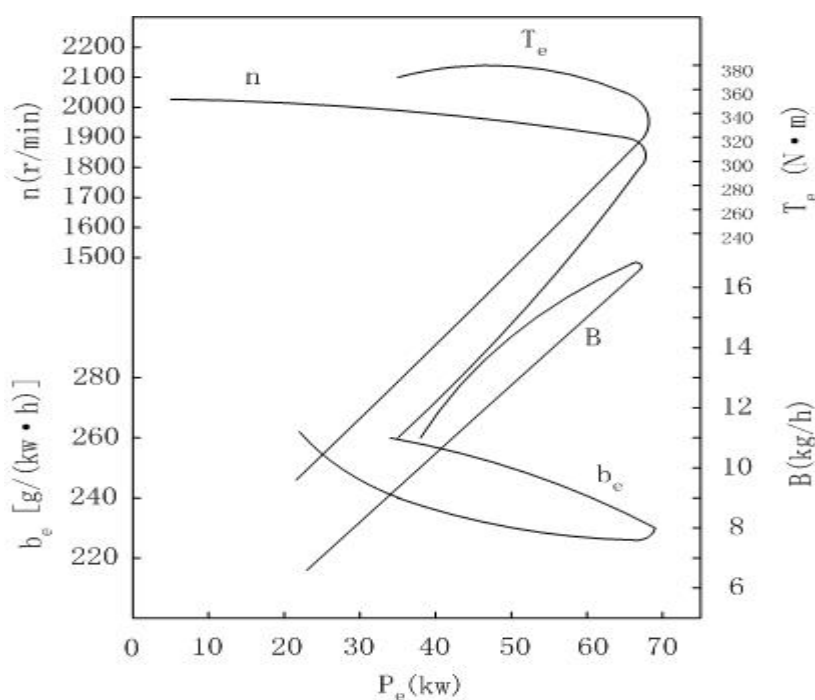


图 2-4 6100 柴油机调速特性

理论上来说，柴油机是非线性时变系统，它的数学模型是非线性的。虽然非线性的数学模型可以比较准确地描述柴油机的工作特性，但是，它不便使用，

所以在实际应用中常对非线性模型线性化。对柴油机稳态实验数据进行拟合得到柴油机稳态外特性和柴油机调速特性：

$$T_e = -3.3422 \times 10^{-4} n_e^2 + 1.0195 n_e + 30.6750 \quad (2-1)$$

$$T_e = -3.4820 n_e + 8263 \alpha \quad (2-2)$$

式中  $n_e$  — 柴油机输出转速(r/min)；

$T_e$  — 柴油机输出扭矩(r/min)；

$\alpha$  — 柴油机油门开度(%)。

图中上方曲线是柴油机外特性，曲线下方的斜直线是调速特性，即当油门开度保持一定时， $P_e$ 或 $T_e$ 与柴油机输出转速之间的关系。由图可知，当油门开度保持一定时，调速特性基本可用直线表示。这是本文主要应用的柴油机特性。

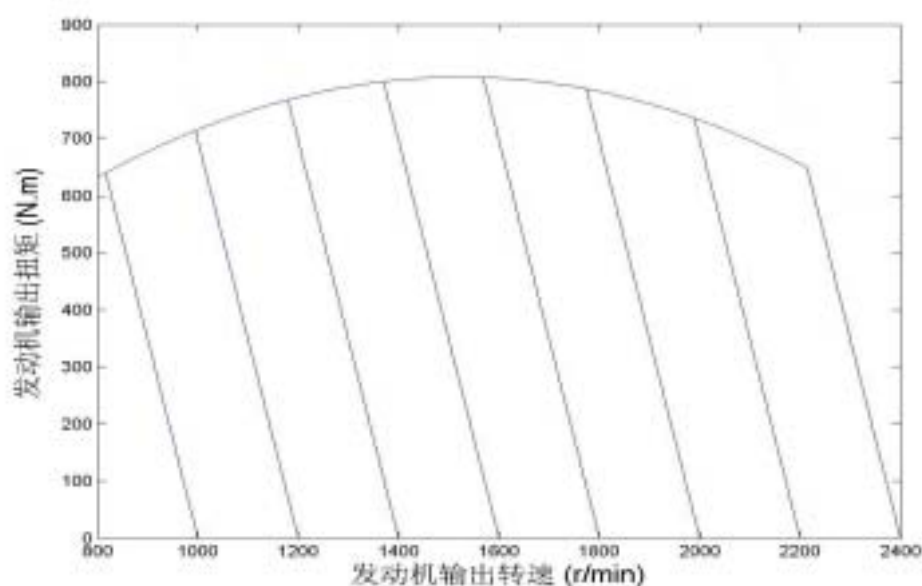


图 2 - 5 X6130 柴油机调速特性

上述特性是发动机稳定特性，当发动机从一个稳态达到另一个稳态的过程中，其特性有别于稳态特性，称之为动态特性。动态特性可由稳态特性求得：

$$T_e' = T_e - J_e \ddot{\alpha} \quad (2-3)$$

式中  $J_e$  — 柴油机转动元件转动惯量 ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )；

$\ddot{\alpha}$  — 柴油机角加速度 ( $\text{r/min}^2$ )。

## § 2.3 液力变矩器特性

目前，广泛采用原始特性曲线表示液力变矩器特性。图 2 - 6 是 YJ355 单级单相液力变矩器的原始特性曲线。经拟合得到变矩器的原始特性：

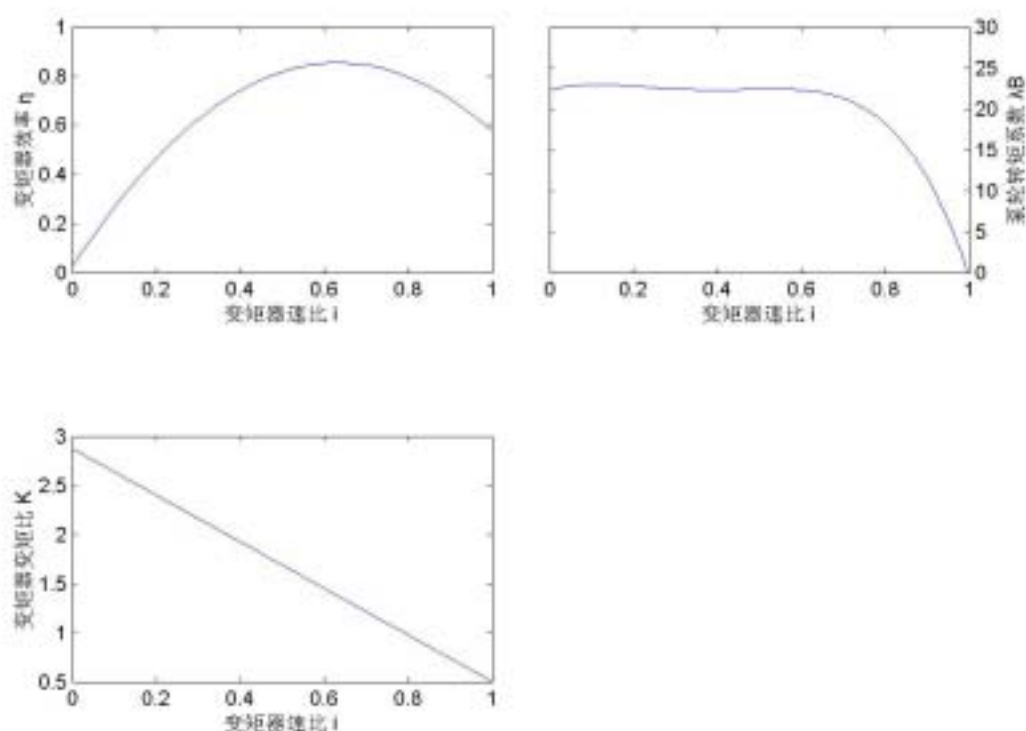


图 2 - 6 YJ355 液力变矩器特性

$$K = -2.3698i + 2.8724 \quad (2 - 4)$$

$$\lambda_B = -0.0044i^3 + 0.0030i^2 + 0.0005i + 0.0026 \quad (2 - 5)$$

$$\eta = -2.0647i^2 + 2.6159i + 0.0245 \quad (2 - 6)$$

式中  $\lambda_B$  — 液力变矩器泵轮转矩系数 ( $\text{min}^2/\text{m} \cdot \text{r}^2$ );

$K$  — 液力变矩器的变矩系数;

$\eta$  — 液力变矩器效率;



$i$  — 液力变矩器速比。

由图可知 YJ355 液力变矩器是正透穿的。

以上所述是一变矩器在稳态工况下得到的,通常称之为稳态特性。事实上,变矩器经常工作在非稳定工况,因此,研究变矩器的非稳态特性,就更为重要有意义。但是,本文主要使用原始特性,故只介绍原始特性。

## § 2.4 发动机与液力变矩器共同工作

液力变矩器对发动机负荷特性和车辆使用性能有很大影响。车辆的动力性、经济性、和排放污染在很大程度上取决于发动机与变矩器的共同工作是否良好,一台性能良好的发动机和一台性能良好的液力变矩器,如果匹配不当,并不能使车辆获得良好的燃油经济性、动力性和低排放污染。

由于发动机的输出轴与变矩器的输入轴(泵轮)直接相连,所以发动机与变矩器的共同工作的条件是,发动机输出扭矩、转速与变矩器泵轮扭矩、转速分别相等,即式(2-7):

$$\begin{cases} n_e = n_p \\ T_e = T_p \end{cases} \quad (2-7)$$

式中  $n_e$  — 发动机输出转速(r/min);

$n_p$  — 变矩器泵轮转速(r/min);

$T_e$  — 发动机输出扭矩(N·m);

$T_p$  — 变矩器输出扭矩(N·m)。

图 2-7 描述了发动机与变矩器共同工作的情况。图中发动机调速特性与抛物线族的交点即为发动机与变矩器共同稳定工作点,图中的抛物线族是变矩器泵轮特性曲线。由于 YJ355 变矩器具有正透穿性,所以涡轮工况的变化会影响泵轮工况。泵轮特性曲线由以下公式得出:

$$T_p = \lambda_B \rho g D^5 n_p^2 \quad (2-8)$$

式中  $\rho$  — 变矩器工作介质密度(kg/m<sup>3</sup>);

$D$  — 变矩器循环园直径 (m)

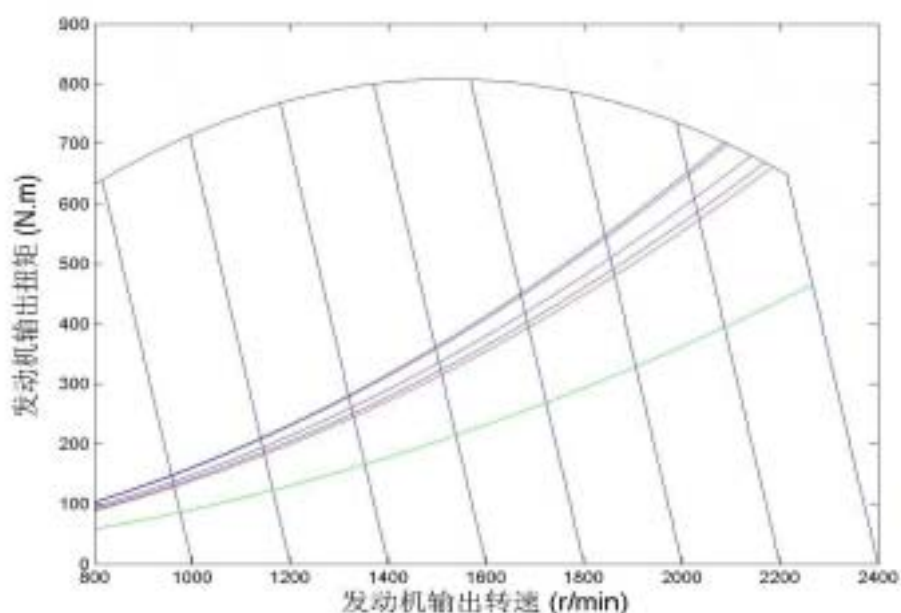


图 2 - 7 发动机与变矩器匹配图

## § 2.5 电控液动变速器

徐工集团徐州装载机厂生产的 ZL50 装载机使用的是 4D180 变速器，它是定轴式齿轮传动机构，如图 2 - 8 中表所示，它有 KR、KV、K1 ~ K4 共 6 个离合器。KV 与 K1 ~ K4 配合形成前进 1 ~ 4 挡，KR 与 K1 ~ K4 配合形成后退 1 ~ 4 挡，各个挡位传动比如表 2 - 1 所示。液压原理图虚线框中的液压结构用于调整离合器结合过程中压力的变化过程，它直接影响到换挡平顺性。

## § 2.6 本章小结

本章以 ZL50 轮式装载机为实例，说明了工程车辆用柴油机采用全程调速器的必要性，详细介绍了它的传动系统中与自动换挡规律、换挡平顺性有关的

的 X6130 柴油机、YJ355 液力变矩器、4D180 变速器的特性及其工作原理。

表 2 - 1

挡位		接合离合器	挡位传动比	挡位		接合离合器	挡位传动比
前进	1	KV/K1	4.278	后退	1	KR/K1	4.196
	2	KV/K2	2.263		2	KR/K2	2.201
	3	KV/K3	1.230		3	KR/K3	1.197
	4	KV/K4	0.650		4	KR/K4	0.631

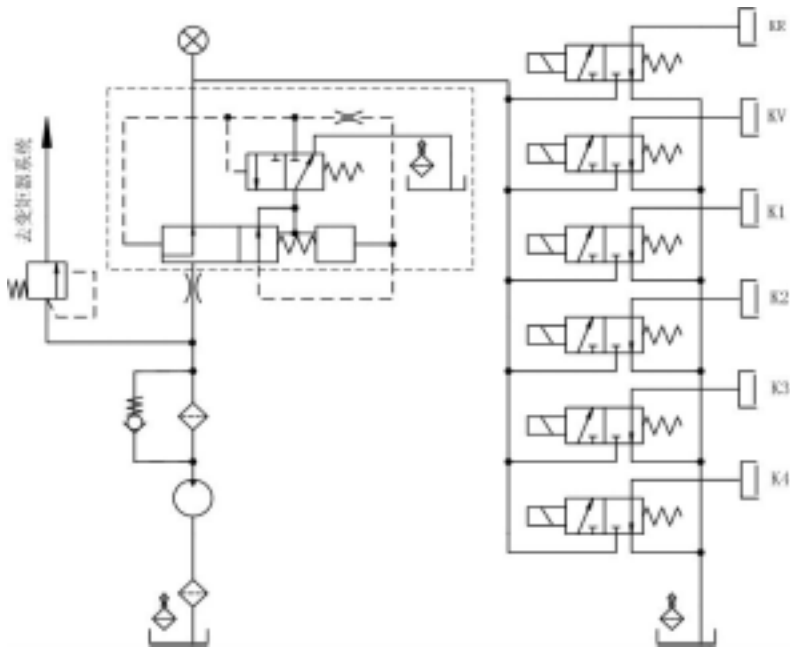


图 2 - 8 4D180 变速器液压机构原理

## 第三章 工程车辆自动换挡规律

与许多其它智能化装置相似，车辆自动变速系统也是由软件和其实现硬件组成的，并且是在它们的相互促进、相互影响中发展的。自动换挡规律就是自动变速系统的软件。如图 3 - 1 所示，车辆自动变速系统硬件大致包括以下几部分：换挡控制器，即电子控制单元。控制参数传感器，即图中的各种传感器。换挡规律选择机构，即图中模拟选择开关。换挡执行机构、换挡品质控制机构，即变速器。车辆自动换挡规律一般是以计算机程序的形式保存在电子控制单元的存储器中的。

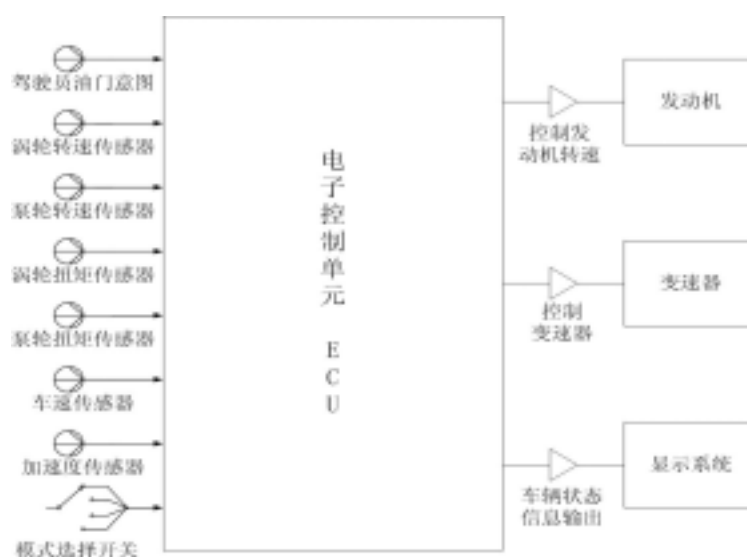


图 3 - 1 车辆自动变速系统组成原理

### § 3.1 车辆自动换挡规律概述

一、单参数换挡规律 虽然单参数自动换挡简单易于实现，但是它不论油门开度如何变化，换挡点，换挡延迟的大小都不变，不能实现驾驶员干预换挡，

难于兼顾动力性与经济性的要求。所以目前已经很少使用。

二．两参数换挡规律 两参数自动换挡是目前采用最多的形式，控制参数多为：车速与油门、泵轮转速与涡轮转速等。由于换挡规律决定了控制参数和换挡延迟，所以它又分为：等延迟型、发散型、收敛型与组合型等四种。

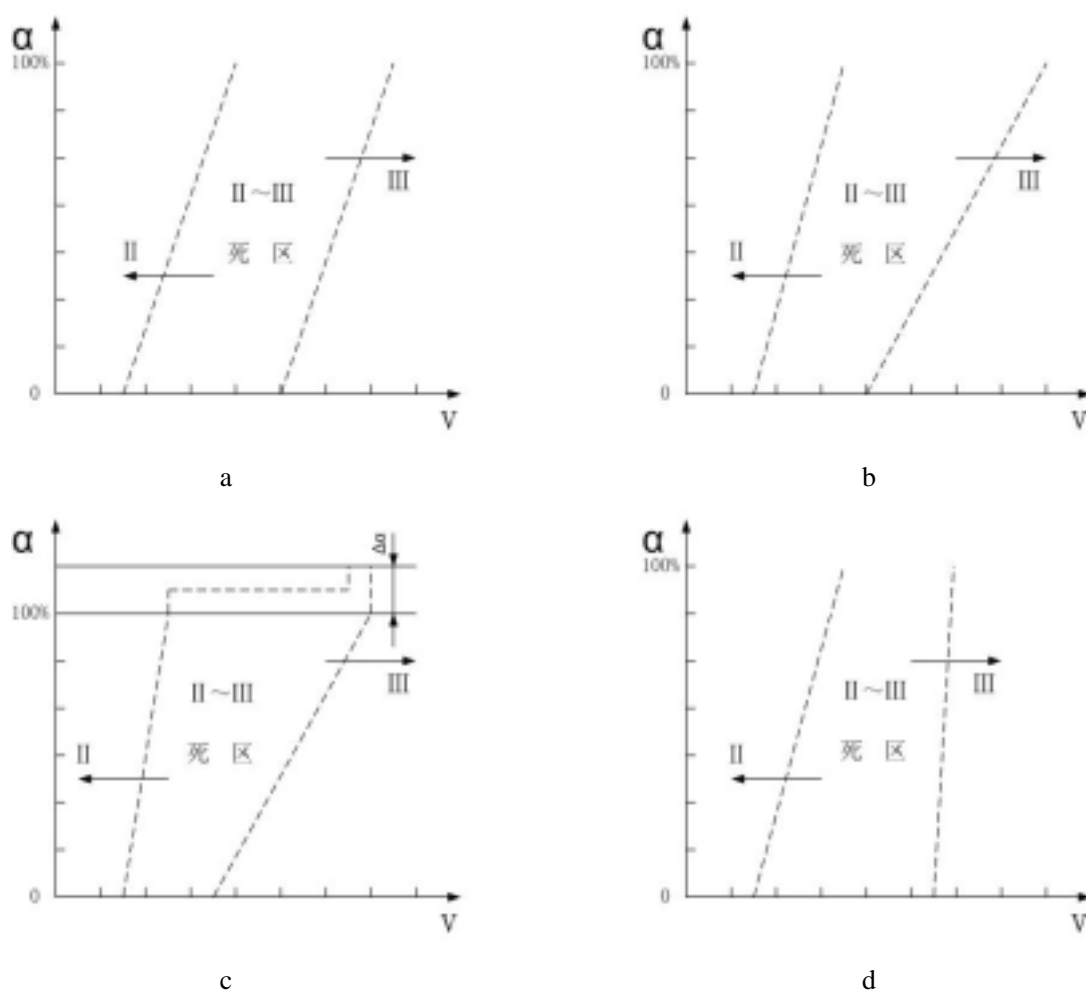


图 3 - 2 两参数换挡规律延迟类型

等延迟型 如图 3 - 2a 所示，它的换挡延迟的大小不随油门变化。它的特点是：引入了驾驶员的干预，在小油门时可提前换入高档，既减小发动机的噪声，又可以延迟换回低挡，改善了燃油经济性。

发散型 如图 3 - 2b 所示，它的换挡延迟的大小随油门开度增大而增大，呈发散分布，故为发散型规律。它的特点是：驾驶员可以干预换挡，快松油门

时可提前换入高档，不仅降低噪声，而且改善了燃油经济性。大油门时，减少换挡次数。但因此大油门降挡时的发动机转速必须降得很低，功率利用差。

**带强制低挡的发散型** 如图 3 - 2c 所示，它的发散型的改进型，目的是克服其缺点能提早降挡，以便充分发挥发动机大功率的潜力。当驾驶员猛踩油门踏板产生超过行程时，车辆便被强制换入低挡，获得良好的功率和牵引力。

**收敛型** 如图 3 - 2d 所示，它的换挡延迟随油门开度增大而减小。它大油门时降挡速差小，升降挡都有好的功率利用，动力性好。减小油门时，延迟增大，避免过多的挡位，且发动机可以在较低转速工作，燃油经济性好。

**组合型** 它是两段或更多不同段不同变化规律组成的规律。它更便于在不同油门下获得不同的车辆性能。

**三. 三参数换挡规律** 上述换挡规律都是以稳定行驶为前提的，实际车辆在作业过程中经常工作于非稳定工况。对于同一种换挡规律，由稳态特性与非稳态特性求得的换挡点是不同的。而且油门越大、加速度越大，则差别越大。因此，吉林大学的葛安林老师提出了反映真实动态过程的三参数换挡规律：在两参数规律的基础上，加入反映动态过程的加速度。严格意义上的三参数规律是极其复杂的。它需要通过实验获得发动机非稳态特性，由非稳态特性得出类似于两参数规律的自动换挡规律。所以，目前实用化程度不高。

## § 3.2 工程车辆效率自动换挡的规律

由第二章的介绍可知，ZL50 轮式装载机的传动系统的效率是比较低的，其原因主要是采用了液力机械传动，即采用了液力变矩器。故此引出了以提高其传动系统效率为目的的效率自动换挡规律。这种规律提高了 ZL50 轮式装载机传动系统效率，从而兼顾了动力性与经济性。

ZL50 轮式装载机传动系统中除液力变矩器以外的其它部分都是机械传动，它们的效率比较高并且效率变化小。只有液力变矩器的效率低、变化大。所以，本文以 YJ355 液力变矩器作为主要研究对象，研究如何通过换挡提高其效率。

图 3 - 3 中曲线是 X6130 柴油机、YJ355 变矩器和 4D180 变速器共同工作，泵轮转速为 1500 (r/min) 时，4 个挡位的变矩器效率曲线。由图 3 - 3 容易得知，曲线 OA-AB-BC-CD 是最大效率曲线，相同泵轮转速的相邻曲线的交点 A、B、C 就是所求该泵轮转速的换挡点（变速器输出轴转速）。对所有可能泵轮转

速，使用相同的方法求得映于该泵轮转速的换挡点。这样就可以得到 ZL50 轮式装载机效率换挡规律的换挡曲线。

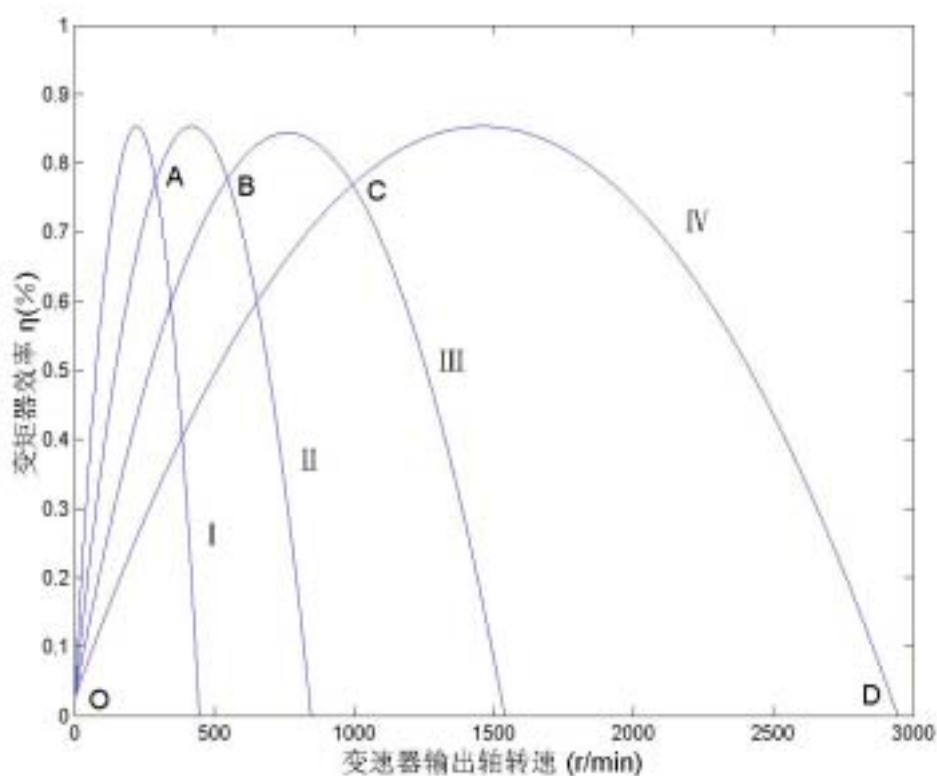


图 3 - 3 效率换挡规律原理

由式 ( 2 - 6 ) 和 ZL50 轮式装载机的传动系统原理得方程组：

$$\begin{cases} i_c = n_t / n_p \\ i_s = n_t / n_s \\ \eta = -2.0647i_c^2 + 2.6159i_c + 0.0245 \end{cases} \quad (3-1)$$

式中  $i_c$  — 变矩器速比；  
 $i_s$  — 变速器传动比；  
 $\eta$  — 变矩器效率 (%)；  
 $n_t$  — 变矩器涡轮转速 (r/min)；  
 $n_p$  — 变矩器泵轮转速 (r/min)；

$n_s$  — 变速器输出轴转速 (r/min)

将 (1)、(2) 式代入 (3) 式，整理得：

$$\eta = -2.0647(i_s/n_p)^2 n_s^2 + 2.6159(i_s/n_p)n_s + 0.0245 \quad (3-2)$$

假设  $i_{s1}$ 、 $i_{s2}$  ( $i_{s1} > i_{s2}$ ) 为变速器任意相邻挡位传动比，分别代入式 (3-2) 得图 3-3 中任意相邻两挡位的效率曲线的方程。所求的换挡点就是两挡位的效率曲线的交点，即效率相等点。于是得方程组：

$$\begin{cases} \eta_1 = \eta_2 \\ \eta_1 = -2.0647(i_{s1}/n_p)^2 n_s^2 + 2.6159(i_{s1}/n_p)n_s + 0.0245 \\ \eta_2 = -2.0647(i_{s2}/n_p)^2 n_s^2 + 2.6159(i_{s2}/n_p)n_s + 0.0245 \end{cases} \quad (3-3)$$

解方程组并舍弃 0 解得换挡点：

$$n_s = 1.2670 \frac{n_p}{i_{s1} + i_{s2}} \quad (3-4)$$

由 (3-4) 式可知，效率换挡规律的换挡点与泵轮转速成线性关系。如图 3-4 所示。在效率换挡规律中，油门只能间接地影响换挡点。改变油门会改变调速特性位置，从而改变泵轮转速，最后影响效率换挡规律换挡点。

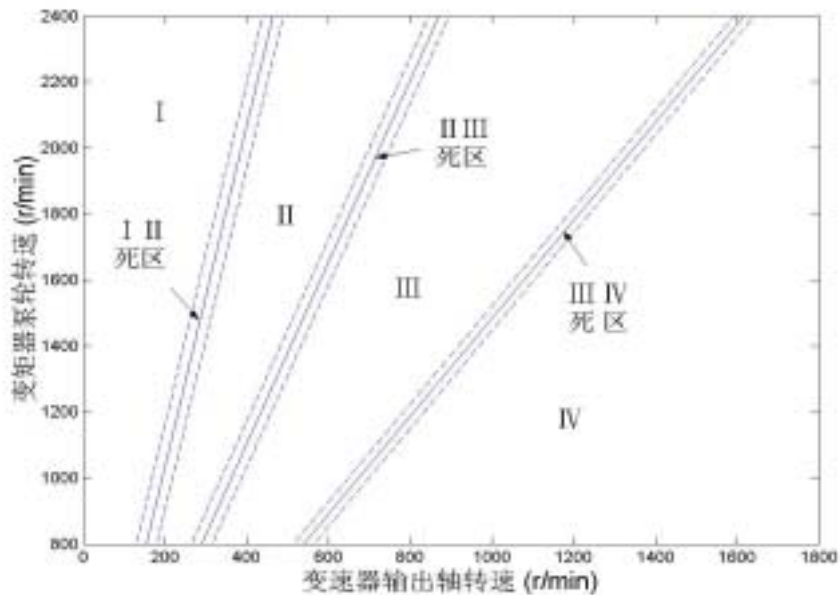


图 3-4 ZL50 轮式装载机效率换挡规律



对式(3-4)可以进一步化简,得到以变矩器速比为换挡参数的效率换挡规律。消去方程组(3-5)中的 $n_s$  :

$$\begin{cases} i_s = n_t / n_s \\ i_c = n_t / n_p \\ n_s = 1.2670 n_p / (i_{s1} + i_{s2}) \end{cases} \quad (3-5)$$

$$\text{得: } i_{c1} = 1.2670 \frac{i_{s1}}{i_{s1} + i_{s2}}, i_{c2} = 1.2670 \frac{i_{s2}}{i_{s1} + i_{s2}}。 \quad (3-6)$$

其中前者是参与换挡的两个挡位中抵挡的换挡点,后者是参与换挡的两个挡位中高挡的换挡点。由式(3-6)可以求得各挡位升降挡换挡点,如表3-1所示。

表 3 - 1 理论换挡点

	升挡速比	效率	降挡速比	效率
挡	0.8293	0.7739		
挡	0.8208	0.7806	0.4377	0.7739
挡	0.8289	0.7742	0.4462	0.7806
挡			0.4381	0.7742

由式(3-6)可知这种效率换挡规律只与换挡前后两个挡位的传动比有关,而与油门无关。实现比较简单。

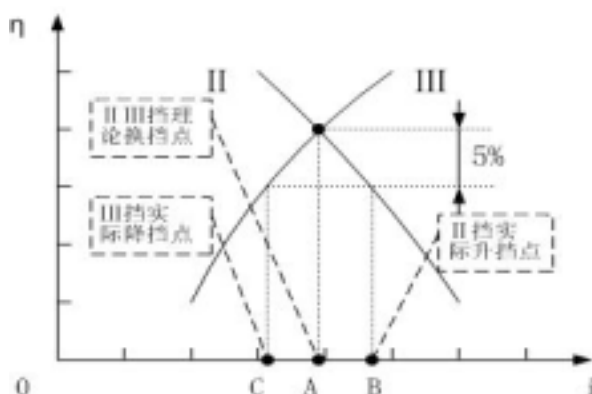


图 3 - 5 换挡死区

如图 3 - 5 所示，这种效率换挡规律也可以引入换挡延迟。 挡的实际升挡点是 B，而不是由式（3 - 6）计算出的表 3 - 1 中的 A。由图 3 - 5 可知 B 点的效率比 A 点小 5%。同理， 挡实际降挡点为 C 点。B、C 之间就形成了 挡、挡之间的换挡死区。从而实现了换挡延迟。

按照上述方法可以得到具有换挡延迟功能的实际换挡点，如表 3 - 2 所示。

表 3 - 2 实际换挡点

	升挡速比	效率	降挡速比	效率
挡	0.8836	0.7239	0.3834	0.7239
挡	0.8770	0.7306		
挡	0.8833	0.7242	0.3899	0.7306
挡			0.3837	0.7242

### § 3.3 工程车辆自动换挡的最佳动力性规律

图 3 - 6 中曲线是油门开度为 92%时，X6130 柴油机、YJ355 变矩器和 4D180 变速器共同工作的输出特性。图 3 - 6 容易得知，曲线 OA-AB-BC-CD 具有最大驱动力，相同油门开度相邻曲线的交点 A、B、C 就是所求该油门开度的换挡点（变速器输出轴转速）。对所有可能油门开度，使用相同的方法求得映于该油门开度的换挡点，如图 3 - 7 所示。在以变速器输出轴转速为横轴以油门开度为纵轴的坐标系中，将不同油门开度下  $\sim$ 、 $\sim$ 、 $\sim$  的换挡点画出来，这样就可以得到最佳动力性规律曲线，如图 3 - 8 所示。方程组（3 - 7）是对上述换挡点拟合后得到的，其中（1）、（2）、（3）式分别是  $\sim$ 、 $\sim$ 、 $\sim$  最佳动力性规律曲线的解析表达式。

$$\begin{cases} \alpha = 0.0027n_s - 0.0093 \\ \alpha = 0.0014n_s - 0.0093 \\ \alpha = 0.0008n_s - 0.0093 \end{cases} \quad (3-7)$$

式中  $\alpha$  — 油门开度（%）；  
 $n_s$  — 变速器输出轴转速（r/min）。

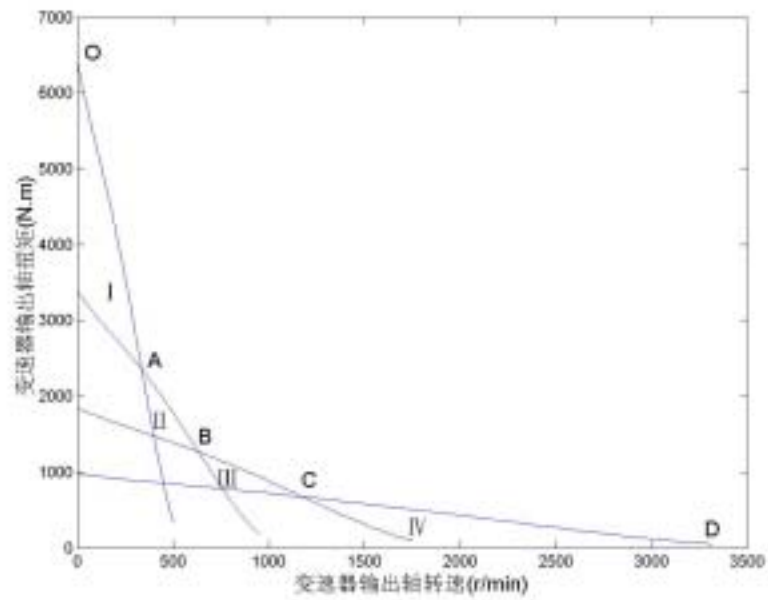


图 3 - 6 最佳动力性规律原理

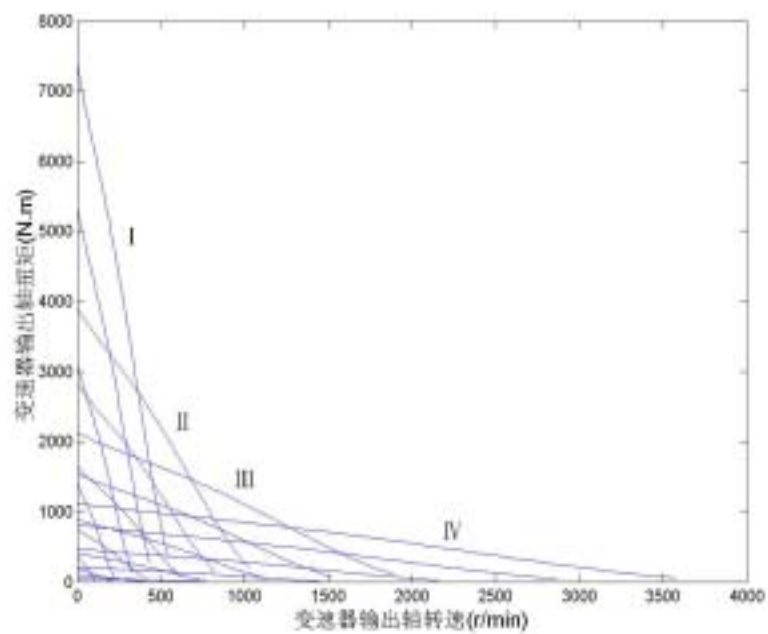


图 3 - 7 ZL50 轮式装载机传动系统特性

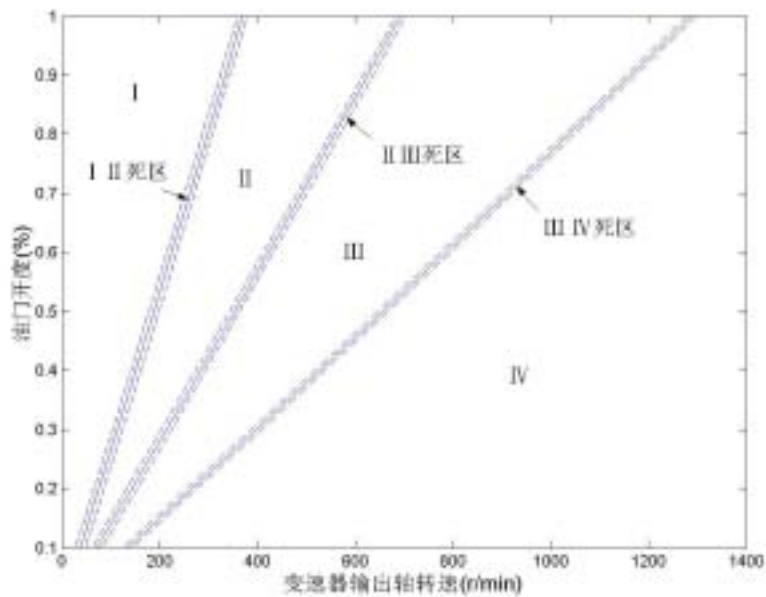


图 3 - 8 ZL50 轮式装载机最佳动力性规律

以上讨论中使用的是等延迟型换挡延迟。在这里也可以使用其它类型得换挡延迟。考虑到装载机得作业特点，应采用收敛型换挡延迟。装载机工作在低速工况时，一般处于作业工况，换挡频繁，应该采用较大的延迟。在高速时，一般来说，车速较稳定，应该采用较小的换挡延迟。最佳燃油经济性规律的求解方法与动力性规律完全类似这里不再赘述。

### § 3.4 两种自动换挡规律的进一步探讨

#### 一．两种规律主要有以下不足之处

在作业工况，装载机除给传动系统提供动力外，还要给工作泵提供动力完成铲装作业，那么实际传递给传动系统的动力要小于发动机输出动力。对于动力性换挡规律，它是以保证传动系统输出最大动力为目的的，所以它直接受动力输入变化的影响。但是，从动力性换挡规律的推导过程可以看出，上述最佳动力性规律并没有考虑这一点。对于效率规律来说，它是以保证变矩器的效率最高为目的，所以它并不受其影响。

由第二章介绍可知，无论发动机还是变矩器，它们的动态特性与稳态特

性是不同的。而以上两规律都是在稳态特性的基础上获得的，没有实现动态 3 参数换挡，所以在实际作业中，以上两规律并不能达到理论上应该达到的水平。

## 二．考虑工作泵影响的最佳动力性换挡规律

解决的方法就是在规律中引入反映以上两点的参数。下面在考虑工作泵影响的情况下，推导最佳动力性自动换挡规律。首先，设定一个工作泵的输入扭矩，与 § 3.3 中最佳动力性规律类似，求出发动机与变矩器共同工作稳定工作点，这个工作点是发动机输出扭矩和转速。由于工作泵输入轴与变矩器输入轴并联，所以发动机、变矩器和工作泵共同工作的条件是：

$$\begin{cases} T_c = T_e - T_k \\ n_c = n_e = i n_k \end{cases} \quad (3-8)$$

式中  $T_e$  — 发动机输出轴扭矩 (N·m);  
 $T_c$  — 变矩器输入轴扭矩 (N·m);  
 $T_k$  — 工作泵输入轴扭矩 (N·m);  
 $n_c$  — 变矩器输入轴转速 (r/min);  
 $n_e$  — 发动机输出轴转速 (r/min);  
 $n_k$  — 工作泵输入轴转速 (r/min);  
 $i$  — 从发动机输出轴到工作泵输入轴的传动比。

由式 (3-8) 可知求解共同工作点的方法与 § 3.3 中是相同的，但是变矩器输入扭矩应由方程组 (3-8) 中第一个式子计算得出。然后，由变矩器特性、变速器特性将变矩器输入折算到变速器输出，得到引入工作泵影响后的发动机、变矩器和变速器共同工作的总输出。最后，求解出换挡点。给定不同的工作泵输入扭矩，重复以上过程就可以得到引入工作泵影响的最佳动力性规律。如图 3-9 所示。方程组 (3-9)、(3-10) 是对上述换挡点拟合后得到的，其中三个式子分别是  $\sim$ 、 $\sim$ 、 $\sim$  最佳动力性规律曲线的解析表达式。

$$\begin{cases} \alpha = 0.0011n_s - 0.5109 \\ \alpha = 0.0006n_s - 0.5109 \\ \alpha = 0.0003n_s - 0.5109 \end{cases} \quad (T_k = 300(N.m)) \quad (3-9)$$

$$\begin{cases} \alpha = 0.0007n_s - 0.6404 \\ \alpha = 0.0004n_s - 0.6404 \\ \alpha = 0.0002n_s - 0.6404 \end{cases} \quad (T_k = 600(N.m)) \quad (3-10)$$

## 三．实现多参数自动换挡的有效控制方法

引入新的参数后，虽然能够使自动变速规律的性能更加完美，但是也给实现带来了更大的困难。目前一般使用单片机作为自动变速系统的控制单元。由于单片机的浮点运算能是比较差的，所以一般以二维数表的形式将换挡规律存储在单片机的 ROM 中。两参数规律一般用二维数表来存贮，然后通过查表、插值来判断挡位。对于有  $100 \times 100$  个换挡点的二维数表，需要 800 字节的 ROM（一个浮点数需用 4 个字节表示， $2 \times 4 \times 100 = 800$  字节）。对于  $100 \times 100 \times 100$  这样一个三维表，则需要大约 80K 字节 ROM（ $100 \times 2 \times 4 \times 100 = 80K$  字节）。可以看出，数据存储量随参数增加成指数增长（ $8 \times 100^n$ ）。使用单片机实现三参数以上（包括三参数）的自动换挡规律是比较困难的。

人工神经网络（ANN）是解决这个矛盾的有效方法之一。它具有并行结构、并行处理、非线性、自适应等特点。如图 3 - 10 所示双隐层感知器具有对任意复杂

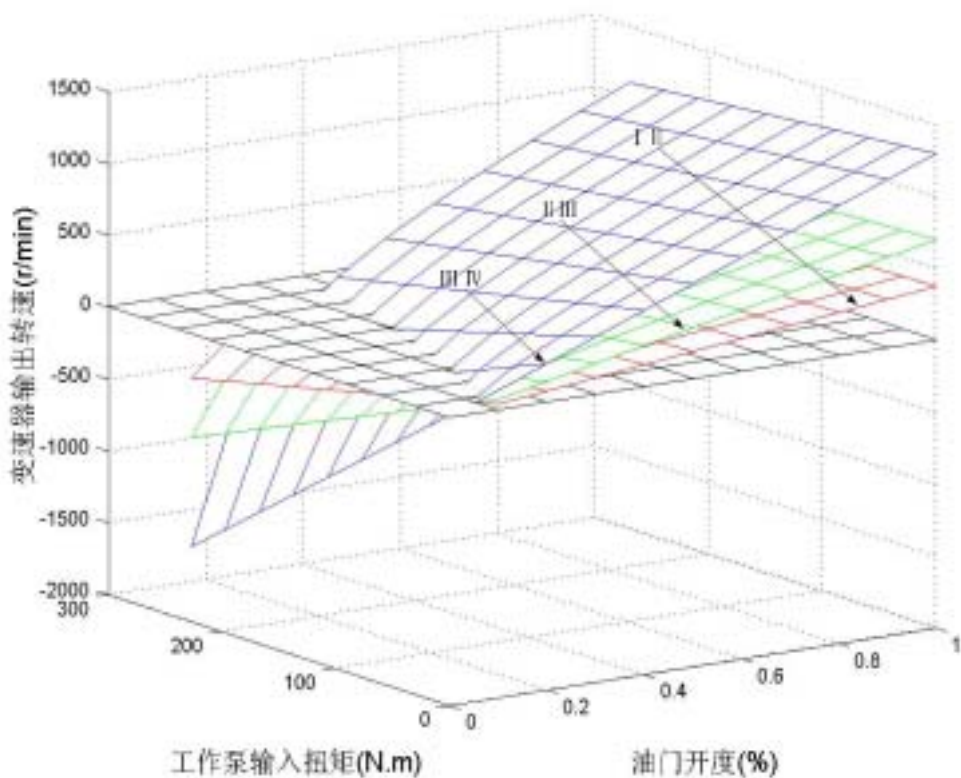


图 3 - 9 ZL50 轮式装载机最佳动力性规律

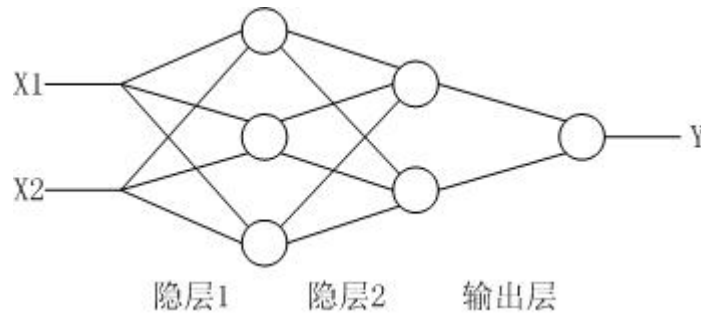


图 3 - 10 多层感知器

问题进行分类的能力。问题越复杂，两个隐层所需神经元数越多。双隐层感知器足已对付任何复杂的分类问题，而不需要更多的隐层。这是 Kolomogorov 理论。已有严格的数学论证。人工神经网络使用专用神经元芯片或模拟电路搭建。使用 Matlab 等数学软件在冯·诺伊曼计算机上模拟人工神经网络并不能发挥它并行输入、并行处理、并行输出的优点。

### § 3.5 本章小结

首先，本章概述了自动变速系统和自动换挡规律。然后，使用解析法推导出 ZL50 轮式装载机的效率换挡规律。使用数值法求解出 ZL50 轮式装载机的最佳动力性换挡规律及考虑工作泵影响时的最佳动力性换挡规律。最后，探讨了这两种规律的主要不足及其解决方法，介绍了三参数以上换挡规律的实现方法 - 人工神经网络 (ANN)。

## 第四章 换挡品质实验研究

换挡品质就是指换挡过程的平顺性，即希望换挡过程平稳而无冲击地进行。因为动力传动系统是多转动惯量系统，换挡过程远非瞬时可以完成，所以对于有级变速器，其传动比变化过程会有不同程度的冲击。冲击严重时，不仅人不能忍受，还将大大增加传动系统的动载荷，降低传动系统零部件寿命。对平顺性的具体要求是：换挡过程中车速变化平顺，不出现过高的瞬时加速度，使驾驶员无不适感并降低传动系统的动载荷。换挡平顺性的评价指标是：车辆纵向加速度对时间的一阶导数，称之为冲击度：

$$j = \frac{d^2 v}{dt^2} (m/s^3) \text{ 或 } j = \frac{dT_s}{dt} (m/s^3) \quad (4-1)$$

式中  $v$  — 车辆纵向速度 (m/s)；

$T_s$  — 变速器输出扭矩 (N·m)。

换挡冲击的起因主要有以下三方面：

理论上说，有级变速器换挡前后输出扭矩有突变。例如，如图 3-6 所示，由 1 挡升 2 挡时，即使在换挡点变速器输出扭矩也是不连续的，由式 (4-1) 可知此时冲击度  $j$  应为  $\infty$ 。但是，实际上却并非如此。这是因为，液力变矩器有一定的负载适应能力，换挡离合器的分离与结合并不是在瞬间完成的，而是有一个重叠的过渡过程。

传动系统的惯性。例如，由抵挡到高档时，传动比瞬时减小有跳变，由于车辆惯性较大时换挡过程中车速基本不变，则将使发动机转速急剧下降，使与发动机刚性连接的部件的惯性能转变成巨大的反作用扭矩传递给车辆，形成正冲击。降挡过程车辆受负冲击。传动系统惯量越大、挡位间公比越大，冲击越严重。

参与换挡过程的离合器结合与分离的时机配合不恰当。实际换挡过程中两者往往不是重叠过多，就是有动作中断。

目前，一般通过调整换挡执行机构的过渡过程摩擦扭矩，来减小冲击度。如图 4-1 所示，摩擦扭矩  $T_e$  主要与动摩擦系数  $\mu_d$  及油压  $p$  有关。



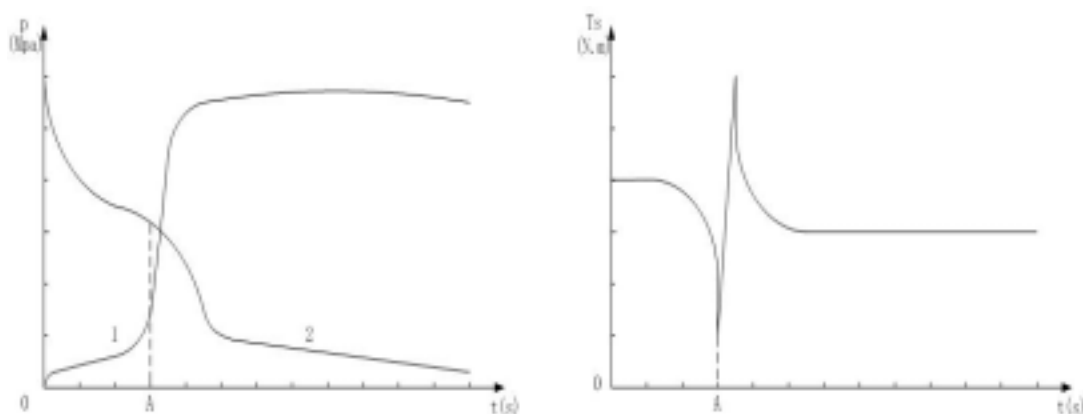


图 4 - 1 油压特性与变矩器输出扭矩

由图 4 - 1 可知，过渡过程主要分为两种状态：

**扭矩相** 这个状态下一个离合器打滑，另一还未开始打滑，各构件间只有扭矩的分配变化，没有剧烈的转速变化，所以惯性影响可不计。

**惯性相** 这个状态下两个离合器都打滑，不仅有扭矩变动，同时还有转速或传动比的急剧变化，它是产生冲击度  $j$  最大的阶段。

一般动力换挡的过渡过程经历五个阶段：原挡位 原挡位扭矩相 惯性相 新挡位扭矩相 新挡位。

## § 4.1 测定换挡品质实验系统概述

### 4.1.1 实验目的

测定换挡过渡过程中 ZL50 轮式装载机换挡执行机构的油压随时间变化曲线，装载机速度随时间变化曲线，并对速度对时间求导计算出加速度、冲击度。分析油压变化与速度、加速度、冲击度的关系，探讨进一步提高换挡平顺性的方法。

### 4.1.2 实验系统软硬件环境

#### 一、换挡品质实验系统硬件组成原理

如图 4 - 2 所示为 ZL50 轮式装载机自动变速实验台组成原理结构图。它主要由柴油机、液力变矩器、变速器、升速器、电涡流测功机、测功机控制器等组成。测定冲击度及油压主要使用了压力传感器及二次仪表、速度传感器及二次仪表、工控机等。

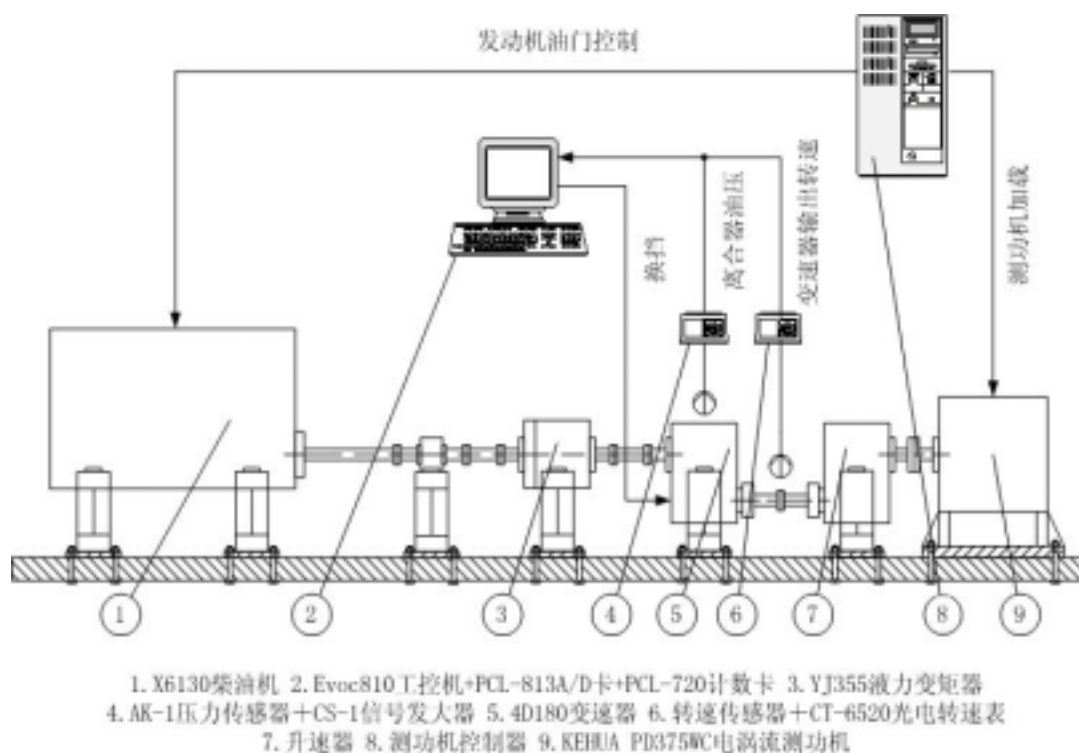


图 4 - 2 自动变速实验台结构原理

#### 二、换挡品质实验系统软件平台

由于 Windows9x 操作系统能够充分发挥目前常用硬件的潜力，使用简便，软件丰富，通用性强，所以采用 Windows9x 作为工控机的操作系统。实验使用 NuMega 公司 SoftICE Driver Suite2.6 软件包中提供的 VtoolsD 及其调试工具 DriverMonitor 来开发中断处理 VxD 程序，使用 VC++6.0 开发数据处理/存储的 Win32 程序。

### 三. 采样周期的选取

本实验是由工控机在控制变速器换挡同时对变速器输出轴的转速及两个换挡离合器的油压进行采样。通过实验我们知道换挡过度过程一般在 1s ~ 1.5s 之间，那么测量过程选定为 5s，采样周期选定为 1ms。在工控机上实现精确定时的方法一般有两种，一种是利用计算机系统内部的 CMOS/实时钟的中断，另一种是采用外部时钟产生中断。系统内部的 CMOS/实时钟的计时频率为 1024Hz，也就是每 1/1024 秒产生一个中断，即硬件中断 8。本实验使用 EVOC 公司的 PCL-720 计数卡作为外部时钟产生中断。这样可以获得更快的计数频率。理论上最大的中断频率可达 4MHz。PCL-720 计数卡上的第二内部计时/计数器由 Counter3、Counter4、Counter5 三片 8254 组成，其中 Counter4 与 Counter5 级联共同产生定时中断，并且可由式 (4 - 2) 产生不同的中断频率。令 C4=1，C5=4000，即可得到 1ms 的采样周期。

$$f_i = 4MHz (C4/C5) \quad (4 - 2)$$

式中：  $f_i$  — 中断频率(Hz)；

C4/C5 — 计数器 4/计数器 5 的初值。

### 4.1.3 被测参数的测量方法

变速器输出转速 如图 4 - 2 所示，采用 CT-6520 光电转速表测量变速器输出转速，转速表的输出为电压值。由 Evoc810 工控机通过 PCL-813A/D 卡读取此电压值，经标定公式转换得到转速。标定公式如下：

$$n_s = 0.0105d - 21.5536 \quad (4 - 3)$$

式中：  $n_s$  — 变速器输出转速 (r/min)；

$d$  — A/D 卡读数。

离合器油压 如图 4 - 2 所示，采用 AK-1 压力传感器测量油压，经 CS-1 放大器放大后传递给 PCL-813A/D 卡，由 Evoc810 工控机读取，经标定公式转换得到转速。标定公式如下：

$$p = -0.0012d + 2.3112 \quad (\text{一档}) \quad (4 - 4)$$

$$p = -0.0022d + 4.6850 \quad (\text{二挡}) \quad (4 - 5)$$

式中：  $p$  — 离合器油压 (Mpa)；

$d$  — A/D 卡读数。

## § 4.2 测试控制程序设计

VtoolsD 将大多数 Windows9x 底层的服务函数封装成类以方便开发人员使用, 本文只涉及其中两个类 VDevice 和 VhardwareInt。所有用 VtoolsD 类库建立 VxD 一定要有从 VDevice 类派生的类。VDevice 类提供了许多的消息处理函数来处理从虚拟机管理器 (VMM) 或其他 VxD 发来的消息。如果创建的 VxD 需要处理某个消息, 就需要在 VDevice 类派生的类中重载相应的消息处理函数。在 VxD 加载时系统将自动生成一个 Vdevice 类的实例。本试验重载了三个消息处理函数, 消息处理函数 OnSysDynamicDeviceInit(), 当 VxD 程序动态加载时, 该函数被调用执行 VxD 程序的初始化, 在这个消息处理函数中我们对计数卡上的 Counter4/Counter5 付计数初值 1/40000, 设计数卡工作模式为 Mode2, 动态创建 VhardwareInt 派生类的一个实例, 使用 VhardwareInt 派生类的 hook() 函数使该类的 OnHardwareInt() 消息处理函数与虚拟 IRQ 钩连; OnSysDynamicDeviceExit() 消息处理函数, 当 VxD 程序动态卸载时, 该函数被调用以释放 VxD 程序占用的系统资源, 在这个消息处理函数中我们设计数卡工作模式为 Mode0, 以停止计数, 销毁上述 VhardwareInt 派生类的实例; OnWin32DeviceIoControl (PIOCTLPARAMS pDIOCParams) 消息处理函数, 当 Win32 应用程序动态加载 VxD (用 CreateFile())、动态卸载 VxD (用 CloseHandle()) 以及调用 VxD (用 DeviceIoControl()) 时, 该函数被触发。其中参数 pDIOCParams 是一个结构, 我们使用其中三个分量, 它们是 dioc\_IoCtrlCode\dioc\_InBuf\dioc\_OutBuf, 分别用于应用程序调用 VxD 程序的命令代码\Win32 应用程序传递给 VxD 程序的数据缓冲地址\VxD 的返回到 Win32 应用程序数据存放的缓冲地址。与 Win32 的 API 函数 DeviceIoControl() 配合, 我们使用该函数启动测试, 从 Win32 程序传递给 VxD 中断处理程序所要测试的挡位, 以便在 VxD 程序中按精确时间换挡, 从 VxD 程序传递给 Win32 程序存放测得数据的首地址, 包括两个油压一个转速, 以便在 Win32 程序中存储处理数据。在 Windows9x 及后续版本中 Microsoft 公司反对直接对 IDT 进行操作, 相反将所有 IDT 入口指向 VMM 中的一个例程。VMM 自己管理异常事件, 而将所有硬件中断交给 VPICD (虚拟可编程中断控制器) 处理。VtoolsD 提供 VhardwareInt 类来实现对某个 IRQ 端口的虚拟化, 即在 VPICD 中注册某个 IRQ

的中断处理函数，并处理该 IRQ 端口上的硬件中断。VhardwareInt 类有以下主要成员函数，VhardwareInt(int irq, DWORD flags, DWORD timeout, PVOID refdata)是该类的构造函数，其中参数 irq 就是要虚拟化的中断号。在派生该类时需要调用构造函数以确定虚拟化的中断号。~VhardwareInt()是该类的析构函数，在使用 delete 销毁该类实例时此函数自动执行，此函数首先调用 unhook 成员函数。Hook()，实现该类的 OnHardwareInt 消息处理函数与上述中断号的钩连。Unhook()成员函数，与 hook()成员函数正相反。消息处理函数 OnHardwareInt()是真正的中断处理函数，我们重载了这个函数，在此函中实现换挡，从 I/O 端口读数据存入缓冲区。分别使用 SendPhysicalMask()/physicalMask()/physicalUnmask()通知 VPICD 中断结束/通知 VPICD 物理屏蔽本 IRQ/通知 VPICD 物理不屏蔽本 IRQ。

图 4 - 3 至 4 - 6 分别是测试控制程序的流程图。图 4 - 7、4 - 8 是 Win32 测控程序实验结果分析界面。

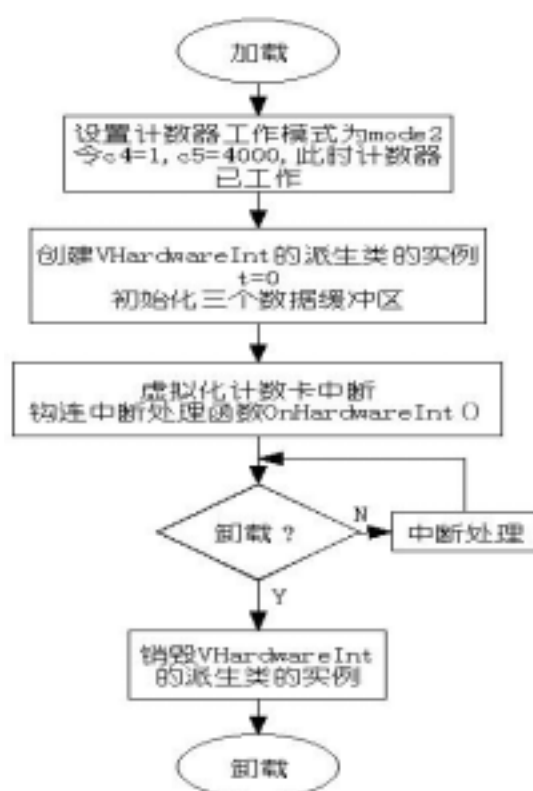


图 4 - 3 VxD 程序流程

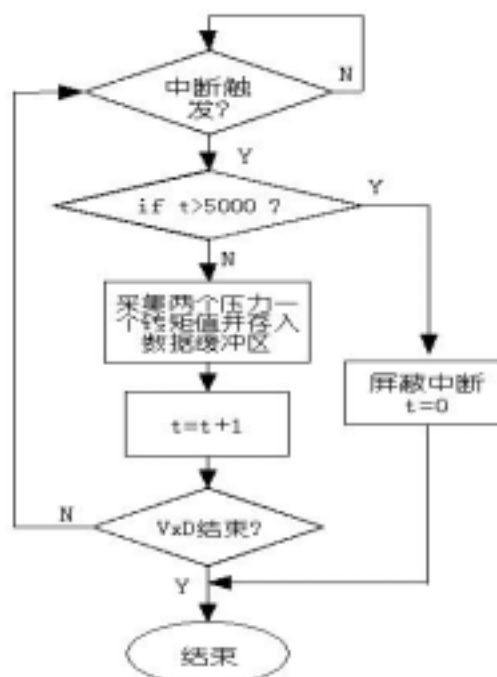


图 4 - 4 中断处理程序流程

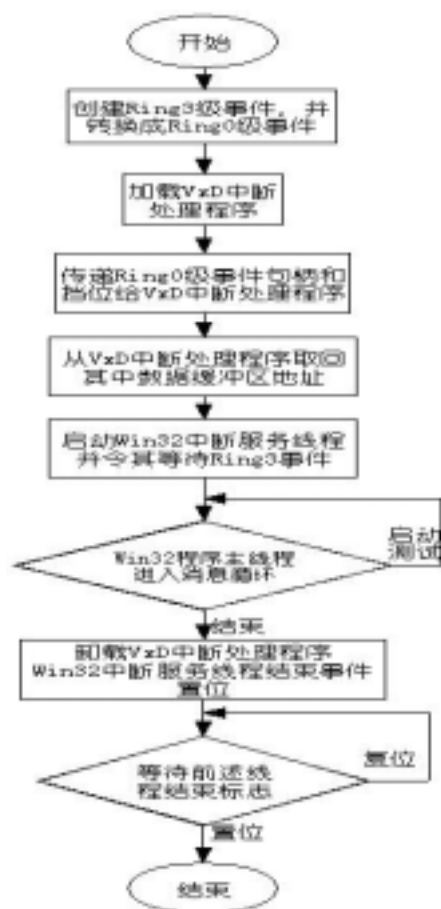


图 4 - 5 Win32 主程序流程

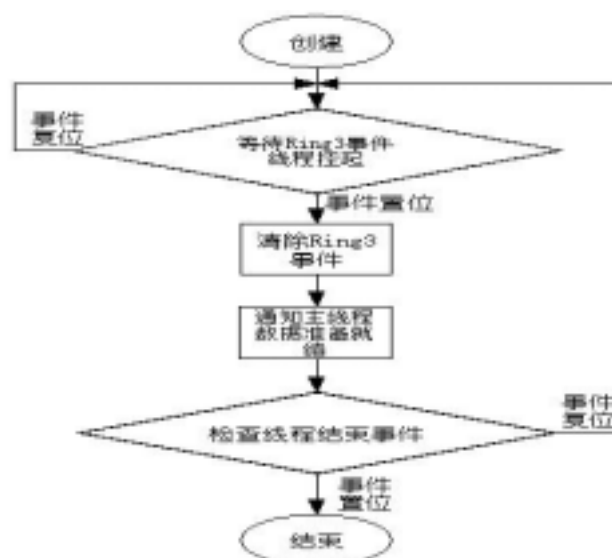


图 4 - 6 中断服务线程流程

### § 4.3 实验结果分析

前苏联通过对 6 种不同轿车自动变速器试验表明：乘员满意的换挡平顺性指标为：低频时 ( $f < 3\text{Hz}$ ) ,  $j < 24.5 \sim 25.5\text{m/s}^3$ 。当  $f > 3\text{Hz}$  时，不满意的平顺性指标为： $j > 31.2 \sim 37.2\text{m/s}^3$ 。图 4 - 7 和图 4 - 8 分别是从前进一档换到前进二挡和从前进二挡换回前进一档的过程中，变速器输出的速度、加速度、冲击度和离合器油压随时间的变化曲线。图中的加速度、冲击度是对测得速度对时间分别求 1 阶、2 阶导数得到的。由图可知，经过主减速、轮边减速后，ZL50 装载机纵向冲击度并不大。这主要是因为，在换挡执行机构的过渡过程

中，也就是结合离合器油压增长过程比较合理，如图 4 - 7、图 4 - 8（离合器调压机构原理见图 2 - 8）。

当然 ZL50 装载机换挡平顺性还是可以进一步提高的。由图可见，在从开始换挡到传动系统稳定后这大约一秒时间过程中，无论是升挡还是降挡，速度都有一个比较大的降低。这是 ZL50 轮式装载机冲击主要来源之一。由图 4 - 7、图 4 - 8 可知，这主要是因为分离离合器油压降低过快，致使动力瞬间中断造成的。应改变其调压系统，使分离离合器油压变化过程如图 4 - 8 中虚线所示。

## § 4.4 本章小结

本章首先介绍了自动换挡冲击产生的来源、换挡平顺性的评价标准以及改善换挡平顺性的方法。然后介绍了换挡品质实验系统软硬件环境以及测试控制程序的流程。最后，给出实验结果并对其进行了分析，找出了 ZL50 轮式装载机冲击主要来源之一就是分离离合器油压降低过快，探讨进一步提高换挡品质的方法。

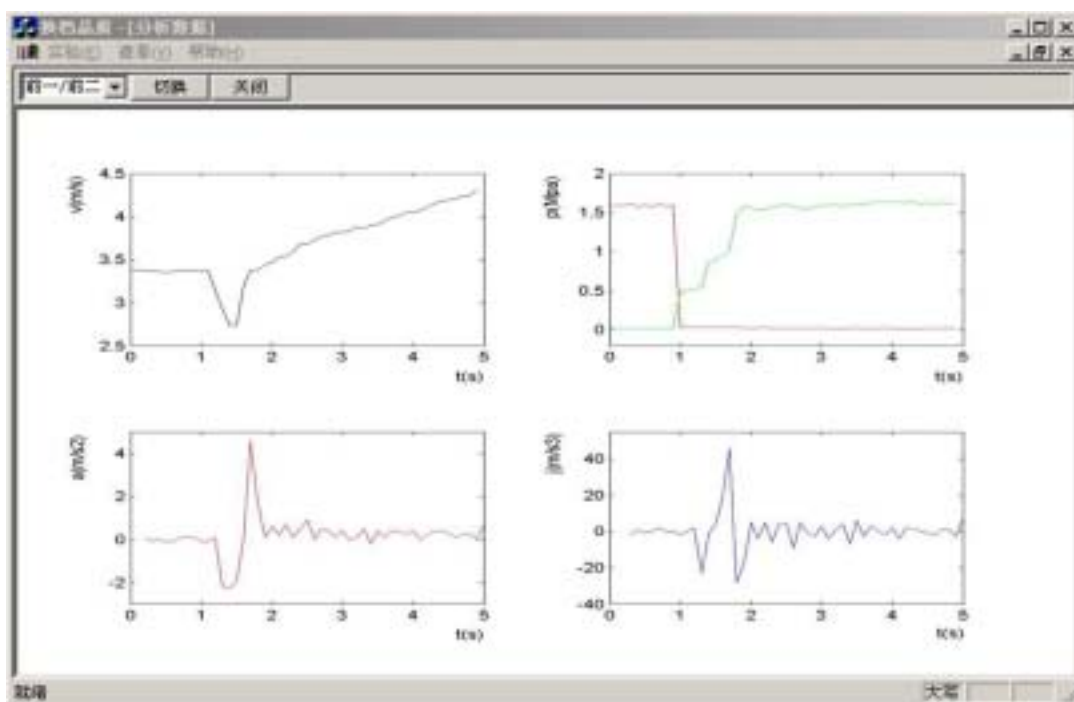


图 4 - 7 “前一” “前二”实验曲线

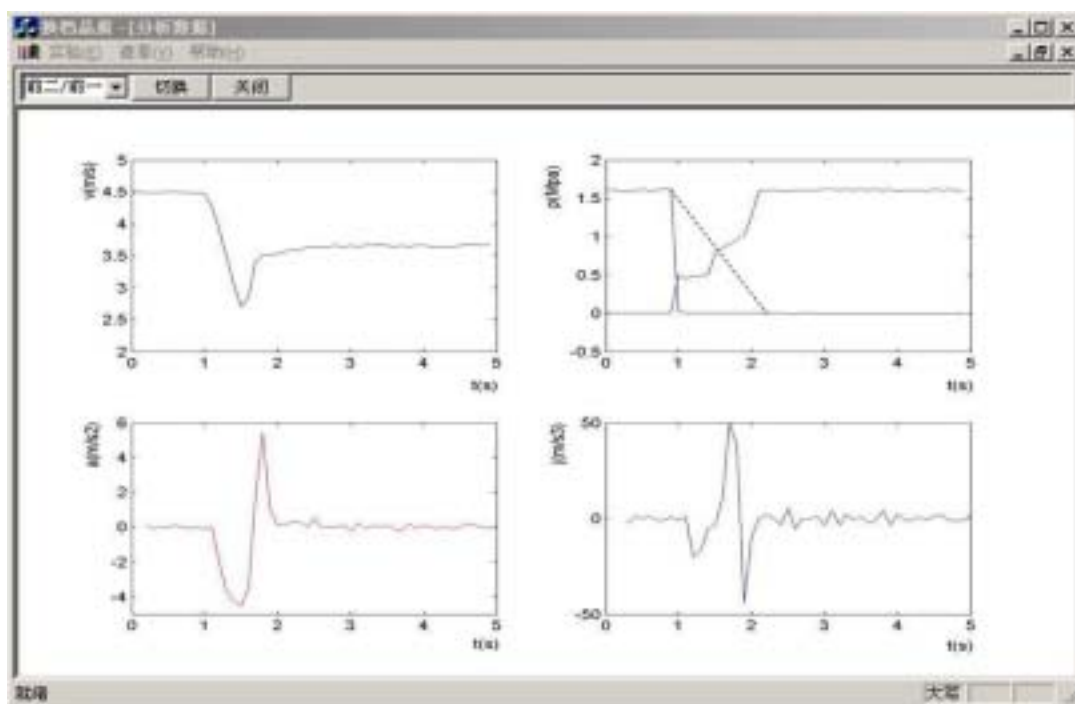


图 4 - 8 “前二” “前一”实验曲线



## 第五章 自动换挡台架实验

在第三章中,曾经通过理论分析得到了 ZL50 轮式装载机的效率换挡规律、最佳动力性换挡规律。这些换挡规律必须经过实验的检验,才能证明其可行性、正确性,才能发现其在实际应用中的问题。

### § 5.1 自动换挡台架实验系统概述

#### 5.1.1 实验目的

本实验的主要目的是通过自动换挡台架实验验证第三章中的以变矩器速比为换挡参数的效率换挡规律可行性、正确性。通过实验发现其在实际应用中的问题,例如,是否存在换挡循环。实际换挡点如表 3 - 2 所示。

#### 5.1.2 实验的软硬件环境

##### 一. 自动换挡台架实验系统硬件组成原理

如图 5 - 1 所示为 ZL50 轮式装载机自动换挡实验台组成原理结构图。它主要由柴油机、液力变矩器、变速器、升速器、电涡流测功机、测功机控制器等组成。其中的两组转速表和应变仪分别被用来测试变矩器泵轮和涡轮的扭矩和转速,这样可以得到变矩器的实际效率。以此来验证在实验过程中变矩器的效率是否按效率换挡规律变化。

##### 二. 自动换挡台架实验系统软件平台

与换挡品质实验相同仍然采用 Windows9x 作为工控机的操作系统,使用 NuMega 公司 SoftICE Driver Suite2.6 软件包中提供的 VtoolsD 及其调试工

具 DriverMonitor 来开发中断处理 VxD 程序，使用 VC++6.0 开发数据处理/存储的 Win32 程序。

### 三. 采样周期的选取

本实验是由工控机在控制变速器换挡同时对变矩器输出轴、输入轴的转速和扭矩进行采样。通过实验我们知道换挡过度过程一般在 1s ~ 1.5s 之间，所以采样周期选定为 10ms。由式 (4-2) 可知，令 PCL-720 计数卡上的 C4=1，C5=400，即可得到 10ms 的采样周期。

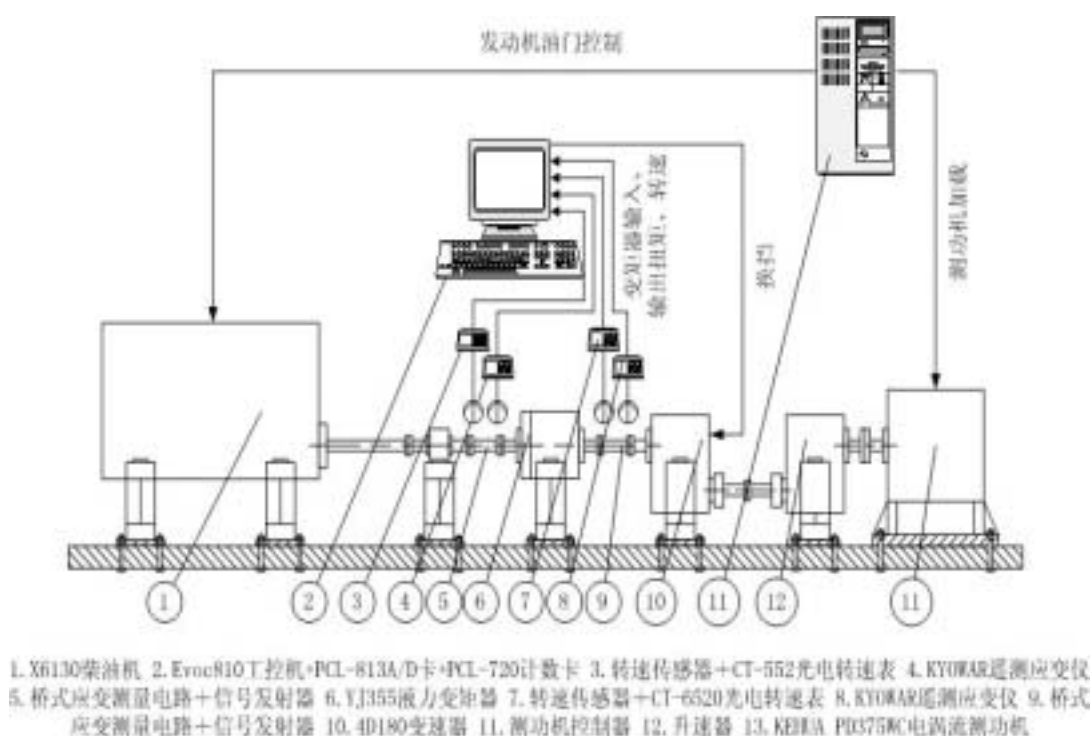


图 5 - 1 自动变速台架实验系统组成

### 5.1.3 被测参数的测量方法

变矩器输入转速 如图 5 - 1 所示，采用 CT-552 光电转速表测量变矩器输入转速，转速表的输出为电压值。由 Evoc810 工控机通过 PCL-813A/D 卡读取此电压值，经标定公式转换得到转速。标定公式如下：

$$n_{ci} = 17.8683d - 35530.5806 \quad (5-1)$$

式中：  $n_{ci}$  — 变矩器输入转速 (r/min)；

$d$  — A/D 卡读数。

变矩器输出转速 如图 5 - 1 所示，采用 CT-6520 光电转速表测量变速器输出转速，转速表的输出为电压值。由 Evoc810 工控机通过 PCL-813A/D 卡读取此电压值，经标定公式转换得到转速。标定公式如下：

$$n_{co} = 0.0105d - 21.5536 \quad (5 - 2)$$

式中：  $n_{co}$  — 变矩器输出转速 (r/min)；

$d$  — A/D 卡读数。

变矩器输入扭矩 如图 5 - 1 所示，采用 KYOWAR 遥测应变仪 + 桥式应变测量电路来测量扭矩。该应变仪由发射机和接收机组成。发射机安装在被测轴上，并与桥式应变测量电路相连。被测轴形变后电桥输出相应电压信号，发射机测量应变片输出电压，并将此电压调制通过天线发射出去。由 Evoc810 工控机通过 PCL-813A/D 卡读取此电压值，经标定公式转换得到转速。标定公式如下：

$$T_{ci} = 0.2307d - 459.8923 \quad (5 - 3)$$

式中：  $T_{ci}$  — 变矩器输入扭矩 (N·m)；

$d$  — A/D 卡读数。

变矩器输出扭矩 如图 5 - 1 所示，采用 KYOWAR 遥测应变仪 + 桥式应变测量电路来测量扭矩。由 Evoc810 工控机通过 PCL-813A/D 卡读取此电压值，经标定公式转换得到转速。标定公式如下：

$$T_{co} = 0.5181d - 1026.9451 \quad (5 - 4)$$

式中：  $T_{co}$  — 变矩器输出扭矩 (N·m)；

$d$  — A/D 卡读数。

#### 5.1.4 实验过程

调整自动换挡实验台的初始状态如下：变速器在一挡，发动机大油门，测功机大扭矩。然后逐步减小测功机扭矩，按照效率换挡规律在负载减小的过程中变速器应该由一挡升至三挡。然后再逐步增加测功机扭矩，按照效率换挡规律在负载增加的过程中变速器应该由三挡降至一挡。在这个过程中，由工控机按程序控制自动换挡，同时测定变矩器效率。

## § 5.2 测试控制程序设计

自动换挡台架实验测控程序界面如图 5 - 2 所示，程序流程如图 5 - 3 ~ 图 5 - 6 所示。其设计具有以下特点：



图 5 - 2 自动换挡测控程序界面

在这个实验中，仍然使用 VxD 截获 PCL-720 计数卡的定时中断来产生精确定时（10ms）。在 VxD 的中断处理程序中要用到一些 Windows 操作系统的底层调用，并且中断处理程序本身也运行于 Ring0 层，如果 VxD 中断处理程序一旦出现异常，将导致 Windows 操作系统崩溃，而且一旦出现异常也很难调试。因此，在 VxD 中断处理程序中一般要尽量简化操作。在第四章的换挡品质的实验中，虽然在 VxD 中断处理程序开辟了三个 5000 个数据单元的大数组，内存占用量比较大，但是其操作比较简单，只是从 A/D 卡读入数据。故此，所有主

要操作基本上都在 VxD 中断处理程序中进行。对于本实验情况就不同了，在 VxD 中断处理程序中除了测定变矩器输入输出的扭矩转速之外，还要实现效率换挡算法。所以，在 VxD 中断处理程序中，截获 PCL-720 计数卡定时中断后（10ms），只通知 Win32 主程序定时时间到。

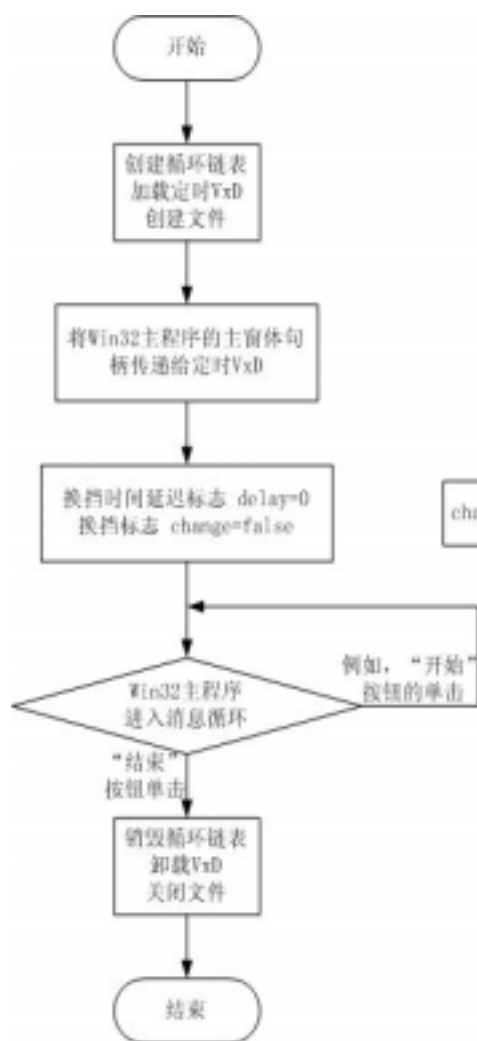


图 5 - 3 Win32 测控主程序

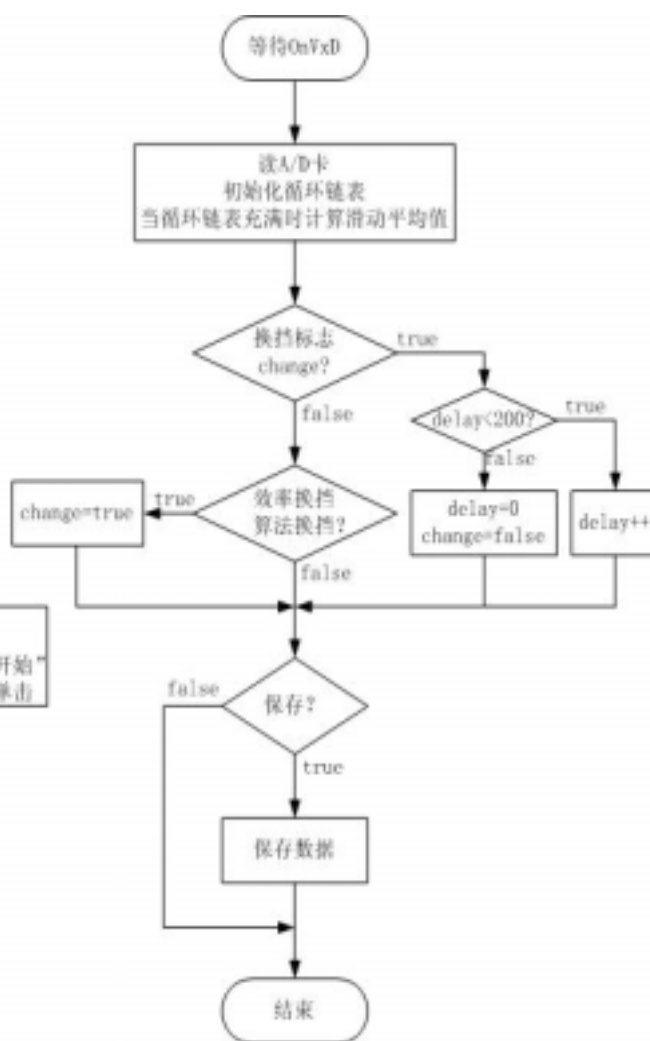


图 5 - 4 OnVxD 消息处理函数

使用 Windows 消息实现 Win32 主程序与 VxD 中断处理程序之间的通讯。在 VxD 中断处理程序的“实现文件”中，使用“#define WM\_VxD 0x7000+0x110”设置自定义 Windows 消息“WM\_VxD”，在 10ms 的中断处理程序中使用“SHELL\_PostMessage(hWnd, WM\_VxD, 0, 0, NULL, NULL)”向 Win32 主程序发

“WM\_VxD”消息,通知Win32主程序定时时间到。在Win32主程序中,在其头文件里使用“afx\_msg void OnVxD(WPARAM wparam, LPARAM lparam)”声明消息处理函数“OnVxD”,在其“实现文件”的开始处,使用“#define WM\_VxD 0x7000+0x110”设置自定义Windows消息“WM\_VxD”,在消息映射“BEGIN\_MESSAGE\_MAP(CTestDlg, CDialog)”~“END\_MESSAGE\_MAP()”中使用“ON\_MESSAGE(WM\_VxD, OnVxD)”将Windows消息“WM\_VxD”的处理函数映射为“OnVxD”。在函数“void CTestDlg::OnVxD(WPARAM wparam, LPARAM lparam)”中实现效率换挡规律。

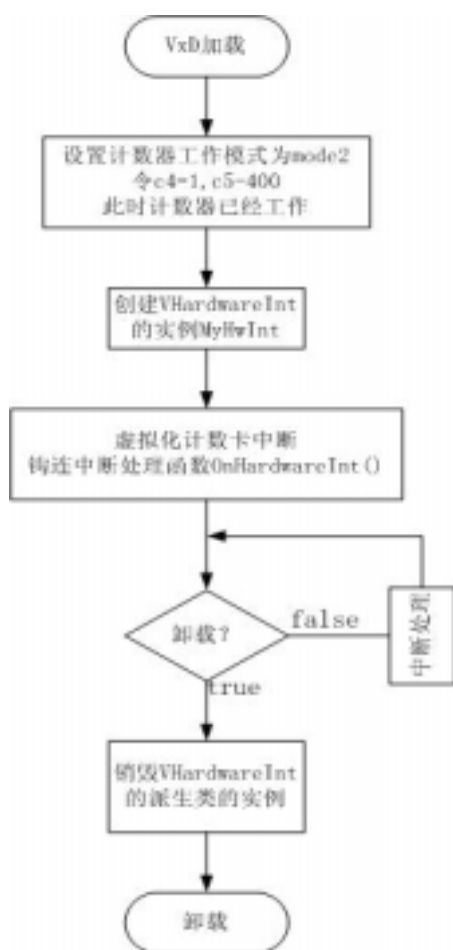


图 5 - 5 VxD 程序流程

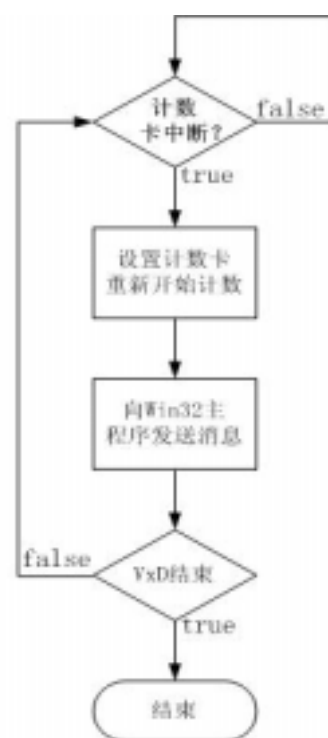


图 5 - 6 VxD 中断处理函数流程

如图 4 - 8、图 4 - 9 所示,从换挡到传动系统稳定后这大约一秒时间过程中,有动力中断,并不符合效率换挡规律的条件,不能按效率规律换挡。所

以,在每次换挡后,采用 2 秒钟的时间延迟来解决这个问题。由于采样周期为 10ms,200 次采样恰好是在 2 秒钟。所以,在 VxD 中断处理程序的“实现文件”开始处,定义延迟标志“unsigned short delay”。换挡后在每次采样处理中对其逐次加一,直到  $\text{delay} > 20$  后,才继续使用效率规律判断换挡。

虽然在信号进入工控机时已经对其进行了硬件模拟滤波,但是在实验过程中仍然发现测得的数据波动比较大,并具有一定的周期性。而滑动平均具有数字滤波的作用,故此采用循环链表对每个被测量进行滑动平均。循环链表结构如图 5 - 2 所示,链表的每个节点都是一个结构,它由变矩器输入输出的扭矩转速 4 个浮点类型变量及一指向自身类型的指针组成,每个节点的指针指向下一个节点,最后一个节点的指针指向第一个节点,从而形成循环链表。链表操作过程是这样的,读入的数据存入“Current Head”指针指向的节点中,然后“Current Head”指针前移指向下一个节点。这样当前头指针“Current Head”总是指向最陈旧的数据

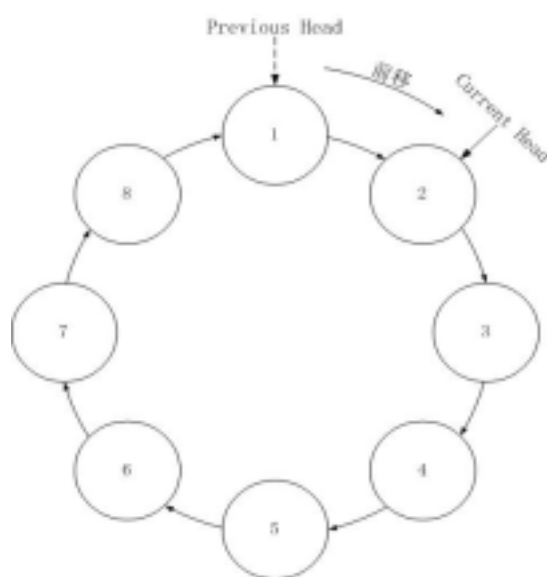


图 5 - 7 滑动平均循环链表

据,而原当前头指针“Previous Head”总是指向最新的数据,整个链表总是按先后顺序保存着最新的 8 个数据。遍历链表计算每个分量的平均值即为所求每个参数的滑动平均值。

### § 5.3 实验结果分析

由图 5 - 8、图 5 - 9 可知，自动换挡实验系统能够实现自动换挡，保证变矩器效率保持在一个比较高的水平上。从而可以证明效率换挡规律是可行的、有效的。

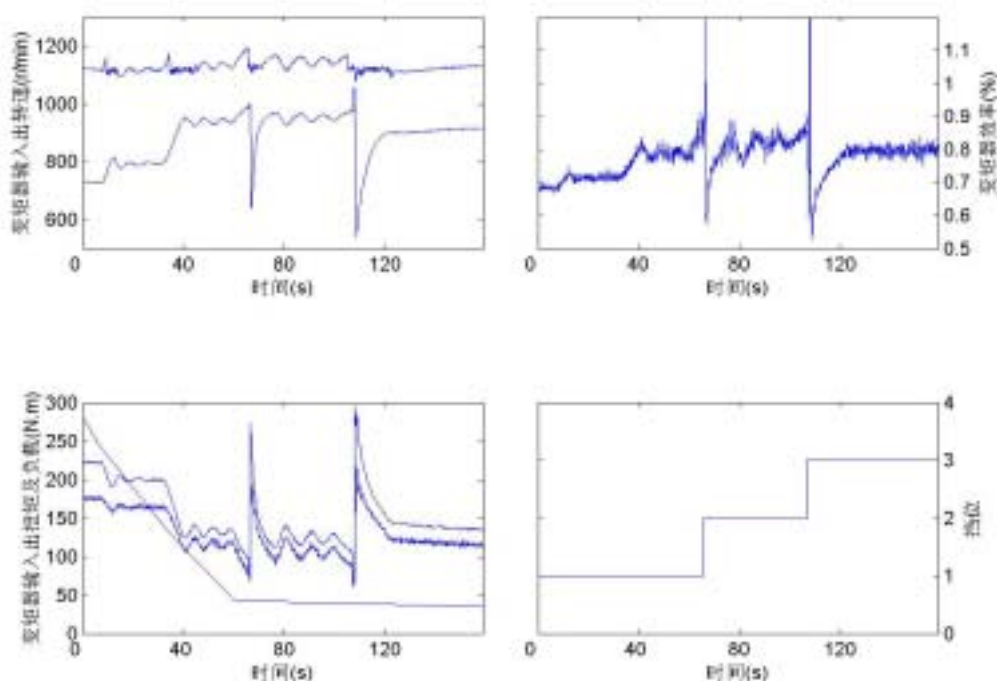


图 5 - 8 减载自动换挡过程

在换挡过程中没有出现换挡循环。这说明理论换挡点 - 5%的换挡“死区”和 2 秒的换挡时间延迟基本能够满足实验系统的要求。

### § 5.4 本章小结

本章首先介绍了自动换挡实验系统软硬件环境、实验原理。然后介绍了测控程序的流程，以及软件设计中的要点。最后对实验结果进行了分析。



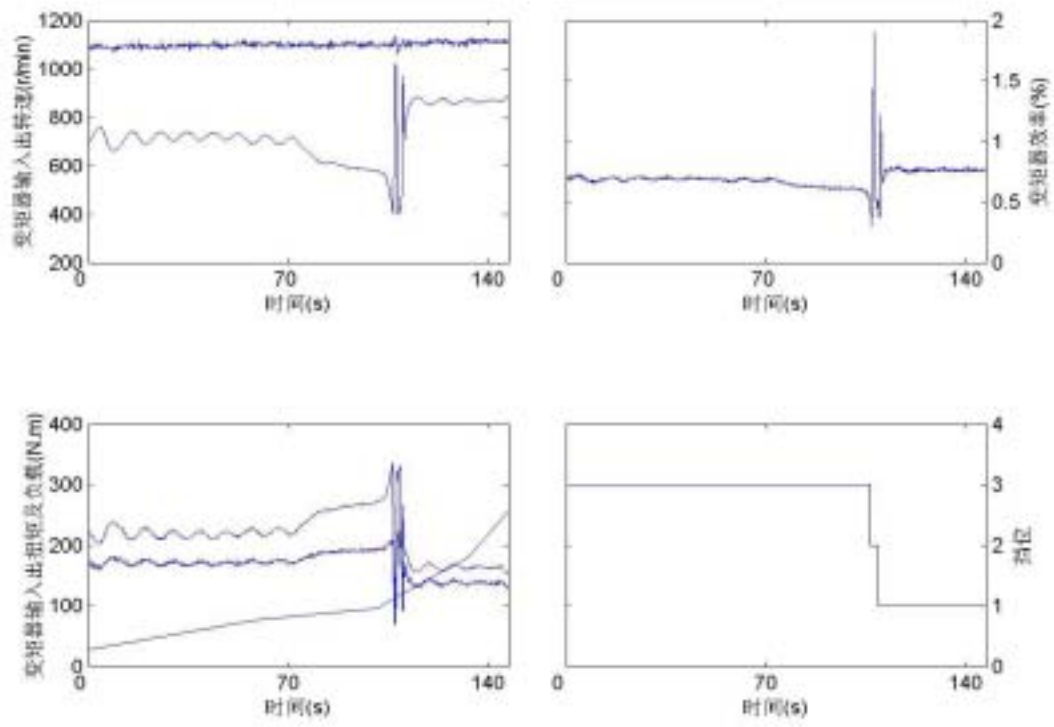


图 5 - 9 加载自动换挡过程

## 第六章 结论

本文结合国家自然科学基金项目(59705005)“工程车辆液力机械传动系统的电子节能控制研究”及教育部骨干教师基金项目“提高工程车辆液力机械传动系统动力性与经济性的电控方法研究”,主要以提高工程车辆的动力性与经济性为目的,对工程车辆的自动换挡规律进行了理论分析和实验研究。本文创造性工作和研究成果如下:

1. 在分析 ZL50 轮式装载机传动系统特性的基础上,经过严格的数学推导得到了以变矩器速比为换挡参数的效率换挡规律,它只与换挡前后两个挡位的传动比有关,而与油门开度无关,故实现比较简单。

2. 针对 ZL50 轮式装载机的特点,依据其传动系统特性,使用数值解析方法得到了其最佳动力性换挡规律,进而使用同样方法得到了考虑工作泵影响情况下的最佳动力性换挡规律。

3. 虽然通过实验测得的 ZL50 轮式装载机传动系统换挡过程冲击并不大,但其换挡过程中有动力中断。可以通过改变分离离合器油压变化过程来进一步提高换挡品质。

4. 通过自动换挡台架实验得知 ZL50 轮式装载机自动换挡实验系统能够实现自动换挡、保证变矩器效率保持在一个比较高的水平上,从而证明了效率换挡规律是可行的、有效的。并且在换挡过程中没有出现换挡循环,这说明理论换挡点 - 5%的换挡“死区”和 2 秒的换挡时间延迟基本能够满足实验系统的要求。

本文的研究成果丰富了工程车辆自动变速理论,研究过程中始终以徐工集团 ZL50 轮式装载机为研究对象,研究成果可以直接应用于实际,具有较高的实用价值。

## 参考文献

- [1] 张光裕 许纯新 工程机械底盘设计 [M] 机械工业出版社 1988.11
- [2] 罗邦杰 液力机械传动 [M] 人民交通出版社 1983
- [3] 葛安林 车辆自动变速理论与设计 [M] 机械工业出版社 1993.5
- [4] 张连方等 柴油机原理 [M] 上海交通大学出版社 1987.12
- [5] 董敬 庄志 常思勤 汽车拖拉机发动机 [M] 机械工业出版社 1996.5
- [6] 潘旭峰等 现代汽车电子技术 [M] 北京理工大学出版社 1998.1
- [7] 庄继德 汽车电子控制系统工程 [M] 北京理工大学出版社 1998.5
- [8] 高钟毓等 机电控制工程 [M] 清华大学出版社 1994.9
- [9] 周云山 于秀敏 汽车电控系统理论与设计 [M] 北京理工大学出版社 1999.11
- [10] 刘修冀 车辆传动系统分析 [M] 国防工业出版社 1998.1
- [11] 张东江 宋良玉 现代汽车电子控制技术 [M] 科学技术文献出版社 1998.1
- [12] 丁华荣 车辆自动换挡 北京工业学院 1981
- [13] 周萼秋 邓爱民 李万莉 现代工程机械 [M] 人民交通出版社 1997.5
- [14] 李华 MCS-51 系列单片机实用接口技术 [M] 北京航空航天大学出版社 1993.8
- [15] 徐爱卿 Intel 16 位单片机 (修订版) [M] 北京航空航天大学出版社 2002.7
- [16] 胡大可 MSP430 系列 FLASH 型超低功耗 16 位单片机 [M] 北京航空航天大学出版社 2001.11
- [17] 汪建 MCS-96 系列单片机原理及应用技术 [M] 华中理工大学出版社 1999.1
- [18] David J. Kruf linshi Scot Wingo George Shepherd 希望图书创作室译  
Programming Visual C++ 技术内幕 6.0 (第五版) [M] 北京希望电子出版社 1999.5
- [19] 王燕 面向对象的理论与 C++ 实践 [M] 清华大学出版社 1997.2
- [20] 木林森 高峰霞 奚红宇 Visual C++ 5.0 使用与开发 [M] 清华大学出版社 1997.11
- [21] 王文成 神经网络及其在汽车工程中的应用 [M] 北京理工大学出版社 1998.7
- [22] 刘增良 刘有才 模糊逻辑与神经网络 - 理论与研究与探索 [M] 北京航空航天大学出版社 1996.5

- [23] 武安河 周利莉 Windows 设备驱动程序 (VxD 与 WDM) 开发实务 [M] 电子工业出版社 2001
- [24] KAREN HAZZAH 著 孙喜明译 Windows VxD 与设备驱动程序权威指南 (第二版) [M] 中国电力出版社 2001.5
- [25] 张志涌 精通 MATLAB (5.3 版) [M] 北京航空航天大学出版社 2000.8
- [26] 龚捷 以提高传动效率为目的工程车辆自动变速换挡规律研究 [D] 吉林大学博士学位论文 2002.1
- [27] 王学峰 工程机械液力机械传动变速系统智能控制研究 [D] 吉林大学博士学位论文 2002.3
- [28] 张勇 车辆自动变速系统自适应模糊控制研究 [D] 吉林工业大学博士学位论文 2000.2
- [29] 龚捷 赵丁选 工程车辆自动变速器换挡规律研究及自动控制仿真 [J] 西安交通大学学报 2001.9 930 ~ 934
- [30] 赵丁选 马铸 杨力夫等 工程车辆液力机械传动系统的动力性分析 [J] 中国机械工程 2001.8 948 ~ 950
- [31] 田力威 许纯新 赵丁选 轮式装载机模糊换挡策略 [J] 中国公路学报 1999.1 112 ~ 117
- [32] 张宏坤 范巨新 牛明奎 单片机在机械式自动变速器系统中的应用 [J] 电子技术 1999.6 36 ~ 39
- [33] 秦贵和 范巨新 张宏坤 机械式自动变速器微机控制系统 [J] 汽车工程 1999.1 21 ~ 25
- [34] 马文星 国外车辆液力传动研究现状及其展望 [J] 汽车工程 1996.4 193 ~ 198
- [35] 葛安林 武文治 张天一等 自动换挡过程中的动态闭环控制 [J] 汽车工程 1994.5 276 ~ 282, 302
- [36] 申水文 葛安林 基于二参数换挡规律的模糊换挡技术 [J] 汽车技术 1998.1 9 ~ 12
- [37] 王学峰 许纯新 赵克利 基于 FNN 的工程车辆换挡试验系统开发 [J] 同济大学学报 2001.29 (9) 1109 ~ 1113
- [38] 王学峰 许纯新 赵克利 工程机械模糊神经网络挡位决策方法 [J] 吉林工业大学自然科学学报学术榜 2001.31 (102) 7 ~ 11
- [39] 林粤彤 王飞跃 肖靖 王知学 基于模糊神经网络的智能车辆个性自动驾驶系统的设计与实现 [J] 自动化学报 2001.7 531 ~ 542
- [40] 王康 黄宗益 詹永红 装载机变速器的换挡操作 [J] 工程机械 2000 (2) 18 ~ 21

- [41] 李君 张建武 基于自学习模糊神经网络 AMT 车辆巡航控制 [J] 机械工程学报 2001.1 4~6
- [42] 刘亚洲 纪延超 Windows95 下虚拟设备驱动程序的编制与应用 [J] 微型机与应用 1999.8 12~14
- [43] 李训铭 王崇骏 沈琦 Win9x 下高速数据采集技术及应用 [J] 工业控制计算机 2000.6 18~21
- [44] 张元良 孙世强 Windows95 下中断处理程序与 Win32 应用程序通讯的几种方法 [J] 工业控制计算机 2001.4 27~28
- [45] 刘其锋 Win95 下虚拟设备驱动程序设计开发 [J] 电子技术应用 2000.4 15~17
- [46] 李博 鲍超 Windows98 下硬件中断驱动程序的开发 [J] 测控技术 2000.3 38~40
- [47] Gregory W. Davis The Development of an Electro-Hydraulically Controlled, Five-Speed transmission for a Hybrid Electric Vehicle [J] SAE 980830 109~118
- [48] Dale A. Demott, Sohel Anwar A Hybrid Approach to Ground Speed Control of Large Wheel Loader with Engine at Full Throttle [J] SAE 971562 1~8
- [49] Shuiwen Shen Study on Intelligent Shift strategy with the man-machine Technology [J] SAE 973279 665~670
- [50] Tatsuyuki Ohashi, Syouji Asatsuke, and Hiroshi Moriya Honda ' s 4 Speed All Clutch Automatic Transmission [J] SAE 980819 1~9
- [51] Han-Sang Jo, Yeong- Park, Jang-Moo Lee et al A Study on the Improvement of the Shift Characteristics for the Passenger Car Automatic Transmission [J] Vehicle Design Vol.23 3/4 2000 307~328
- [52] Makoto Toyama and Yoshikazu Asai New Transmission Control System for Bulldozers [J] SAE 921689 481~489
- [53] Hal Holmelius. Sacania CAG-Computer-aided Gearshifting [J] SAE 861051 4.486~4.493
- [54] Maurizio Abate, et al Use of Fuzzy Logic for Engine Idle Speed Control [J] SAE 900594
- [55] Todd M. A. Three Dimensional Method for Determining Vehicle Load in a Powershift Transmission Application [J] SAE 952132 1~6
- [56] N. Narumi, H. Suzuki and R. Sakakiyama Trends of Powertrain Control [J] SAE 901154 1295~1305

#### 参考文献

---

- [57] Fereydoon Jamzadeh, Tung-Ming Hsieh and Keith Struthers Dynamic Simulation Modeling for Heavy Duty Automatic Transmission Control Development [J] SAE 922441 1~11
- [58] Zhejun Fzn, Yoram Koram and David Wehe Computerized Speed Control of Electric Vehicles [J] SAE 950955 1719~1724
- [59] Andrew W. Phillips and Dennis N. Assanis Development and Use of a Vehicle Powertrain Simulation for Fuel Economy and Performance Studies [J] SAE 900619 896~907
- [60] Kohei Kusaka and Yasunori Ohkura A Transmission Control System for Construction Machinery [J] SAE 901557 1~9
- [61] John J. Moskwa, Scott A. Munns and Zachary J. Rubin The Development of Vehicular Powertrain System Modeling Methodologies: Philosophy and Implementation [J] SAE 971089 1~9
- [62] Toshimichi Minowa, Hiroshi Kimura, Junichi Ishii and others Smooth Gear Shift Control System Using Estimated Torque [J] SAE 941013 165~172
- [63] Bangjie Luo and Jiong Wang On Dynamic Characteristics and Electronic Control of Chinese City Bus Powertrain Consisting of Hydro-Dynamic Transmission with Lock-up Clutch [J] SAE 962174 69~75
- [64] Jiong Wang, Bangjie Luo and Guihe Qin A Synthetic Control Method for Hydrodynamic transmission with Lock-up Clutch for Chinese City Bus [J] SAE 962175 77~80
- [65] T. W. Megli, M. Haghgooye and D. S. Colvin Shift Characteristics of a 4-Speed Automatic Transmission [J] SAE 1999-01-1060 315~327

## 攻读硕士期间发表的学术论文及科研成果

已发表论文：

杨镝 赵丁选 虚拟设备驱动程序 VxD 技术在工程机械实验系统的应用 工程机械 2002. 11

参加的科研项目：

参加国家自然科学基金项目 ( 59705005 ) “ 工程车辆液力机械传动系统的电子节能控制研究 ” 及教育部骨干教师基金项目 “ 提高工程车辆液力机械传动系统动力性与经济性的电控方法研究 ” 的研究。

## 致 谢

首先，向我的导师赵丁选教授致以衷心的感谢。在论文的研究过程中，赵老师对我的工作给予了悉心指导、热情关怀和大力支持。赵老师严紧的学风、渊博的学识、广阔的视野、不断进取的精神无不深深地感染着我，将使我终生受益。

此外，在论文研究过程中，我还得到了黄海东、宫文斌、丁德胜、巩明德、马文星、吕景忠等老师的支持与帮助，在此深表谢意。

最后，我要感谢在论文研究过程中给予我帮助的同学们。他们是：戴群亮、王卓、陈宁等博士，姜阔、倪涛、魏中奎等硕士。



## 摘 要

论文题目：工程车辆自动变速技术研究

专 业：机械电子工程

指导教师：赵丁选

本文结合国家自然科学基金项目(59705005)“工程车辆液力机械传动系统的电子节能控制研究”及教育部骨干教师基金项目“提高工程车辆液力机械传动系统动力性与经济性的电控方法研究”,主要以提高 ZL50 轮式装载机的动力性与经济性为目的,对 ZL50 轮式装载机的自动换挡规律进行了如下理论分析和实验研究。

### 一. 综述了车辆自动变速的产生发展过程

由于车辆行驶的环境复杂、多变,一般来说,发动机提供的扭矩、转速不能满足车辆驱动力的需要。故此需要由传动系统通过改变传动比,调节、改变发动机的性能,来适应所需驱动力的变化。经过一百多年的发展,目前主流自动变速器大致可分为 3 种:液力自动变速器(AT)、电控机械式自动变速器(AMT)和机械无级变速器(CVT),随着信息技术革命的到来,自动变速技术正向着智能化、一体化的方向发展。实现车辆自动变速能够消除驾驶员换挡技术的差异性,提供更好的传动比转换性能,减轻驾驶员劳动强度、提高生产率,减少了废气排放。

### 二. 分析了工程车辆传动系统特性

由于液力机械传动(AT)具有自动适应负载以及减振的特点,所以目前工程车辆的传动系统以液力机械传动为主。它主要由发动机、液力变矩器、电控液动机械式有级变速器、前后驱动桥组成。由于工程车辆作业条件与作业工矿复杂、多变,以及柴油机怠速不稳、易于超速的缺点,所以工程车辆一般采用全程调速柴油机作为动力源。车辆的动力性、经济性、和排放污染在很大程度上取决于发动机与变矩器的共同工作是否良好,一台性能良好的发动机和一台性能良好的液力变矩器,如果匹配不当,并不能使车辆获得良好的燃油经济性、

动力性和低排放污染。由于发动机的输出轴与变矩器的输入轴（泵轮）直接相连，所以发动机与变矩器的共同工作的条件是，发动机输出扭矩、转速与变矩器泵轮扭矩、转速分别相等。

### 三. 通过理论与实验结合的方法获得工程车辆自动换挡规律

与许多其它智能化装置相似，车辆自动变速系统也是由软件和其实现硬件组成的，并且是在它们的相互促进、相互影响中发展的。自动换挡规律就是自动变速系统的软件。车辆自动变速系统硬件大致包括：换挡控制器、控制参数传感器、换挡规律选择机构、换挡执行机构、换挡品质控制机构。车辆自动换挡规律一般是以计算机程序的形式保存在电子控制单元的存储器中的。

#### 1. 效率换挡规律

由于 ZL50 轮式装载机采用了液力机械传动传动效率比较低，故此引出了以提高其传动系统效率为目的的效率自动换挡规律。这种规律提高了 ZL50 轮式装载机传动系统效率，从而兼顾了动力性与经济性。ZL50 轮式装载机传动系统中除液力变矩器以外的其它部分都是机械传动，它们的效率比较高并且效率变化小。只有液力变矩器的效率低、且变化大。所以，应该以 YJ355 液力变矩器作为主要研究对象，通过换挡提高其效率，来提高整车效率。

#### 2. 最佳动力性规律

ZL50 轮式装载机采用了 4D180 有级变速器，在相同车速不同挡位下，变速器输出扭矩是不同的。那么，在发动机、变矩器和变速器共同工作条件下，以变速器输出扭矩最大为目标函数就可以求得最佳动力性规律。

#### 3. 两种规律的进一步探讨

无论发动机还是变矩器，它们的动态特性与稳态特性是不同的。而以上两规律都是在稳态特性的基础上获得的，没有实现动态 3 参数换挡，所以在实际作业中，以上两规律并不能达到理论上应该达到的水平。

在作业工况，装载机除给传动系统提供动力外，还要给工作泵提供动力完成铲装作业，那么实际传递给传动系统的动力要小于发动机输出动力。对于动力规律，它是以保证传动系统输出最大动力为目的的，所以它直接受动力输入变化的影响。但是，从动力规律的推导过程可以看出，上述最佳动力性规律并没有考虑这一点。对于效率规律来说，它是以保证变矩器的效率最高为目的，所以它并不受其影响。

### 四. 对实验用 ZL50 轮式装载机进行了换挡品质实验研究

由实验可知，ZL50 装载机纵向冲击度并不大。这主要是因为，在换挡执

行机构的过渡过程中,结合离合器油压增长过程比较合理。同时可知,在从开始换挡到传动系统稳定后这大约一秒时间过程中,无论是升挡还是降挡,速度都有一个比较大的降低。这是 ZL50 轮式装载机冲击主要来源之一,主要是因为分离离合器油压降低过快,致使动力瞬间中断造成的。可通过改变分离离合器油压变化过程来进一步提高其换挡品质。

#### 五. 对效率换挡规律自动变速台架实验

通过台架实验证明了自动换挡实验系统能够实现自动换挡,保证变矩器效率保持在一个比较高的水平上。从而可以证明效率换挡规律是可行的、有效的。同时也证明了实验中采取的避免换挡循环的方法(换挡延时、换挡死区)是行之有效的。

关键词:工程车辆、液力机械传动、自动换挡、换挡规律、换挡品质、虚拟设备驱动程序(VxD)

## Abstract

Title: Study on Automatic Transmission Technology of Construction Vehicle

Major: Mechtronic Engineering

Advisor: Prof. Zhao Dingxuan

Under the project (No.59705005) of National Foundation for Natural Sciences: Study on Construction Vehicle Electronic Control for Saving Energy and the project of Leading Teacher Foundation of Ministry of Education: Study on Improving the Performance of Drive and Economy of AT System of Construction Vehicle, taking ZL50 Wheel Loader as the research object, aiming at improving the performance of drive and economy of it, this dissertation is the research of pure theory and experiment.

### 1. The Sum of The Development of Automatic Transmission

Because of variety of tasks and the badness of working condition, generally speaking, the torque and speed supplied by engine can't meet the demand. So by adjusting the ratio of transmission to improve the performance of engine, the transmission is used to adapt the change of drive. After 100-year development, at present there are mainly three kinds of transmission: AT, AMT, CVT, and with the advent of "IT Revolution", the intellectualized and integrated control is the trend of automatic transmission. Automatic transmission can avoid difference of drivers, supply better performance of ratio conversion, alleviate intension of work, improve productivity and cut down pollution.

### 2. The Characteristic of Powertrain of Construction Vehicle

At present because of the function of shock absorption, construction vehicle mainly introduce AT system. The powertrain mainly consist of engine, hydrodynamic torque converter, transmission and drive bridge. Because of

variety of tasks, the badness of working condition, unstable low speed and incline of overspeed, construction vehicle usually use diesel engine with fullscale actiyator as power source. The performance of drive and economy of vehicle rest with whether the engine work very well with torque converter. If they didn't work very well together, one engine of great performance and one torque converter of great performance couldn't has great performance of drive and economy. Because the output spindle of engine is directly connected with the input spindle of torque converter, when engine work together with torque converter the output speed and torque of engine should equal the input speed and torque of converter.

### 3. Study on Shift Schedule

#### Efficiency Shift Schedule

Because of the low efficiency, the efficiency shift schedule aiming at raising the efficiency of ZL50 wheel loader is put forward. This kind of schedule raise the efficiency of powertrain of ZL50 wheel loader, so it improve the performance of drive and economy of the loader. Except for hydrodynamic torque converter, the other parts of the powertrain are mechanical tansmission, so they work with high and stable efficiency. Only do the converter work with low and unstable efficiency. So YJ355 hydrodynamic torque converter should be the main research object. In order to raise the efficiency of the whole loader, the efficiency of the converter should be raise.

#### Optimal Drive Schedule

Because ZL50 wheel loader introduce 4D180 transmission, when it is in the state of the same speed and different gear position, the output torque of transmission are different. So on condition that engine, converter and transmission work together, taking the maximum of the output torque of transmission as target function, the optimal drive schedule can be obtained.

#### Further Study on the Two Schedule

The static characteristic of both the engine and the torque converter are different from their dynamic characteristic. But the above mentioned two schedule are based on static characteristic and don't apply dynamic

3-parameter shift, so in practical work the two schedule can't work as well as result in theory.

In practical work, loader supply some pump besides powertrain power, so the power to powertrain is less than the output of power of engine. For the optimal shift schedule, it aim at suppling the greatest drive, so it is directly affected by change of input drive. But it can be known from process of induction that the optimal shift schedule don't count this point. For the efficiency shift schedule, it aim at ensuring the greatest efficiency of torque converter, so it isn't affected by it.

#### 4. Experiment on Shift Quality

It is learnt from the experiment that the impact of ZL50 wheel loader isn't too big. It is mainly because the changing process of pressure of clutch is reasonable in the shifting process. Meanwhile, whether gearing up or gearing down, during the about one second shifting process, the speed drop drastically, which the impact of ZL50 wheel loader mainly come from. It is mainly because that the clutch disconnect so quickly that drive discontinuity occur. Shift quality can be improved by adjusting the changing process of pressure of clutch.

#### 5. Test-Bed Experiment of Efficiency Shift Schedule

Experiment prove that automatic transmission test system can automatically shift and maintain torque converter working within high level. Furthermore, the efficiency shift schedule is proved to be workable. Meanwhile, the method—Shift Delay and Shift Blind Range, which is used to avoid shift cycle, are proved to be workable.

**Keywords:** Construction Vehicle, Hydrodynamic Transmission, Automatic Transmission, Shift Schedule, Shift Quality, VxD