

本书出版由上海汽车工业教育基金会资助

现代汽车柴油机电控系统

杨杰民 郑霞君 编著

上海交通大学出版社

内 容 提 要

本书介绍了现代汽车柴油机电控技术的发展背景,阐明了面对能源和环境问题日益严峻的挑战,只有采用电控技术才能取得汽车柴油机动力性、经济性、排放和噪声指标等的全面优化。

本书对现代汽车柴油机电控技术发展中的各个层面做了全面的分析,使读者能比较完整地地了解现代汽车柴油机电控技术逐步走向成熟的过程。本书用了相当多的篇幅阐明了现代汽车柴油机电控系统的控制任务和系统的配置,详细介绍了各组成部分的结构和工作原理。

本书既可作为大专院校汽车工程、汽车运用工程、内燃机工程、交通运输工程及有关专业的选修课教材,又可作为从事上述专业工作的工程技术人员参考书。

书 名：现代汽车柴油机电控系统

作 者：杨杰民 郑霞君

出版社：上海交通大学出版社

ISBN 7-313-03023-1

中图分类号 U.106

开 本：1/16

定 价：19.00

前言

20 世纪 80 年代以来,以微机为控制单元的电控技术在汽车发动机上广泛应用并逐步形成现代汽车发动机电控系统,这是一个多世纪来汽车发动机发展史上又一个新的里程碑。它使困扰着以内燃机为主要动力的现代汽车发展的节约能源和控制排放这两大难题,有了一条比较满意的解决途径。

现代汽车发动机电控技术首先是在轿车汽油机上得到应用的,经过三十多年的发展,迄今为止已取得了令人瞩目的技术成就,电控系统已成为现代轿车汽油机上的标准设备。90 年代中期以来,随着我国轿车工业的快速发展,相当一部分国产轿车已经采用了电控汽油机。此外,在吸收、消化引进技术的基础上,我国汽车发动机电控技术的自主开发已列入科技发展规划,并已在一些科研院所、高校和大的企业集团进行实质性的开发工作,各高等院校的相关专业也相继开设有关课程,有关汽车汽油机电控技术的出版物可以说是琳琅满目。

然而,对于现代汽车发动机大家庭中的另一重要成员——柴油机来说,情况却有些不同。由于起步较晚和技术上的难度更大,迄今为止电控技术在现代汽车柴油机上的应用还未能像在汽车汽油机上那么广泛。不过,近几年来,随着发达国家(特别是欧盟国家)柴油轿车在全部轿车中所占份额的不断增加,电控汽车柴油机也是异军突起,技术上也有所突破,特别是以基本改变了传统燃油喷射系统组成和结构为特征的高压电控共轨式燃油喷射系统的出现,表明了汽车柴油机电控技术正在走向成熟。当前,在发达国家中,电控技术不仅在重型汽车柴油机上,而且在轿车柴油机上已经进入了比较成熟的实用化阶段。

我国是一个柴油机生产大国,由于历史的原因,柴油机在我国国民经济中一直扮演着极为重要的角色,柴油机在各种车辆动力中所占的比重也相当可观。同时,经过半个多世纪的积累,我国在汽车柴油机研究和开发、设计和制造上已具有一定的规模和基础,而所拥有的人才资源更是不可忽视。在跨入 21 世纪的今天,随着我国汽车工业的持续高速发展,轿车进入家庭的步伐加快,在解决节约能源和控制排放这两大问题的过程中,必将促进柴油轿车在我国的发展和使用,而汽车柴油机电控技术在我国无疑也将得到迅速的发展、推广和应用。

我国有关决策部门早在“九五”规划中就已把开发以微机为控制单元的现代汽车用柴油机电控系统作为重要内容,并已组织力量攻关,迄今为止已取得了一些阶段性的成果。在“十五”规划中,将进一步加大投入力度,采取引进技术、联合开发和自主开发等各种方式,使规划得以尽早实现。

然而,国内现有公开出版的教材和专业书刊中,有关汽车柴油机电控技术方面

的内容还很少见,更未见到专门介绍汽车柴油机电控技术的出版物。这种状况显然不能适应当前我国汽车工业发展和汽车教育发展的形势,也无法满足广大读者学习和了解汽车柴油机电控技术的迫切需要。为此,作为多年从事汽车柴油机工程实践的科技工作者和汽车发动机教学实践的高等学校教师,编著者觉得有责任和义务编著本书,以填补这一不应有的空白,并以此“抛砖引玉”,使更多更好的关于汽车柴油机电控技术的出版物问世。正是在这样的背景和指导思想下,编著者总结多年来在上海工程技术大学汽车工程学院开设汽车柴油机电控技术课程的实践,在收集了大量 20 世纪 90 年代以来,特别是近五年来国内外汽车柴油机电控技术最新发展的资料的基础上,花了近一年的时间完成了本书的编著。

本书对现代汽车柴油机电控技术的发展背景做了介绍,在对传统的机械式柴油机控制系统的各种功能和有关装置进行回顾的基础上,分析其功能的局限性,实现多参量实时检测与调控的不可行性,以及难以面对能源和环境问题日益严峻的挑战的现实,阐明只有采用电控技术和其他相关技术,整合为现代汽车柴油机电控系统,才能实现在各种工况下,对汽车柴油机的运行进行全方位的控制,取得动力性、经济性、排放和噪声指标等的全面优化。

本书对现代汽车柴油机电控技术从第一代到第二代发展中的各个层面作了全面的分析,使读者能比较完整地了解现代汽车柴油机电控技术逐步走向成熟的过程。本书用了相当多的篇幅阐明了以微机为控制单元的现代汽车柴油机电控系统的控制任务和为完成这些任务对系统所作的配置,详细介绍了系统各组成部分的结构和工作原理。

此外,本书还以 20 世纪 90 年代以来国内外典型的汽车柴油机电控系统为例,向我国读者提供了迄今为止最为完整和丰富的现代汽车柴油机电控技术的内容以及尽可能新的信息和资料。这不仅可以大大丰富现有的有关汽车柴油机电控技术的课程的教学内容,而且也可从事现代汽车柴油机电控系统研究开发的科技人员提供一份极有实用价值的参考资料。

由于现代汽车发动机要求的是多参数和多目标的控制,使得具有非线性、时变性、多层次、多因素、变结构、大滞后和不确定性等为特点的发动机控制很难用简单、精确的数学模型来描述。经典的控制方法已不能满足对发动机实施所需要的控制的要求了。计算机技术的飞速发展和广泛应用推动了新的控制理论与策略(或称算法)的形成和发展;而这些新的控制理论与策略在现有的有关柴油机电控技术的出版物中是很少读到的,为此,本书概要介绍了 20 世纪 60 年代后形成的、以状态空间法为本的时域分析方法发展起来的微机控制理论与策略(包括最优控制理论、自适应控制理论、自学习控制理论、预测控制理论和模糊控制理论等),作为附录 1,以满足对此感兴趣的读者的需要。

现代汽车中除了柴油机电控系统外,以微机为控制单元的其他控制系统越来越多,控制内容也越来越多,各控制单元间进行信息交换的要求越来越高,为此在

现代汽车中出现了能实现众多的检测与控制数据信息交换的数据通信网络,这就是被称为“控制器局域网”的 CAN 系统。它和发动机电控系统有着十分密切的联系,为了使读者对其功能有一个基本的了解,本书在附录 2 中对它做了简要的介绍。

本书编著时力求内容充实,结构严谨。以“讲透原理,弄清结构”为宗旨,以可读性好为原则,尽量避免繁复的、理论性很强的推导,而代之以简洁明了的阐述,从而能更好地为具有一定相关专业知识的广大读者服务。它既可作为大专院校汽车工程、汽车运用工程、内燃机工程、交通运输工程以及有关专业的选修课教材和各种汽车发动机电控技术高级培训班的培训教材,又可作为从事上述专业工作的工程技术人员参考书。

本书由杨杰民和郑霞君合作编著。其中,第 4 章中的部分内容及第 5 章中的主要内容由郑霞君编著,其余部分由杨杰民编著,全书由杨杰民统稿。

本书在编著过程中,参考了大量的有关著作、资料、样本和说明书,在此向有关作者、编者和资料的提供者表示真诚的感谢。

本书的出版是上海工程技术大学“汽车发动机电控技术”课程建设的一个成果,为此,编著者谨向学校领导和汽车工程学院的领导及同事们表示衷心的感谢,正是在他们热情的支持和鼓励下,本书的编著工作才能得以顺利完成。

本书的出版得到了上海汽车工业教育基金会的资助,在此特表最深切的感谢。

现代汽车柴油机电控技术是一门技术含量较高,学术范围较宽,并且是正在发展和不断更新的技术。编著者学识有限,水平有限,疏漏、谬误和不足之处在所难免,还望广大读者不吝赐教,批评指正。

编著者

2002 年 1 月于上海工程技术大学

目 录

第 1 章 汽车柴油机电控技术的发展·····	1
1.1 发展背景 ·····	1
1.2 现代汽车柴油机电控系统发展现状 ·····	9
第 2 章 柴油机燃油喷射系统概述 ·····	15
2.1 柴油机燃油喷射系统的基本任务·····	15
2.1.1 理想的柴油机供(喷)油速度特性·····	15
2.1.2 传统柱塞式直列泵的供油原理和供油特性·····	16
2.1.3 分配式喷油泵的供油原理和供油特性·····	19
2.1.4 供(喷)油正时控制与提前器·····	21
2.1.5 转速控制与调速器·····	22
2.1.6 喷油器·····	24
2.2 现代汽车柴油机燃油喷射系统的分类·····	24
2.3 燃油喷射控制的内容和控制方式的发展·····	27
第 3 章 燃油喷射控制 ·····	30
3.1 循环供(喷)油量的控制·····	30
3.1.1 传统的控制方法·····	30
3.1.2 第一代电控方法·····	31
3.1.3 第二代电控方法·····	43
3.2 供(喷)油正时的控制·····	46
3.2.1 传统的控制方法·····	46
3.2.2 第一代电控方法·····	48
3.2.3 第二代电控方法·····	55
3.3 供(喷)油速率和供(喷)油规律的控制·····	56
3.3.1 传统的控制方法·····	56
3.3.2 第一代电控方法·····	64
3.3.3 第二代电控方法·····	68
3.4 喷油压力的控制·····	71
3.4.1 传统的控制方法·····	71
3.4.2 第一代电控方法·····	72
3.4.3 第二代电控方法·····	72

第 4 章 其他控制	74
4.1 怠速控制	74
4.1.1 怠速转速的控制	74
4.1.2 怠速时各缸均匀性的控制	75
4.2 进气控制	76
4.2.1 进气管节流控制	76
4.2.2 可变进气涡流控制	77
4.2.3 可变配气正时控制	78
4.3 增压控制	80
4.3.1 废气旁通控制	81
4.3.2 涡轮通流面积控制	82
4.4 排放控制	89
4.5 起动控制	92
4.6 故障自诊断和失效保险功能	95
4.6.1 故障自诊断	95
4.6.2 失效保险	98
4.6.3 OBD - I 系统和 OBD - II 系统	99
第 5 章 汽车柴油机电控系统的组成	100
5.1 传感器	100
5.1.1 负荷传感器	100
5.1.2 反馈控制用油门位置传感器	104
5.1.3 曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器	105
5.1.4 供(喷)油正时传感器	109
5.1.5 共轨系统燃油压力传感器	113
5.1.6 空气流量计	114
5.1.7 进气压力传感器	119
5.1.8 温度传感器	120
5.2 电控单元	121
5.2.1 电控单元的组成和工作原理	121
5.2.2 软件	124
5.2.3 电控单元的外围设备	125
5.2.4 工作流程	125
5.2.5 工作条件	126
5.2.6 电源	126
5.3 执行器	128
5.3.1 线性螺线管和电磁阀	129
5.3.2 伺服式电磁阀	133

5.3.3	转动式螺线管	134
5.3.4	动圈式线性螺线管	135
5.3.5	步进电动机	137
5.3.6	电控泵喷嘴	139
5.3.7	电控共轨式喷油系统中的喷油器	140
5.3.8	电控高压共轨式喷油系统中的高压供油泵	145
5.3.9	执行器的发展方向	147
第 6 章	典型的现代汽车柴油机电控系统	148
6.1	日本电装 ECD 系统	148
6.2	德国 Bosch EDC 系统	156
6.3	美国 Stanadyne PCF 系统	161
6.4	德国 Bosch EDR 系统	167
6.5	美国 Caterpillar HEUI 系统	171
6.6	日本电装 ECD - U2 系统	176
6.7	德国 Benz/ Bosch CR 系统	179
6.8	意大利 Fiat/ 德国 Bosch Unijet 系统	181
6.9	英国 Delphi CR 系统	182
附录 1	汽车柴油机电控控制策略概述	184
1.	过程控制的基本概念	184
2.	汽车柴油机电控系统控制策略	187
3.	控制策略的发展方向	196
附录 2	CAN 系统简介	198
参考文献		201

第 1 章 汽车柴油机电控技术的发展

1.1 发展背景

自 1897 年 Rudolf Diesel 发明的第一台柴油机诞生至今,柴油机已经历了一个多世纪的发展。其间,每隔三十年左右,柴油机技术就出现一次飞跃。20 世纪 20 年代中期以德国 Bosch 公司为代表推出的机械式喷油系统代替了蓄压式供油系统,使柴油机在车辆上的应用成为可能。50 年代初出现的废气涡轮增压技术,使柴油机的升功率有了大幅度的提高,奠定了它作为中、重型车辆上几乎不可替代的动力装置的基础。80 年代以来,以微机为电控单元的电控技术在柴油机上应用并逐步形成现代汽车柴油机电控系统,使柴油机在动力性、经济性、排放及噪声指标等各个方面具有了更强的竞争能力,柴油机技术的发展进入了一个新的历史阶段。

和现代汽车汽油机电控技术发展的背景一样,电控技术在柴油机上的应用也是在为解决当代困扰内燃机发展的能源和环保两大难题的需求下,在电控技术飞速发展的支撑下实现的。从 60 年代末就已开始的汽油机电控技术的应用,以及现代汽车汽油机电控系统发展的日趋成熟,也为现代汽车柴油机电控系统的发展提供了宝贵的经验。

另一方面,80 年代以来,现代汽车柴油机电控技术的快速发展,也是在汽车动力,特别是在轿车和轻型车动力领域内,柴油机和汽油机激烈竞争的结果。

尽管柴油机热效率可高达大约 42%(汽油机在最佳工况下也只能达到 36%左右),燃油经济性好(燃油耗率通常要比汽油机低 20%左右),但由于其升功率低、比质量大、振动和噪声大、起动性能差、价格又高,而汽油机具有高的升功率、低的比质量、低的制造成本和低的噪声,因而在相当长的时间内,除出租车外,在轿车和轻型车领域内应用很少。在轿车和轻型车动力中,汽油机所占的比例一直处于首位。全世界汽油机每年产量高达 3000 万台以上,为柴油机总产量的 4 倍。

20 世纪 70 年代两次石油危机使人们对于节能的重要性有了新的认识,同时对汽油机 CO 和 HC 排放量的限制日趋严格,使轿车和轻型车柴油化很快提到议事日程上来。国外各大汽车公司和研究所对轿车和轻型车柴油机的发展作了很大的投入。采用顶置凸轮轴、分配式油泵、分隔式燃烧室、自然吸气或涡轮增压、排量为 1.4~2.5L 的轿车柴油机,成为 70 年代末日本的五十铃、丰田和日产公司,80 年代初德国的 Benz 和 BMW 公司等先后形成的柴油轿车系列中的动力。这些轿车柴油机缩小了与轿车汽油机的升功率、比质量、振动和噪声等方面的差距。图 1-1 所示为轿车柴

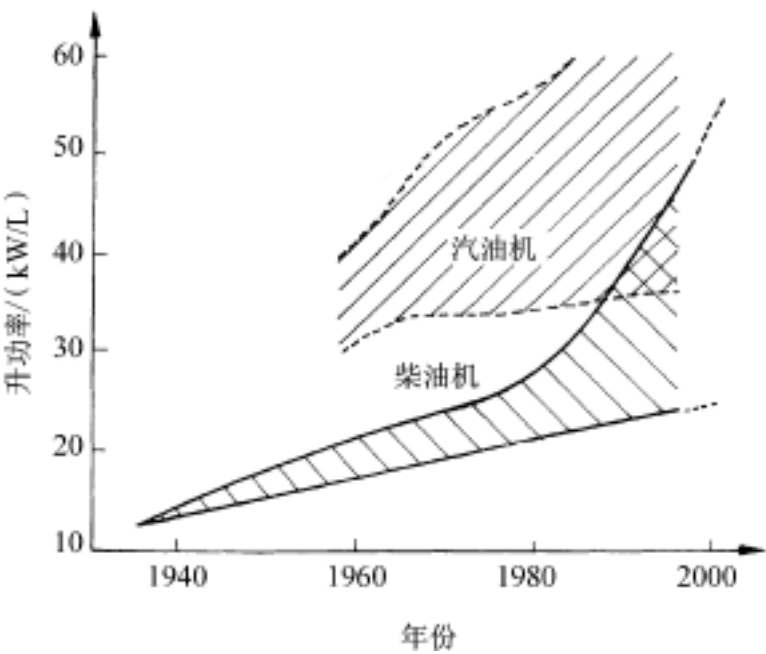


图 1-1 轿车柴油机与汽油机升功率发展的趋势

油机与汽油机升功率发展的趋势。柴油机在轿车和轻型车动力中所占的份额逐年增多,图1-2所示为 1980 年以来欧洲生产的柴油轿车所占比例的发展趋势,图 1-3 所示为世界范围内柴油汽车的发展趋势。

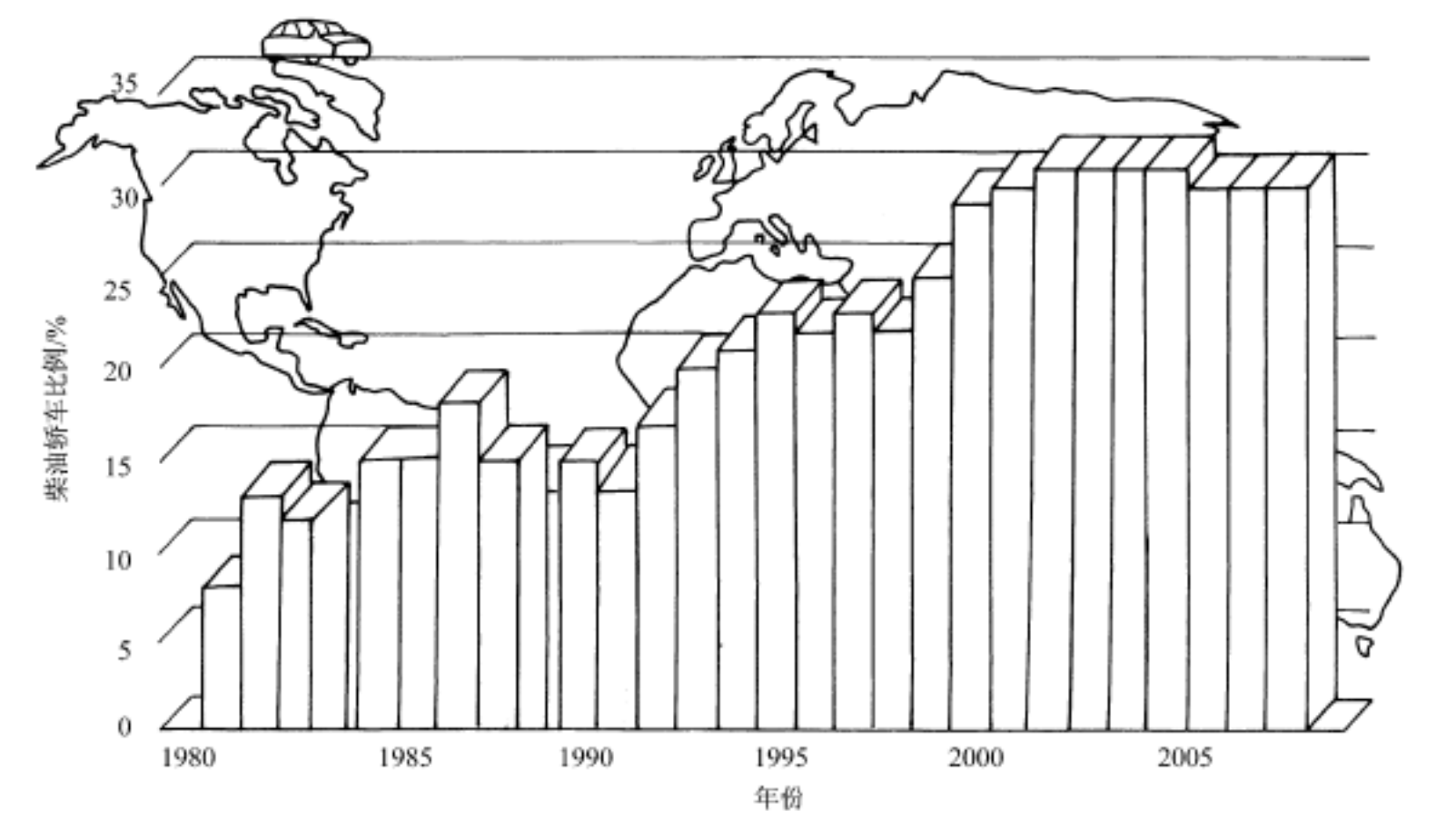


图 1-2 1980 年以来欧洲生产的柴油轿车所占比例的发展趋势

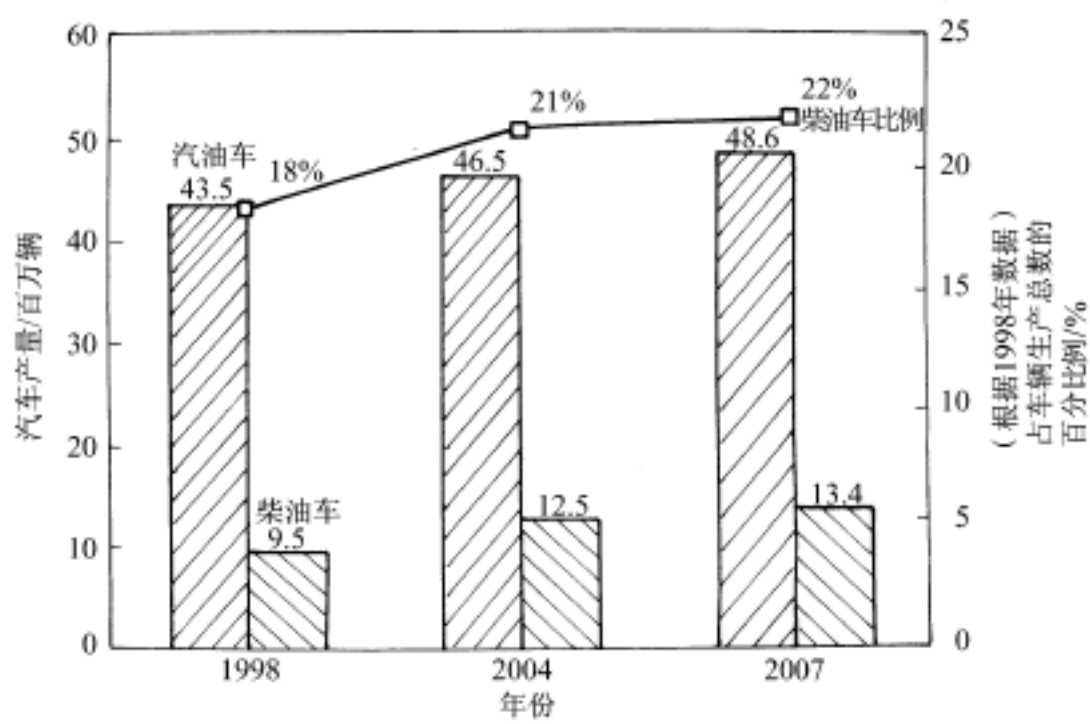


图 1-3 世界范围内柴油汽车的发展趋势

80 年代中期后采用电控技术、增压技术和三元催化反应器使轿车和轻型车汽油机的燃油经济性有了很大的改善,升功率进一步提高,HC、CO 和 NO_x 的排放量均可满足日趋严格的排放法规要求。相反,柴油机却面临日趋严格的排放法规对 NO_x 和颗粒排放量限制的挑战。这是因为,在未作净化处理的条件下,由于过量空气系数较大,柴油机的燃烧通常较汽油机充

分,CO 和 HC 的排放量远较汽油机少,NO_x 排放量约为汽油机的一半,但颗粒(包括碳烟)排放量则是汽油机的 30~60 倍。由于广泛采用电控技术和三元催化反应器等各种净化措施,在发达国家中,现代轿车和轻型车汽油机到 20 世纪末已具有了实现上述三种有害气体接近零排放的可能。而柴油机由于是富氧燃烧,不能使用三元催化器。为减少 NO_x 的排放量,较有效的方法是采用废气再循环(EGR)技术,但它会使经济性受到影响。而颗粒被证明是对人类健康极有害的一种排放物,其中可溶性高分子有机物中 90% 以上是致癌物质,而 90% 以上颗粒的直径小于 1μm,可长期悬浮于大气中,不仅可被直接吸入人体,而且可通过食用受颗粒侵害的动植物食品后进入人体。因此,降低颗粒排放成为轿车和轻型车柴油机面临的重大课题。然而,为降低颗粒排放而采取的机内措施往往和降低 NO_x 的排放有矛盾。解决柴油机 NO_x 和颗粒排放问题以满足如图 1-4 所示的日趋严格的排放法规所具有的难度,在很大程度上影响了柴油机在轿车和轻型车上的应用。加上汽油价格的明显回落,用柴油机作为轿车和轻型车动力的前途又面对新的考验。例如在德国,80 年代中期柴油轿车的保有量曾经占轿车总保有量的 25% 左右,而到了 80 年代末,却下降到了 10% 以下。

但是,近 20 年来全世界气温上升,气候变异,而积累在大气层中的 CO₂ 的量日益增多是造成地球“温室效应”的重要原因。从对南极冰层中的气泡的分析结果所得到的如图 1-5 所示的过去两百多年中大气中 CO₂ 浓度的变化情况显示,近四十年来大气中 CO₂ 的浓度迅猛增加。研究表明,当大气中 CO₂ 的浓度从 300ppm(1ppm = 10⁻⁶) 增加到 600ppm 时,地球表面平均气温将会升高 2.4℃。如果 CO₂ 的浓度按现在的每年 0.7ppm 的速率增加,到 21 世纪中叶,地球上的冰层将会融化掉一半,后果不堪设想。石油是当前世界上应用最多的能源,作为石油制品的燃油完全燃烧后的产物主要就是 CO₂ 和水蒸气,1kg 燃油完全燃烧后会产生大约 3kg 的 CO₂,每年因此而排入大气的 CO₂ 已超过 50×10⁸ t。汽车是使用燃

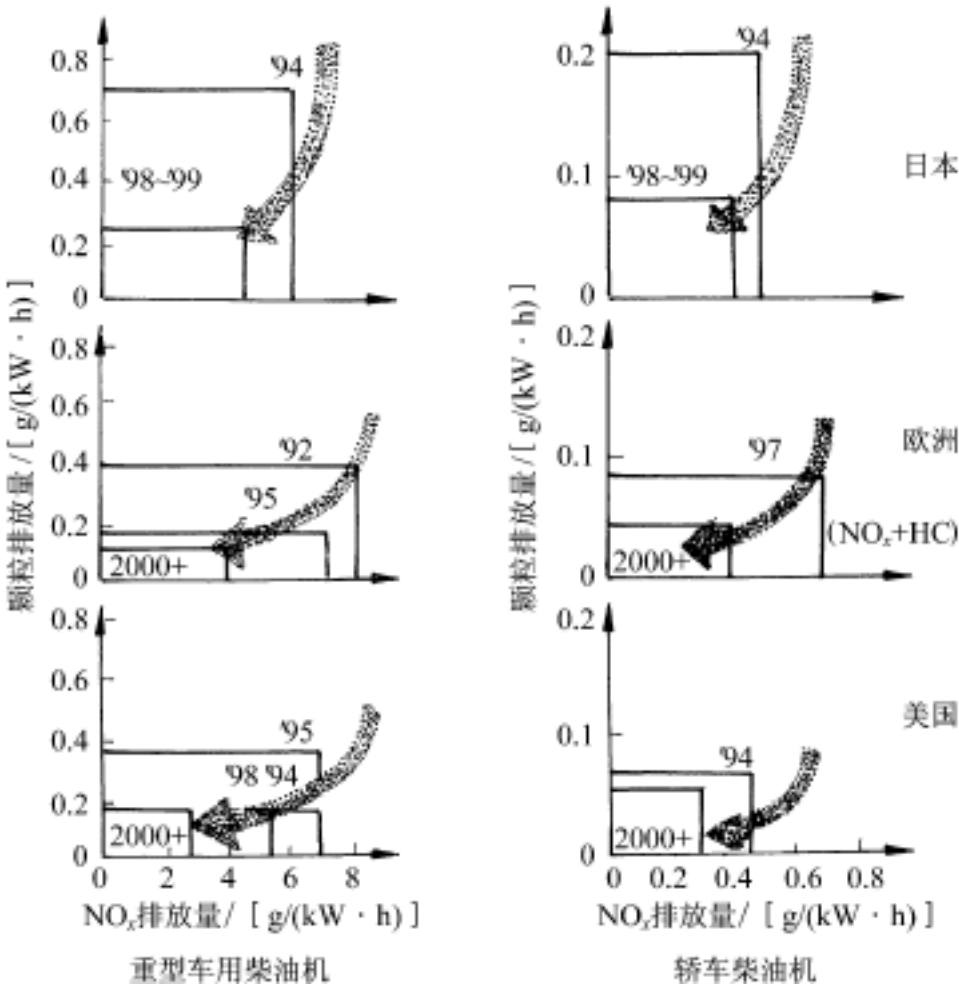


图 1-4 车用柴油机排放法规日益严格的趋势

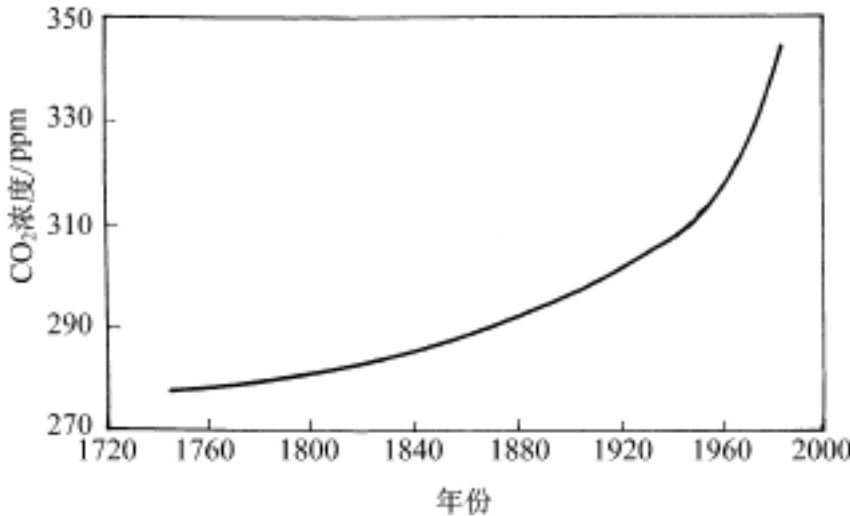


图 1-5 过去两百多年来大气中 CO₂ 浓度的变化

油的大户,而轿车和轻型车在汽车中所占的比例又最大,所以,减少轿车和轻型车燃油的使用量就是减少 CO₂ 的排放量。为此,制定法规来限制汽车 CO₂ 的排放量已刻不容缓。1997 年 12 月,130 多个国家和地区的代表在日本京都“联合国京都会议”上通过的“京都议定书”规定,欧洲各国必须在 2010 年前将 CO₂ 和其他五种会引起“温室效应”的气体的排放量在 1990 年的基础上减少 8%。1998 年 10 月初,欧盟 15 国环境部长讨论和通过了一项由欧洲各国汽车生产厂家提交的环保计划。根据这一计划,在今后十年内,欧洲生产的汽车的 CO₂ 排放量将比 1990 年减少 15%。即到 2008 年将所生产的汽车的平均耗油量限制在每百公里 5.8 升以内。每辆新车每公里所排放的 CO₂ 从目前的 186g 减少到 140g,也就是要将汽车耗油量降低 25% 左右。任务是相当艰巨的。如前所述,柴油机由于其热效率高,其燃油耗率通常要比汽油机低 20% 左右,由此而带来的低的 CO₂ 排放量的优点就被凸显出来了。图 1-6 所示为在 FTP-75 实验循环中轿车发动机 CO₂ 排放情况。

然而,柴油机在与汽油机的竞争中,除了必须继续保持在燃油经济性方面的优势外,还必须在提高升功率、降低比质量,特别是在降低 NO_x 和颗粒排放,以及降低噪声等方面有较大的突破。

十多年来,由于燃烧过程的优化,材料的改进,特别是增压技术的成熟,使汽车柴油机的升功率有了明显的提高(参见图 1-1),增压和增压加中冷柴油机的升功率已达到或超过自然吸气汽油机,个别采用四气门的直喷式增压中冷柴油机的升功率已接近增压汽油机的水平(由于汽油机增压后升功率的提高最终要受到爆燃的限制,因而通过提高增压度来提高升功率对柴油机更为有利)。图 1-7 所示为 60 年来轿车柴油机升功率的提高过程。升功率的提高,轻质量设计技术的应用,材料和制造水平的提高,使比质量也有所下降,由汽油机派生的柴油机(相同缸心距)其总质量约为汽油机的 110%。

如上所述,现代汽车柴油机是以降低 NO_x 和颗粒排放、降低噪声和降低油耗为主攻目标的。然而影响和制约它们的因素太多,而且相互关系复杂,往往互相矛盾。而这些问题的处理通常归结为在一定约束条件下,使影响目标函数中各变量的参数最优化。例如,当目标函数为燃油耗率时,就需对各种工况下的循环喷油量、喷油正时、喷油速率、喷油压力、进气涡流、配气正时及涡轮喷嘴截面积等参数进行调节。而当柴油机工况改变或干扰进入时,就成为一个更复杂的动态最优化控制问题。

以喷油正时为例,由于它决定了上止点前喷入气缸的燃油量,影响了缸内最高燃烧压力和温度。通常提高燃烧压力和温度可改善柴油机的经济性,但会导致 NO_x 排放的增加。而独立

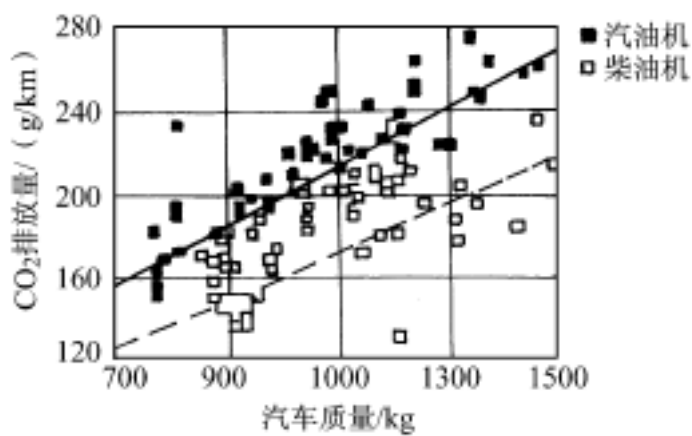


图 1-6 在 FTP-75 实验循环中轿车发动机 CO₂ 排放情况

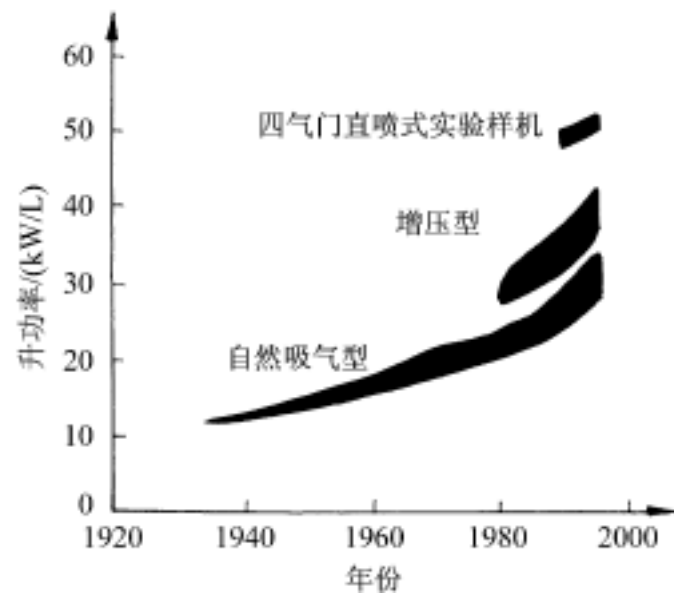


图 1-7 60 年来轿车柴油机升功率提高的过程

于转速与负荷之外的对喷油正时的精确控制,不仅可有效降低 HC、CO、NO_x 和颗粒的排放,改善噪声,还可抑制油耗的上升,是在改善燃油经济性、降低排放和降低噪声之间取得优化的关键。

再如,为适应日益严格的排放法规,必须在抑制 NO_x 排放的同时降低颗粒排放。由图 1-8 可以看出,从燃烧放热率的角度出发,为减少 NO_x 的排放量,必须抑制预混合燃烧;而为了降低颗粒排放量,则必须促进扩散燃烧。为达到图 1-8 所示的由虚线所描述的放热率的变化规律,抑制预混合燃烧和促进扩散燃烧,所能采取的措施如图 1-9 所示。喷油速率和与之相关的喷油规律得到合理控制后,更可以同时改善噪声、排放和燃油耗率。例如采用预喷射后,不仅可在不增加 NO_x 排放的情况下降低颗粒排放,而且还可改善低速扭矩和降低噪声。但预喷射量、预喷射与主喷射之间的时间间隔在不同工况下的要求是不一样的,这就要求有可变的预喷射控制能力。

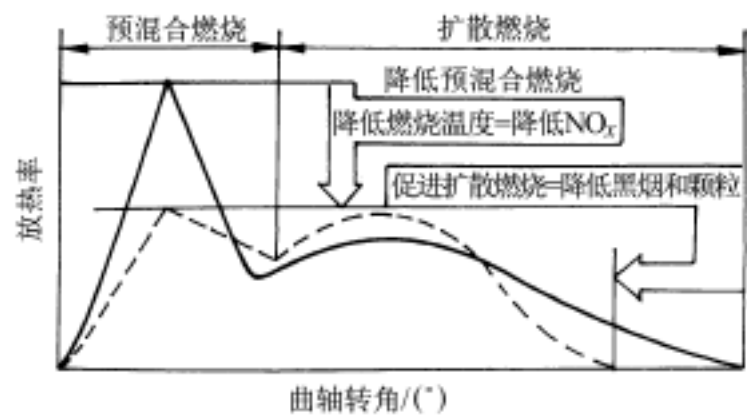


图 1-8 为抑制 NO_x 排放和降低颗粒排放所希望的燃烧放热率

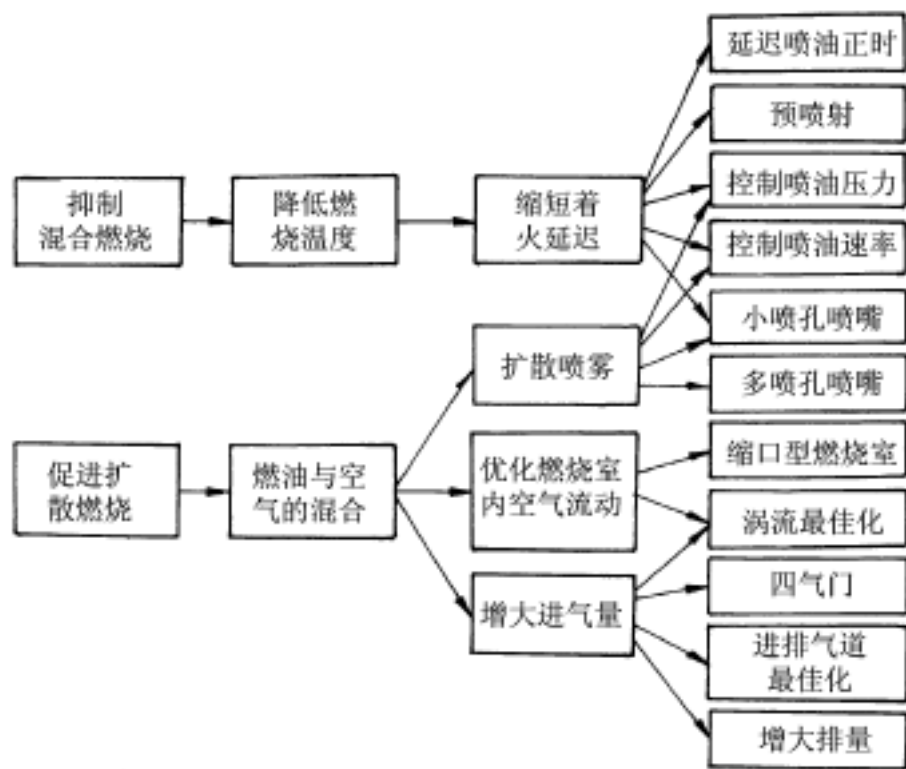


图 1-9 为抑制预混合燃烧和促进扩散燃烧所能采取的措施

提高喷油压力能使燃油流出的初速度加大,提高雾化质量,明显改善燃油和空气的混合,加快燃烧速度,不仅有利于提高发动机低转速时的扭矩,而且可使 HC、CO 和颗粒排放降低。同时,喷油压力提高后可以缩短燃烧延迟期,如采用减少先期着火时的喷油量,再结合喷油正时的推迟,就可显著降低 NO_x 的排放。从图 1-10 可以看出,为满足日益严格的排放法规(从满足 EURO1、EURO2 直到 EURO3)要求,喷油压力从 100MPa 升高到 120MPa,再升高到 180MPa。而为了满足 EURO4 甚至 EURO5 预计喷油压力达到或超过 200MPa 也已为期不远。因此,独立于转速与负荷之外的对喷油压力的精确控制是十分重要的。

此外,外界操作条件的变化或零部件的磨损等,都会引起对象特性的变化。因此要求柴油

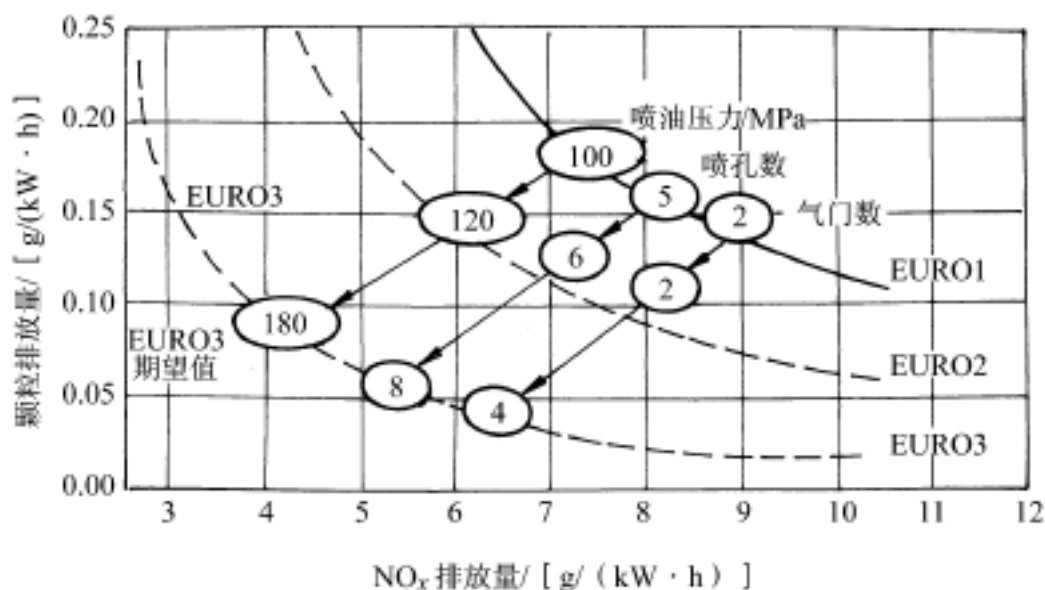


图 1-10 柴油机燃油系统改进对 NO_x 和颗粒排放的影响

机的控制系统能自动获取有关信息,并按预定的“希望性能”,对循环喷油量、喷油正时、喷油速率、喷油压力、进气涡流、配气正时等进行全面的柔性控制,保证系统在对象结构参数、初始条件变化或目标函数极值点漂移时,自动维持在最优运行状态。这样,单就对现代汽车柴油机燃油喷射系统的要求而言就是:在实现喷油量的精确控制的前提下,实现可独立于喷油量和发动机转速而加以选择的高压喷射,同时实现对喷油正时的柔性控制和对喷油速率的优化控制。

传统的机械式的控制方法显然是无法实现上述所要求的各种控制的,必须要有一个能实现复杂的、多参量的、高精度的而且能进行实时控制的柔性控制系统。

现代汽车汽油机电控技术的发展所提供的经验证明,只有在柴油机上应用以微机为电控单元的电控技术和其他相关技术,从系统的观点出发,对发动机的各种信息重新进行有机的组织和整合,实现在不同工况和各种环境下的最佳组合,达到整体最优化,才能满足汽车柴油机在提高动力性、降低燃油耗率、降低排放、降低噪声等各个方面越来越严格的要求。图 1-11所示为在一台非直喷式汽车柴油机上,仅仅喷油正时采用以微机为电控单元的电控技术与采用传统机械式调节,在排放和燃油耗率等方面的比较。

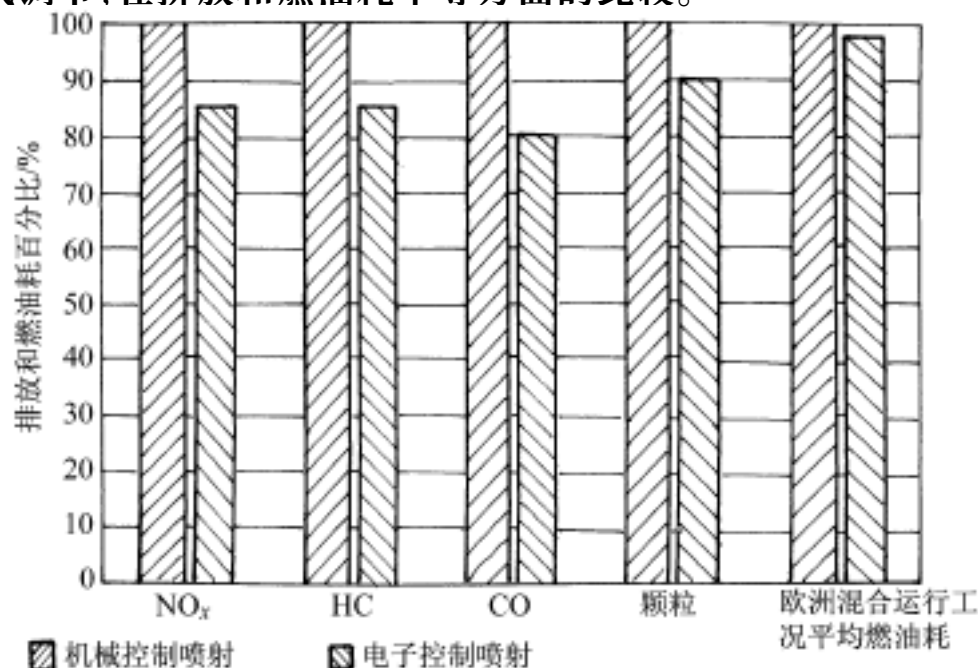


图 1-11 采用电控喷油正时在排放和燃油耗率方面取得的好处

上面所说的“希望性能”(即所希望达到的控制目标)只能在采用按各种现代控制理论和策略建立的数学模型,采用程序控制法(也称计算法)或由试验得到并由计算机“仿真”产生的脉谱图法(也称参考模型法)的基础上,由电控单元根据所获得的各种信息,进行处理,作出决策,向有关执行器发出各种指令,实现包括闭环控制、自学习控制或其他控制后(参阅本书附录1),才能实现。以汽车柴油机的循环供(喷)油量的控制为例,在采用程序控制法时,电控单元根据柴油机的转速和负荷信息,由主程序算出基本循环供(喷)油量,再根据各相关的传感器(如进气压力、进气温度等)信号,或计算或查取以表格形式存储在 ROM 中的相关参数的检索表和修正曲线,求得修正用的辅助循环供(喷)油量。总的循环供(喷)油量为基本循环供(喷)油量与辅助循环供(喷)油量之和。而所谓脉谱图法,就是用经过大量的柴油机台架试验测取的各种工况下(即各种转速和负荷下)的最佳循环供(喷)油量,绘制成三维图(也称三维脉谱图),以表格形式存储在 ROM 中。柴油机实际运行时,电控单元根据柴油机的转速和负荷信息,从脉谱图中查出该工况下的最佳循环供(喷)油量,再根据各相关的传感器(如进气压力、进气温度等)信号,查取同样以表格形式存储在 ROM 中的相关参数的检索表和修正曲线,求得修正用的辅助循环供(喷)油量,然后加上基本循环供(喷)油量,就得到了总的循环供(喷)油量。

20 世纪 90 年代以来,正是因为电控技术在柴油机上应用的日益增多,控制精度不断提高,控制自由度不断增多,控制功能不断扩大,加上增压技术和直喷式燃烧过程在小缸径柴油机上应用的逐渐成熟,以及多气门结构和高压喷射技术的实用化,才大大提高了轿车和轻型车柴油机的竞争力。电控技术在柴油机喷油系统中的应用经过了“位置控制”、“时间控制”等几个阶段的发展,特别是对循环喷油量、喷油正时、喷油压力和喷油速率均可控制的电控共轨式喷油系统的应用,使工作过程参数能在整个运行范围内得到优化。再加上 EGR 技术的不断完善,使 NO_x 和颗粒排放物的机内净化取得了明显的综合优化效果。此外,以 NO 催化热裂变为 N_2 和 O_2 的 Denox 催化技术的应用,具有再生能力的颗粒过滤器的应用,提高了 NO_x 和颗粒排放物的机外净化效果。上述措施使 NO_x 和颗粒排放问题已不再成为轿车和轻型车柴

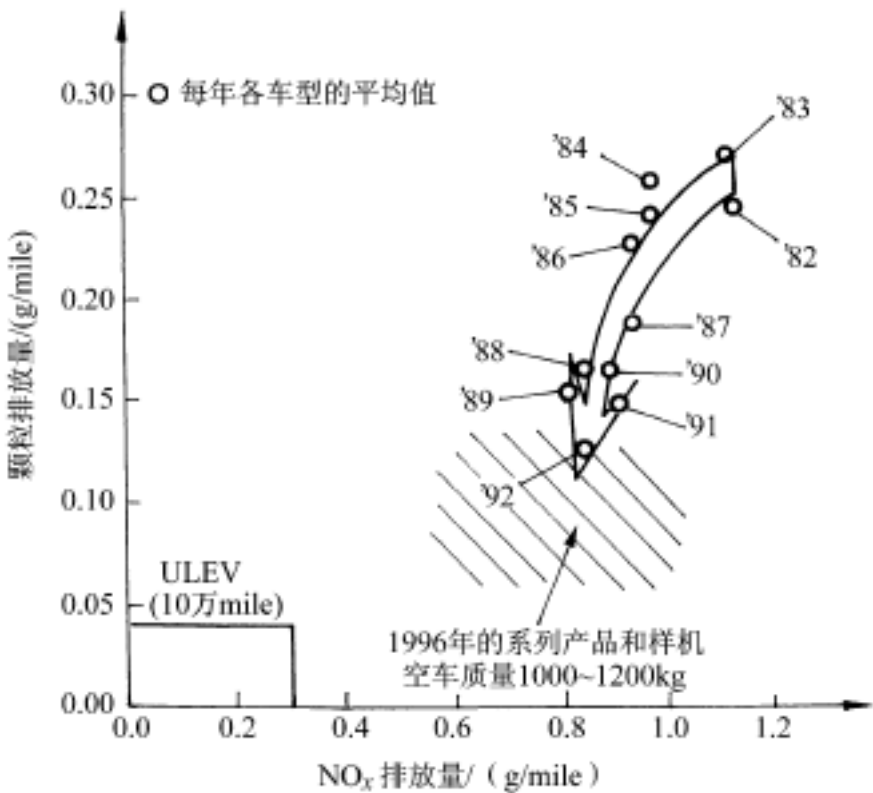


图 1-12 轿车柴油机 NO_x 和颗粒排放值降低的历程
(1mile = 1.609km)

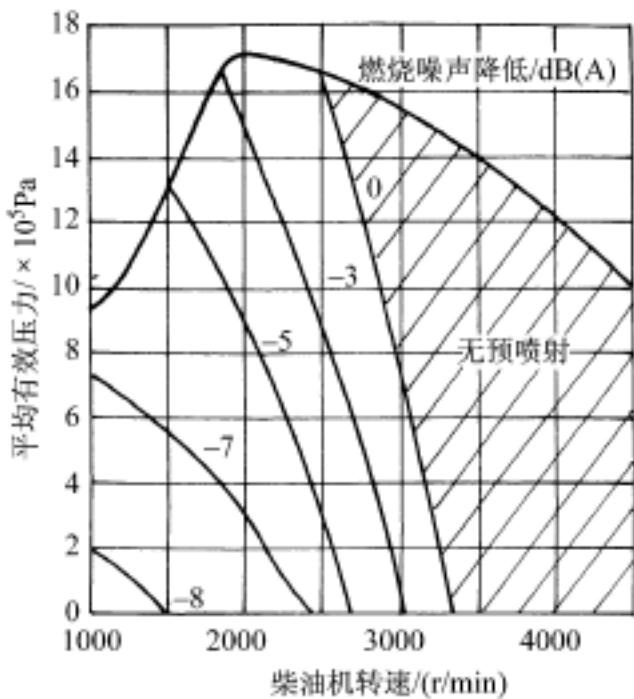


图 1-13 预喷射对燃烧噪声的影响

油机发展的拦路虎了。图 1-12 清楚地显示出,经过多年的努力,轿车柴油机 NO_x 和颗粒排放指标下降的趋势。有控制的、精确的预喷射和分段喷射的应用,不仅可降低 NO_x 排放和颗粒排放,而且如图 1-13 和图 1-14 所示,可减低噪声,改善低温起动性能,此外,还可改善低速扭矩特性。电控技术的应用使工作过程得到不断优化的另一直接结果是,燃油耗率的继续下降。一些先进的汽车柴油机的燃油耗率甚至已降至 $195\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 左右。图 1-15 显示了汽车柴油机在采用增压、增压中冷和电控喷油等各种技术后在 NO_x 排放下降的同时,燃油耗率逐渐下降的情况。从中可以看出采用电控喷油技术后的明显效果。目前,先进的柴油轿车的百公里油耗已降低至 3 升。1998 年德国大众汽车公司推出的以三缸 TDI 型柴油机为动力的、百公里耗油量为 3 升的“3 升微型车”受到了世人的瞩目,被业内人士预测为今后家用轿车发展的主流。同时,电控技术的应用还有效地改善了怠速性能和低速性能,改善了柴油轿车乘坐的舒适性。在此基础上,柴油轿车和轻型车正在逐年增加。2000 年欧洲轿车柴油化率达到了 27% (在欧盟市场份额中早在 1996 年就已从 1990 年的 14% 增加到 27% 了),预计到 2005 年将达到 30%。到 2003 年,西欧柴油轿车的年产量将接近 400 万辆,比 1989 年增长 82%。一向对发展柴油轿车保持低姿态的美国,到 2000 年也有 10% 的轿车动力采用柴油机。

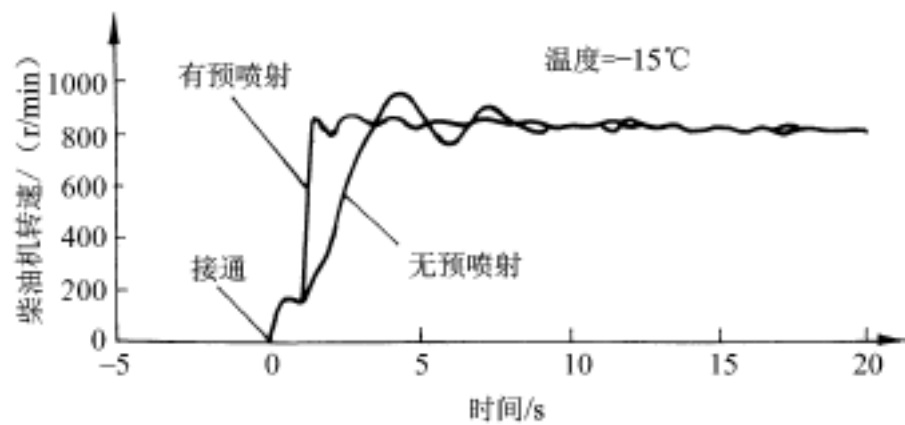


图 1-14 预喷射对冷起动性能的影响

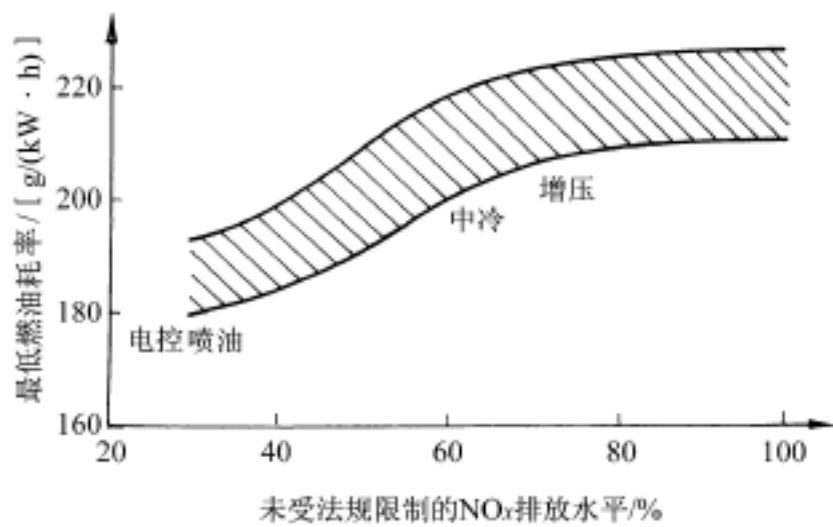


图 1-15 采用各种技术后在降低排放 NO_x 的同时降低燃油耗率

1 2 现代汽车柴油机电控系统发展现状

如上所述,现代汽车柴油机电控技术具有与现代汽车汽油机电控技术相同的发展背景。即面对无法回避的局部和全球性的环境和能源问题,要保持汽车柴油机的可持续发展,更充分发挥柴油机固有的优点(低油耗和低 CO_2 排放),使其在市场份额的竞争中处于比较有利的地位,以电控单元为核心的现代汽车柴油机电控系统的发展就是必然的。

汽车柴油机电控系统的任务就是对汽车柴油机中各种控制项目(其中包含各种控制内容)的组织和协调。与现代汽车用汽油机电控系统的发展过程相似,自 20 世纪 80 年代开始进入市场的以电控单元为核心的现代汽车柴油机电控系统也是随着控制项目的不断增多,控制任务从简单到复杂逐步发展起来的。即从仅具有循环供(喷)油量控制、供(喷)油正时控制等最基本的控制项目的燃油喷射控制扩展到包括对供(喷)油速率控制和喷油压力控制在内的多项目目标控制的燃油喷射控制;从单一的燃油喷射控制扩展到包括怠速控制、进气控制、增压控制、排放控制、起动控制、故障自诊断、失效保险、发动机与变速器的综合控制等在内的全方位控制。

1. 燃油喷射控制

电控汽车柴油机的燃油喷射控制主要包括循环供(喷)油量的控制、供(喷)油正时的控制、供(喷)油规律的控制、喷油压力的控制。此外还有柴油机低油压保护,增压器工作状况保护等。

1) 循环供(喷)油量的控制

电控单元以柴油机转速和负荷信息作为主控信号,按预设的基本循环供(喷)油量计算程序或三维脉谱图,确定基本循环供(喷)油量,并根据其他有关输入信号(如进气温度、进气压力等)加以补偿和修正,最后确定总的循环供(喷)油量。

2) 供(喷)油正时的控制

电控单元以柴油机转速和负荷信息作为主控信号,按预设的基本供(喷)油正时三维脉谱图,确定基本供(喷)油正时,并根据其他有关输入信号(如进气温度、进气压力等)加以补偿和修正,并根据曲轴位置信号,最后将各缸供(喷)油正时控制在一个最佳时刻。

3) 供(喷)油速率和供(喷)油规律的控制

电控单元以柴油机转速和负荷信息作为主控信号,按预设的程序确定最佳的供(喷)油速率和供(喷)油规律。

4) 喷油压力的控制

电控单元以柴油机转速和负荷信息作为主控信号,按预设的程序确定最佳的喷油压力。

5) 柴油机低油压保护

柴油机机油压力过低时,电控单元根据机油压力传感器来的信号减少循环供(喷)油量,降低转速并报警;当机油压力降至极限值以下时,则切断燃油供应,以保护柴油机。

6) 增压器工作状况保护

当增压压力因增压器超速而过高,并造成中冷器压力太高或气缸内爆发压力过高或超过极限时,电控单元根据增压压力传感器来的信号减少循环供(喷)油量;而如果因增压压力过低,造成空气量不足使排气温度过高时,电控单元根据增压压力传感器来的信号减少循环供(喷)油量,并报警。

2. 怠速控制

电控汽车柴油机的怠速控制主要包括怠速转速的控制和怠速时各缸均匀性的控制。

1) 怠速转速的控制

怠速工况时,电控单元以柴油机转速和负荷信息作为主控信号,同时参照冷却液温度、进气温度、空调离合器开关情况等信息,按预存的相对于所要求的怠速转速的怠速循环供(喷)油量脉谱图,确定循环供(喷)油量,并通过各种反馈信息,对怠速循环供(喷)油量进行反馈控制,使怠速转速得以稳定。

2) 怠速时各缸均匀性的控制

在各缸工作行程中,精确测定曲轴转速,由电控单元算出怠速时各缸循环供(喷)油量的偏差,然后进行补偿调节。

3. 进气控制

电控汽车柴油机的进气控制主要包括进气管节流控制、可变进气涡流控制和可变配气正时控制。

1) 进气管节流控制

电控单元以柴油机转速和负荷信息作为主控信号,控制进气管中节流阀的开度,以满足高、低转速工况时对进气流量不同的要求。

2) 可变进气涡流控制

电控单元以柴油机转速和负荷信息作为主控信号,按预存的最佳进气涡流比脉谱图对进气涡流强度进行控制,以满足高、低转速工况时对进气涡流强度不同的要求。

3) 可变配气正时控制

电控单元以柴油机转速和负荷信息作为主控信号,按预存的各种工况下的最佳配气相位图对配气正时进行控制,以满足不同工况时对配气正时不同的要求。

4. 增压控制

电控汽车柴油机的增压控制主要包括废气旁通控制和涡流通流面积的控制。

1) 废气旁通控制

电控单元以柴油机增压压力信息作为主控信号,结合其他有关信息,控制废气旁通阀的开启或关闭,使废气涡轮增压汽车柴油机在低速时响应性好,扭矩特性不变差,而高速时又能满足功率大的要求。

2) 涡流通流面积的控制

电控单元以柴油机转速和负荷信息作为主控信号,结合增压压力、冷却液温度等信息从相关脉谱图中得到目标增压压力,然后通过对涡轮进口面积或涡轮喷嘴截面的控制来改变涡轮通流面积(低工况时和高工况时分别缩小和增大涡轮通流面积)。从而在不损害高工况经济性的前提下,扩大低燃油耗率的运行区,增大低速扭矩,提高加速性能,降低排放和噪声。

5. 排放控制

电控汽车柴油机的排放控制主要是废气再循环(EGR)控制。电控单元以柴油机转速和负荷信息作为主控信号,经过查看 EGR 率与发动机转速、进气量的三维脉谱图和计算修正,输出适当占空比脉冲电压,控制 EGR 真空电磁阀通电时间,进而控制 EGR 阀开度,以调节 EGR 率。

6. 起动控制

起动时,电控单元根据柴油机冷却液温度,决定电热塞或进气预热塞是否点燃和决定通电

持续时间。当点燃指示灯熄灭,表示起动条件已具备,点燃 起动开关转到‘ 起动 ’位置,发动机起动。起动完成后或需中断起动时,则自动将电源切断。此外,起动控制还包括起动阶段循环供(喷)油量(起动油量)和起动时供(喷)油正时的控制。

7 . 故障自诊断、失效保险

当柴油机或电控系统出现故障时,电控单元将会点亮仪表板上的指示灯,提醒驾驶员注意,并存储故障信息。检修时,通过一定程序,可将故障代码及有关信息资料调出。当电控单元出现故障时,电控单元内的备用电路可使系统进入失效保险程序的控制状态,让车辆低速开到最近的维修站检修。

8 . 柴油机与变速器的综合控制

在汽车上采用电控自动变速器时,将柴油机电控单元与自动变速器电控单元合在一起,实现柴油机与变速器的综合控制,以大大改进变速性能。

图 1-16 所示为德国大众汽车公司 1 .9L TDI 增压中冷直喷式轿车柴油机上的 Bosch MSA6 电控系统的方框图。

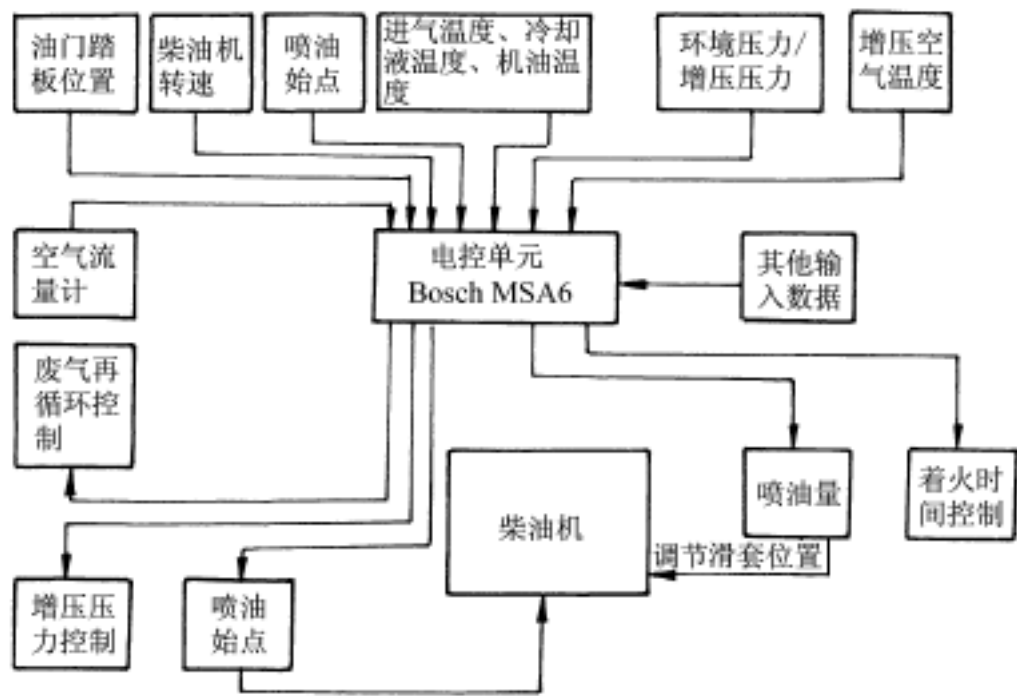


图 1-16 德国 Bosch MSA6 电控系统方框图

由于汽油机电控技术的发展要早十多年,因此,在现代汽车柴油机电控技术发展的过程中,从一开始就吸收了前者发展成功的大量经验,少走了很多弯路。但是,柴油机使用的是较难挥发而较易自燃的柴油,是在压缩接近终了时才靠喷油设备装置将柴油在高压下以高速喷入燃烧室的,成雾状的柴油迅速与气缸内高温、高压的并在进气和压缩行程中形成涡流的空气混合。由于混合时间极短,混合气浓度随时间和地点而异。这种不均匀的混合气在高温高压下自行着火燃烧(自燃)。所以,柴油机燃烧过程的好坏其关键在于燃油喷射系统、燃烧室形状及燃烧室中空气运动三者之间是否互相配合。因而,其燃烧过程的组织较汽油机更为复杂。单以燃油喷射来说,就必须按柴油机各种工况的需要将定量的燃油、用合适的喷油压力、在适当的时刻、以所要求的喷油速率和合理的空间形态喷入燃烧室,即必须对循环喷油量、喷油正时、喷油压力、喷油速率和油束的空间形态等多方面实行有效控制。同时,柴油喷射与汽油喷射相比不仅同样有高频及脉动的性质,而且喷射压力要比汽油喷射高几百倍,甚至上千倍。此外,柴油机的速度特性具有比汽油机差的耐扰动性,又比汽油机具有更强的时变性和非线性

性,例如,在受到外界扰动、负荷发生变化时,如果循环供(喷)油量没有反馈控制,柴油机的转速会不断漂移,这样就使控制系统的设计难度更大。柴油机又是一种包含比汽油机更多种时间延迟的系统,例如,从喷油泵循环供(喷)油量控制执行机构的运动到柴油机转速的改变就有一个纯时间的延迟,这种延迟随柴油机转速的升高而减少,而且是非线性的。因此,就以最重要的燃油喷射控制而言,不论是控制策略的运用、控制系统的设置,还是系统组成部分的结构等,都要比汽油机的燃油喷射控制复杂得多,其发展速度也相对比较缓慢。例如,早期的电控燃油喷射系统都采用了“位置控制”,保持了传统的脉冲高压供油原理,只是通过以微机为核心的控制单元对位置伺服机构进行控制,改变油量调节齿条(直列泵)或油量调节滑套(VE型分配泵)等的位置,用以调节喷油泵的循环供油量。但由于位置伺服机构执行频率响应慢,控制频率低,控制精度不稳定,经过了近十年的发展,到90年代初,“时间控制”式电控燃油喷射系统开发成功,采用了新型高速强力电磁阀代替传统的油量调节齿条(直列泵)或油量调节滑套(VE型分配泵)等,直接对高压燃油进行数字式的高频调节,由电磁阀的关闭时刻和闭合持续时间决定循环供(喷)油量和供(喷)油正时。尽管如此,这种“时间控制”式电控燃油喷射系统仍保持了传统的脉冲高压供油原理。直到90年代中期,一种新型的电控共轨式燃油喷射系统问世,抛弃了传统的脉冲高压供油原理,采用“时间-压力控制”式燃油计量原理,通过对公共油轨中油压的连续控制和各缸喷油过程的电磁阀控制相结合的方式实现对循环喷油量的控制,才使柴油机的电控燃油喷射技术进入了一个新的发展阶段。

现代汽车柴油机电控技术还面临着许多课题需要解决,特别是当采用高压电控喷油时,柴油机电控系统的成本几乎占发动机成本的一半。尽管如此,只有使电控技术在汽车柴油机上得到最广泛的应用,才能面对越来越严格的排放法规的挑战,对于这一点已成为业内人士的共识。著名的英国 Ricardo 公司对高速直喷式柴油机要达到欧3、欧4和欧5排放标准提出了如表1-1和表1-2所列的条件和要求,从这些条件和要求中可以清楚地看出电控技术所占的份量。表1-3则列出了欧美几家主要的汽车公司为达到欧4排放标准而提出的几种高速柴油机设计方案,其中燃油喷射无一不采用电控燃油喷射系统。因此,近几年来柴油机电控系统的发展势头是令人瞩目的。以柴油汽车用得最多的欧洲为例,由于欧洲道路车辆用多缸柴油机从2000年开始执行欧3排放标准,电控技术已在需满足欧3标准的柴油机上普遍使用,一些研究机构和大的厂商则早已着手研制满足欧4排放标准的电控柴油机,现在,电控共轨系统和电控单体泵系统在多缸柴油机上的应用已明显增多。继日本电装公司、德国 Bosch 公司、德国 Simmens 公司、美国 BKM 公司和美国 Sturman 公司后,英国 Delphi Diesel Systems 公司(即被美国 Delphi 公司在2000年1月收购的原英国的 Lucas Varity 公司)从2000年9月起也开始批量生产电控共轨燃油喷射系统,成为世界上又一家电控共轨燃油喷射系统的专业生产厂。

我国对现代柴油机电控技术的研究和开发尚处于起步阶段,目前还主要集中在对柴油机电控喷射系统的研究与开发上。清华大学、吉林工业大学、北京理工大学、天津大学、上海交通大学、华中理工大学、山东工业大学、长春汽车研究所、无锡油泵油嘴研究所、70研究所等高等院校和研究所自20世纪90年代后相继分别在循环供(喷)油量和供(喷)油正时的“位置控制”、“时间控制”以及“共轨式系统”等各个方面进行了开发和试验研究工作,并取得了一些成果。1999年,我国第一汽车集团公司无锡油泵油嘴研究所购买了美国 BKM 公司的 Servojet 系统的专利技术,采用了贵航集团红林机械厂制造的柱塞泵、高速电磁阀和压力阀,开发了电控增压共轨式喷油系统,与无锡柴油机厂合作,已在 CA6110 型增压中冷柴油机($D=110\text{mm}$,

$S = 125\text{ mm}$, $P_e = 125\text{kW}$ (2600r/ min 时))上成功地进行了试验。此外,贵州柴油机厂在 6135 型车用柴油机上、潍坊柴油机厂在 Steyr WD615 .67 型柴油机上也先后进行了电控共轨式喷油系统的试验。上海柴油机股份有限公司、玉林柴油机厂等也在近几年开始了电控柴油机的研发工作。

为贯彻《中华人民共和国环境保护法》和《中华人民共和国大气污染防治法》,我国关于汽车排放标准已陆续出台,根据我国新的汽油车排放法规,目前已执行相当于欧 1 的排放法规,到 2005 年,我国将开始执行相当于欧 2 的排放法规,预计到 2008 年将开始执行相当于欧 3 的排放法规。尽管我国目前对柴油车的排放法规还仅出台了《柴油车自由加速烟度的排放标准》,汽车柴油机的排放法规还很不完整,但是,这种局面不可能维持太久,特别是我国正式进入世界贸易组织(WTO)后,汽车柴油机排放法规必将日趋完善,并很快与国际接轨。因此,在未来 5~10 年内,对汽车柴油机电控技术的研究和相应产品的开发必将成为我国汽车柴油机技术领域中的一个热点,这将大大促进我国汽车柴油机产品的更新换代,为在未来不长的时期里参与国际竞争奠定坚实的基础。

表 1-1 高速直喷式柴油机达到欧 3、欧 4 和欧 5 排放标准所需的条件

系统组合	欧 3	欧 4	欧 5
四气门缸盖	不用	推荐	用
双进气道	不用	推荐	用
Ricardo 涡流比	1.8~2.2	1.5~2.0	1.5~2.1
可变涡流	不用	推荐	用
变涡流范围	1.8~3.0	1.5~3.0	1.5~3.1
涡流气道	不用	用	用
压缩比	19	17~18	17~18
可变气门定时	不用	不用	可能
EGR	用	用	用
电控 EGR	用	用	用
冷却 EGR	可能	用	用
可变喷嘴截面涡轮增压器	可能	用	用

表 1-2 高速直喷式柴油机达到欧 3、欧 4 和欧 5 排放标准对燃油喷射系统的要求

系统类型	欧 3	欧 4	欧 5
共轨系统	用	用	用
最高压力/ MPa	140~160	160~180	160~180
预喷射能力	用	用	用
后喷射能力	不用	可能	用
多次喷射能力	不用	可能	用
电控单体泵	用	用	用
最高压力/ MPa	200	220	230
预喷射	用	用	用

(续表)

系统类型	欧 3	欧 4	欧 5
后喷射	不用	不用	有限
电控分配泵	用	用	可能
最高压力/ MPa	180	185	185
预喷射/ 后喷射能力	有限	有限	有限

表 1-3 欧美几家主要的汽车公司为达到欧 4 排放标准而提出的几种高速柴油机设计方案

阶 段	发动机	燃油系统	后处理	主要公司
B 阶段	1~1.3L 直喷式 中冷,三至四缸, 70mm 缸径,四 气门; < 70mm 缸径, 两气门,铸铁机 体/ 铝机体	共 轨 140 MPa, 电 控 单 体 泵 (两 气 门 机) 160 MPa	催 化 剂 30 ~ 40g/ ft ³ 铂	Mercedes VW Ford Fiat
C 阶段	1~1.7L, 直 喷 机,增压中冷(部 分可变喷嘴截 面),四气门或两 气门,铝机体	共 轨 140 MPa, 电 控 单 体 泵 200 MPa	被 动 DeNO _x 催 化 剂 70 ~ 90g/ ft ³ 铂,颗粒过滤 器(欧 4 不需要)	PSA VW Fiat Mercedes
C/ D 阶段	1.6 ~ 2L 直 喷 式,增压中冷带 可变喷嘴截面涡 轮,四气门,铝机 体	共 轨 160 MPa, 电 控 单 体 泵 220 MPa	被 动 DeNO _x 颗 粒 过 滤 器 (欧 4), 主动 DeNO _x	VW BMW Mercedes PSA
D/ E 阶段	2~4L 直 喷 式, 增压中冷带可变 喷嘴截面涡轮, 四气门,铝机体	共 轨 180 MPa, 电 控 单 体 泵 220 MPa	主 动 DeNO _x 颗 粒 过 滤 器 (欧 4)	VW Mercedes BMW

注: 1ft³ = 2.83 × 10⁻² m³。

第 2 章 柴油机燃油喷射系统概述

现代汽车柴油机电控系统中最重要的和最基本的控制内容就是燃油喷射的控制。其基本任务是保证可燃混合气的形成和燃烧过程能在最有利的条件下进行,使柴油机在动力性、经济性、排放和噪声指标等各个方面获得综合优化的效果。

在详细阐述柴油机燃油喷射的控制之前,首先对汽车柴油机传统的机械式燃油喷射系统及其工作特性作一简单的回顾。这里所说的“传统的机械式燃油喷射系统”就是指迄今为止应用最为广泛的喷油泵-高压油管-喷油器系统(简称泵-管-嘴系统)。

2.1 柴油机燃油喷射系统的基本任务

柴油机燃油喷射系统的基本任务就是要根据柴油机输出功率的需要,在每一循环中,将精确的油量,按准确的喷油正时,以足够高的喷射压力,将柴油以喷雾状喷入柴油机燃烧室。可完成这些任务的除了燃油箱、燃油滤清器、低压输油泵、低压和高压油管外,最主要的就是各种形式的供(喷)油量装置。对于传统的柴油机燃油喷射系统来说,最基本的供(喷)油装置包括决定循环供(喷)油量和供(喷)油正时的、带供油提前器和调速器的各种形式的喷油泵(例如柱塞式直列泵或分配泵)和促使喷雾形成的喷油器。

2.1.1 理想的柴油机供(喷)油速度特性

对于汽油机来说,除了缸内直接喷射式汽油机(GDI)外,通常进气时吸入的是汽油与空气的混合气,在点火前,气缸内可燃混合气的浓度差不多是均匀的,空燃比控制范围很小,过量空气系数 λ 在1.0附近变化。表征输出功率的是靠进气管中节气门开度来调节的进入气缸的每循环混合气量,这也就是所谓的“量调节”。而柴油机进气时吸入的是空气,柴油是在活塞压缩行程即将结束时喷入气缸并与气缸内的高温高压空气形成混合气,混合气的燃烧是靠“压燃”而不是“点燃”,而且是边喷、边混、边烧。为了使燃烧在上止点附近迅速完成,喷油时间极为短促,一般全负荷供油持续时间只有 $15^\circ\sim 35^\circ\text{CA}$ (对一台转速为 3000r/min 的柴油机来说,只有 $0.83\sim 2.0\text{ms}$)。因此,混合气浓度不仅随时间迅速变化,而且在燃烧室各处分布也不均匀。为了使柴油与空气充分混合,必须采用较大的空燃比。而为了提高空气的利用率,又必须将空燃比限制在一定的范围内。为了充分利用空气,各工况下的空燃比通常决定于该工况下排气开始冒烟时的空燃比,一般选择柴油机的最大循环供(喷)油量相当于使 λ 位于1.0(此时输出扭矩最大)和2.0(此时燃油消耗率最低)之间。由于柴油机进气管中没有节气门,没有节流作用,因此,对自然吸气的柴油机来说,各种转速下进入气缸的循环空气量基本上可看作是不变的,输出功率大小则由每循环喷入气缸内的燃油量来调节,也就是所谓的“质调节”。为了使汽车柴油机具有较好的扭矩适应性和工作稳定性,即在柴油机转速因负荷增大而下降时,输出扭矩能增大,我们希望供(喷)油装置的循环供(喷)油量(用 Δg 表示)随转速变化的特性能与柴油机的充气效率 η 随转速变化的特性相适应。 $\Delta g = f(n)$ 的特性称为供(喷)油装置的供(喷)

油速度特性。图 2-1 所示为按冒烟特性确定的理想的供(喷)油装置速度特性曲线,它与 $\eta = f(n)$ 的曲线的变化大体上是协调一致的,这样就可使各种转速下的空燃比大致相同。这也就是说,在一定的转速范围内,转速因负荷增大而下降时,循环供(喷)油量反而会较快地增加,这样理想的速度特性曲线可使柴油机具有较好的扭矩适应性和工作稳定性。

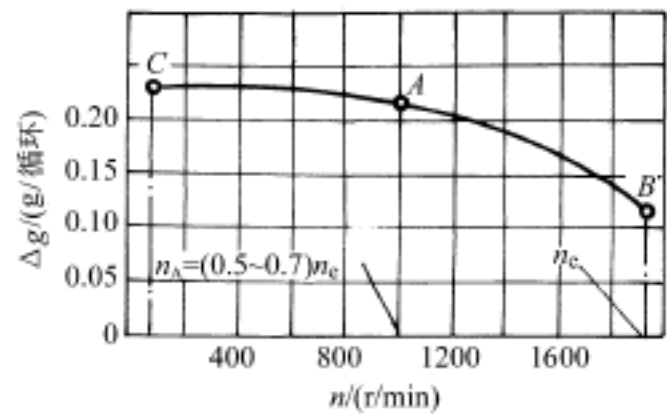


图 2-1 按冒烟特性确定的最佳喷油泵速度特性

2.1.2 传统柱塞式直列泵的供油原理和供油特性

自 20 世纪 20 年代德国 Robert Bosch 公司首创柱塞式直列泵(简称直列泵或合成泵)以来,这种由发动机曲轴带动凸轮轴驱动的直列泵被广泛应用于车用柴油机上。

图 2-2 和图 2-3 所示分别为直列式喷油泵的基本结构和泵油原理。在规定的供油时刻,

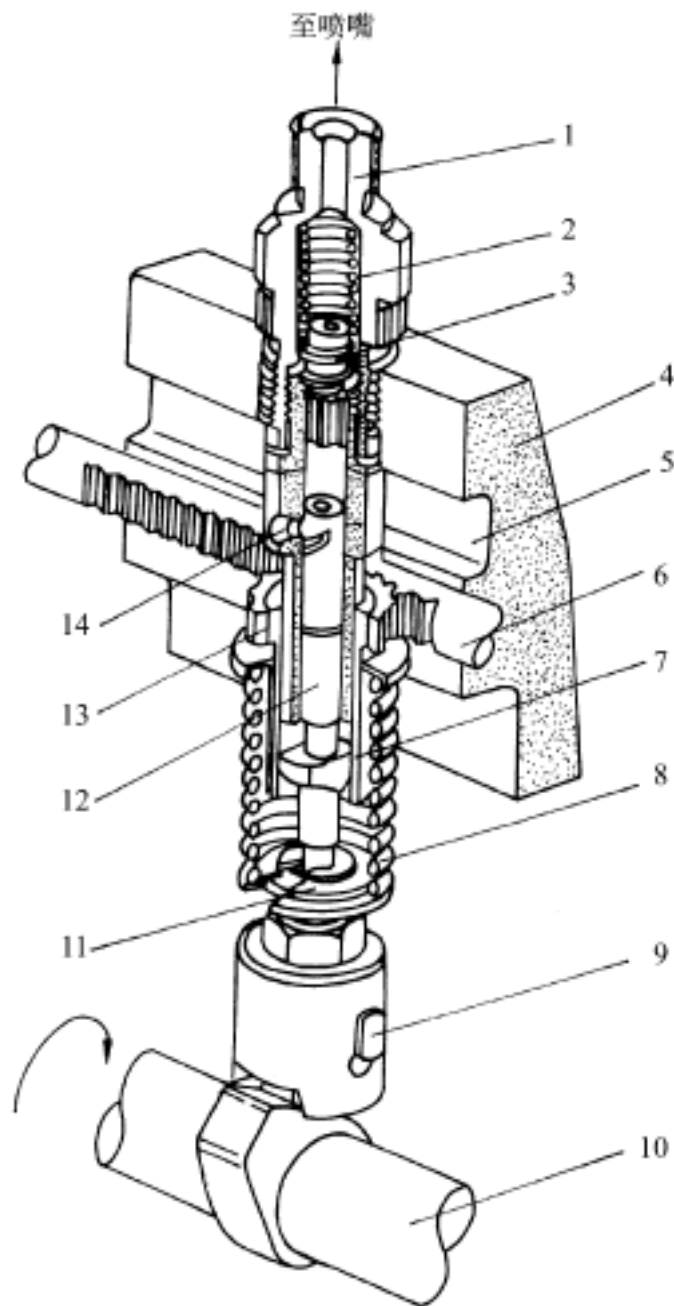


图 2-2 柱塞式直列泵结构图

- 1 - 出油阀接头;2 - 出油阀弹簧;3 - 出油阀偶件;4 - 喷油泵体;5 - 低压腔;6 - 齿杆;7 - 柱塞套筒;
8 - 柱塞弹簧;9 - 挺柱体部件;10 - 凸轮轴;11 - 弹簧座;12 - 柱塞偶件;13 - 调节齿圈;14 - 进回油孔

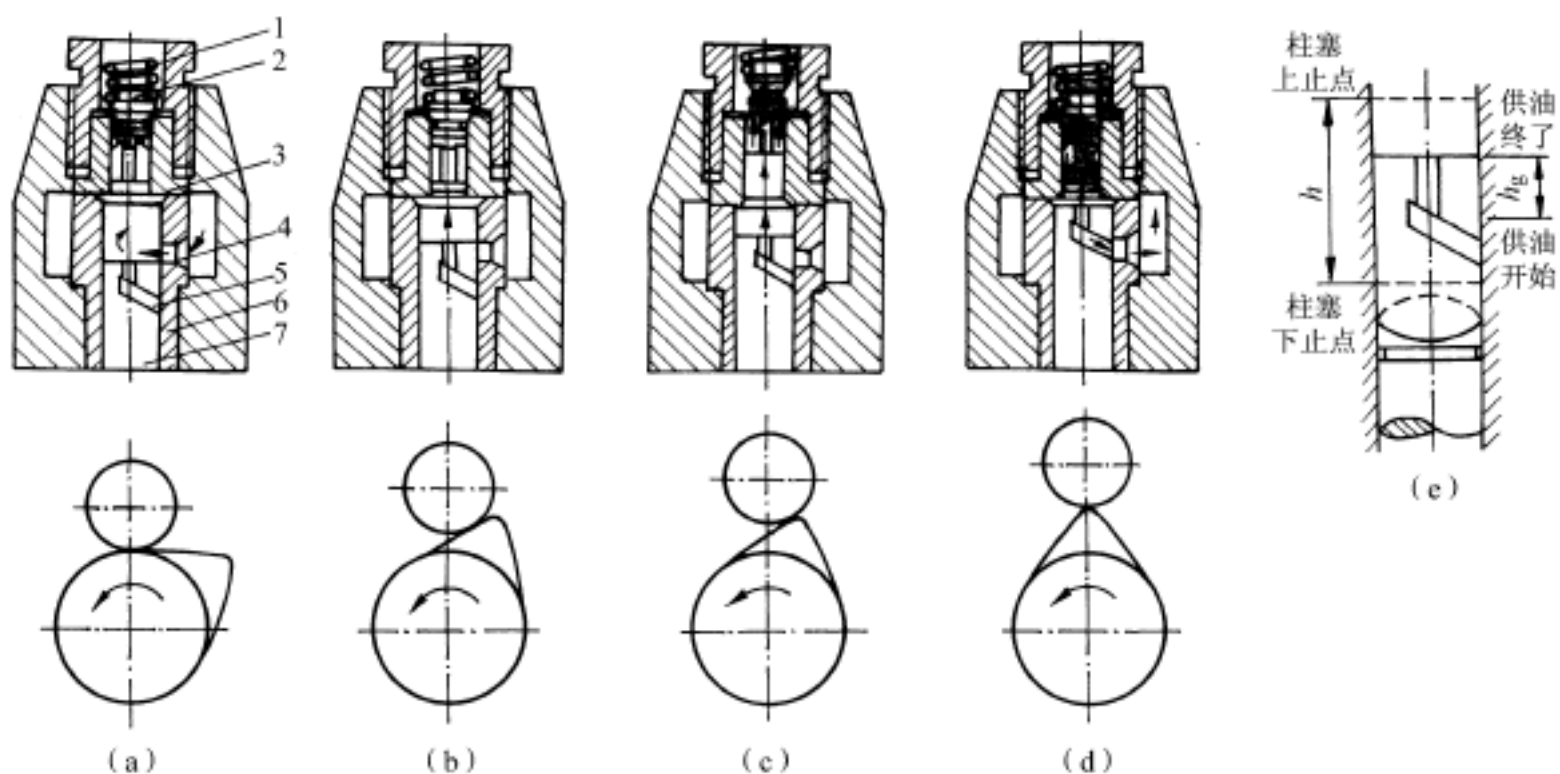


图 2-3 柱塞式直列泵泵油原理图

1 - 出油阀弹簧; 2 - 出油阀; 3 - 出油阀座; 4 - 油孔; 5 - 斜槽; 6 - 柱塞套; 7 - 柱塞

凸轮将柱塞上推,当柱塞将柱塞套筒上的进(回)油孔盖住时,柱塞顶部来自输油泵的低压柴油被压缩,进而推开出油阀,使柴油经高压油管进入如图 2-4 所示的喷油器。当油压升高到足以克服喷油器弹簧压力而打开针阀时,喷油器则以喷油器弹簧所设定的压力喷油。当柱塞上升到其柱面上螺旋槽与柱塞套筒上的回油孔连通时,柱塞顶部的高压油即从回油孔泄油,压力骤降,喷油器针阀关闭,喷油停止。

当柱塞直径确定后,循环供油量由柱塞顶面到螺旋槽的距离即柱塞有效行程(图 2-3(e)中的 h_e)来决定。为改变循环供油量,设置了油量调节齿杆,它的直线移动使与柱塞杆上互相嵌接在调节套筒上的小齿轮转动,改变柱塞与开有进(回)油孔的柱塞套筒的相对位置,增减柱塞有效行程,调节循环供油量。这种喷油泵供油的速度特性如图 2-5 所示。循环供油量随转速上升而略有增加,这是由于转速增加时,进(回)油孔处节流作用增加,柱塞尚未完全盖没油孔前,燃油压力就已升高,造成供油提前,柱塞有效行程增加,循环供油量增加;同理,上述进(回)油孔刚打开,压油空间开始卸压时,也会因节流作用使油压下降滞后,使停油时刻推迟,循环供油量增加。反之,转速降低时,循环供油量会相应减少。这种特性与理想的喷油泵供油速度特性相比,显然是不理想的。为此,针对这种喷油泵存在的“先天性”问题,必须附加一些装置对这种喷油泵的供油速度特性进行修正。

修正的目的是为了在柴油机转速因外阻力增加而下降时,喷油泵能自动增加循环供油量,以增大低速下的扭矩,提高柴油机的扭矩适应性和工作稳定性,也就是使喷油泵的实际的供油速度特性接近理想的供油速度特性。

1. 出油阀校正

出油阀的结构如图 2-6 所示。出油阀校正有好几种方法。比较有效的是“可变减压作用”的出油阀校正。即加大出油阀减压环带凸缘和座孔间的间隙,当减压环带进入阀座后,高压腔压力骤降,但由于间隙较大,低压腔部分燃油回流,抵消了一部分高压腔的减压作用,转速越低,回流越多,减压作用越弱,高压腔内残余压力升高,喷油量增加。

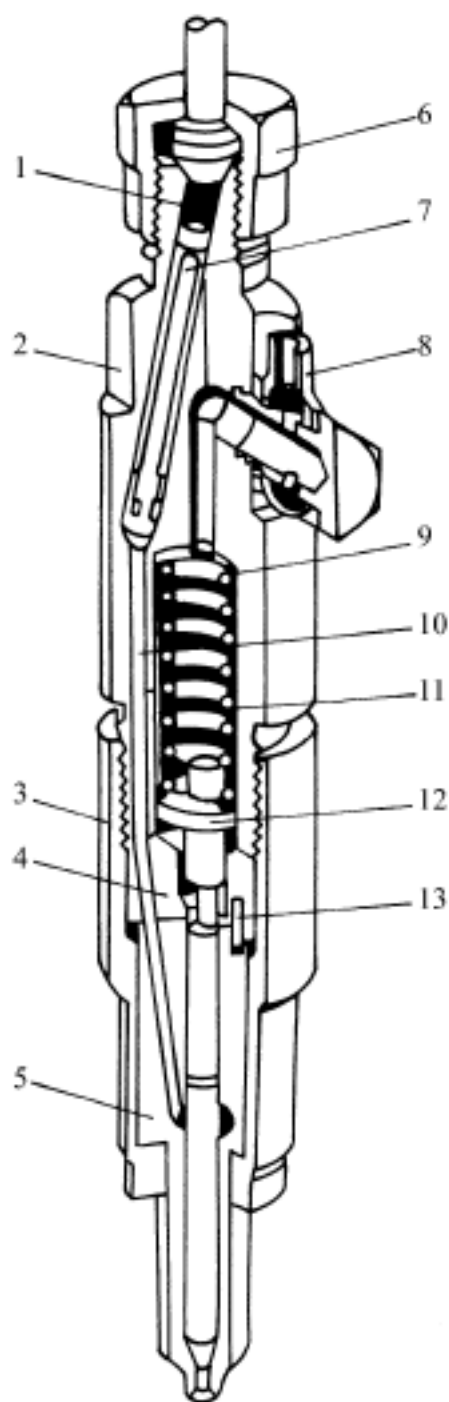


图 2-4 喷油器结构图

1 - 进油道; 2 - 喷油器体; 3 - 紧固螺套; 4 - 中间体; 5 - 针阀体;
6 - 进油管接头; 7 - 滤芯; 8 - 回油接头; 9 - 调压垫片; 10 - 高压
通道; 11 - 调压弹簧; 12 - 顶杆; 13 - 定位销

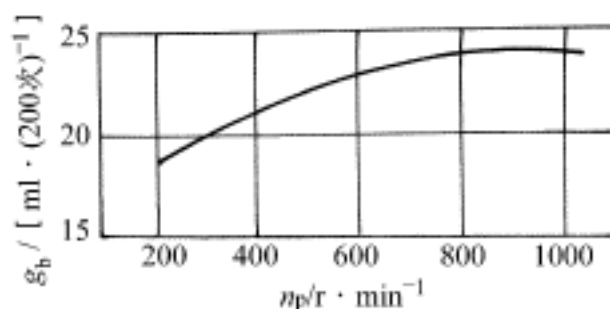


图 2-5 某柱塞式直列泵供油速度特性

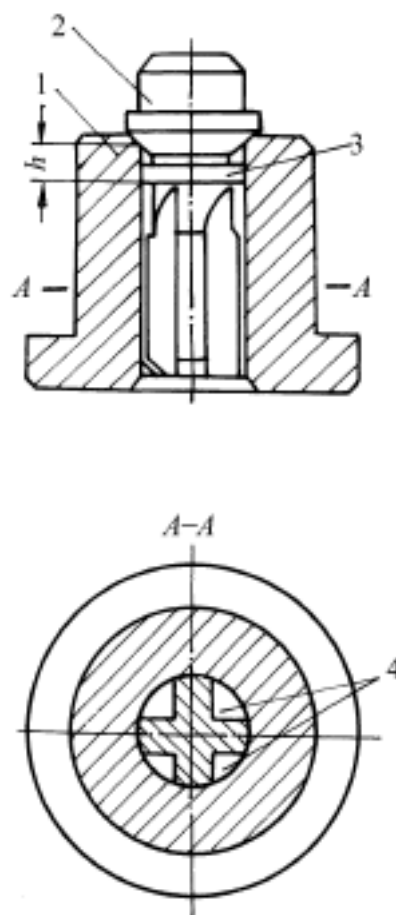


图 2-6 出油阀结构

1 - 出油阀座; 2 - 出油阀;
3 - 减压环带; 4 - 切槽

2. 在调速器上附加弹簧校正器

在喷油泵油量调节齿杆尾端加一弹簧校正器。最大循环供油量由齿杆与弹簧接触来确定。柴油机转速下降时, 齿杆在调速器作用下向加油方向移动至最大循环供油量位置后压缩弹簧校正器, 使齿杆多移动一段距离, 即最大循环供油量增加一个修正量。图 2-7 和图 2-8 分别示出了带出油阀校正和带弹簧校正器后对喷油泵供油速度特性的影响。

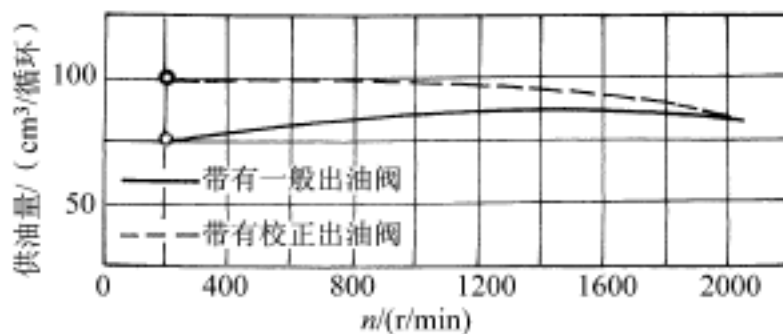


图 2-7 带出油阀校正后对喷油泵供油速度特性的影响

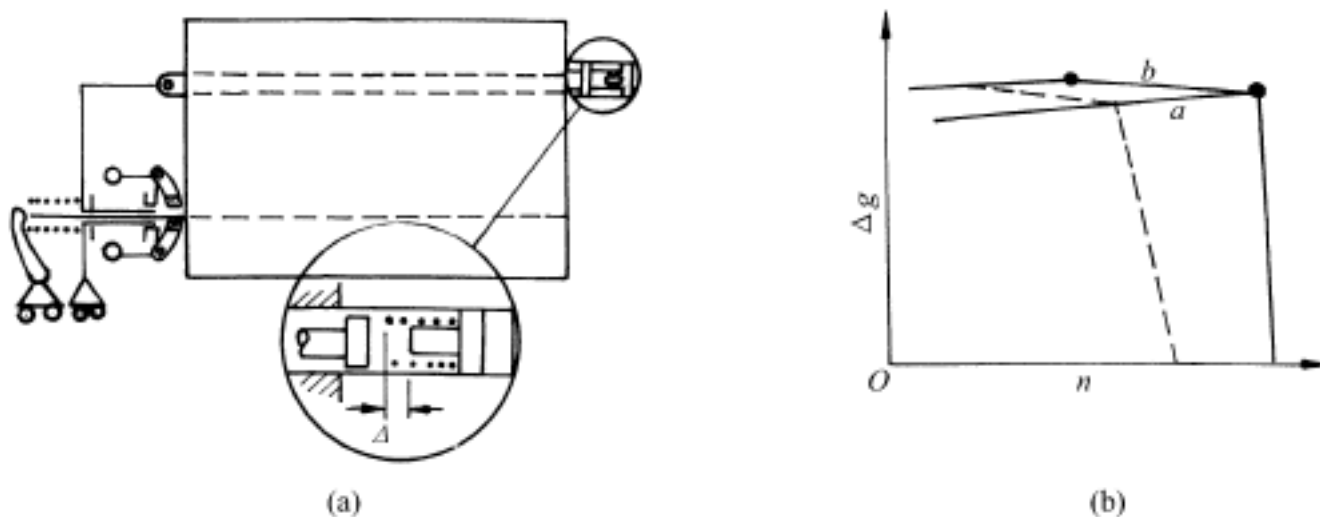


图 2-8 带弹簧校正器后对喷油泵供油速度特性的影响

a-无校正器; b-带校正器; Δ -校正行程

2.1.3 分配式喷油泵的供油原理和供油特性

20 世纪 50 年代后期和 70 年代初,英国 CAV 公司和德国 Bosch 公司先后研制开发了小型、高速、轻量化、低成本的适用于各种小型车辆,特别是轿车用柴油机的分配式喷油泵(简称分配泵),即 CAV 公司的径向柱塞式分配泵(DPA 泵)和 Bosch 公司的轴向柱塞式分配泵(VE 泵)。它们的供油原理与上述柱塞式直列泵没有本质上的差别,因此其供油特性也存在着类似的“先天性”问题。

1. DPA 型分配泵

图 2-9 所示为 DPA 型分配泵的结构和工作原理示意图。由柴油机曲轴驱动的分配泵主动轴同时驱动一个滑片式输油泵和分配转子。分配套筒和内凸轮环是固定的。滤清过的柴油由输油泵经分配套筒的轴向油道送到环槽后,再经油量控制阀并通过喷油泵壳体、分配套筒和分配转子的径向油道,进入分配转子的轴向中心油道,最后流入两个柱塞之间的油腔内。分配转子转动时,由滚柱、滚柱座和柱塞构成的组件随分配转子一起转动。在离心力的作用下,这个组件通过滚柱紧贴在固定不动的内凸轮环的廓线上。滚柱在内凸轮环廓线凸起的作用下,两对置的柱塞被推向转子中心,压缩油腔内的柴油,使其产生高压。此时,分配转子上的分配孔正好与分配套筒上相应的出油孔对上,高压柴油经高压油管进入喷油器,使喷油器喷油。循环供油量由油量控制阀控制。

2. VE 型分配泵

图 2-10 所示为 VE 型分配泵的结构和工作原理示意图。由柴油机曲轴驱动的分配泵主动轴同时驱动一个滑片式输油泵、端面凸轮和分配转子(即柱塞)。分配套筒是固定的。滤清过的柴油由输油泵经喷油泵壳体、分配套筒和柱塞上的进油槽送入柱塞头部的油腔。端面凸轮的前面均布着与缸数相等的凸面。端面凸轮转动时,在凸面与相对固定的滚柱机构的作用下,带着转动的柱塞作往复运动。柱塞左移时,柱塞上的分配孔与出油通道隔开,卸油孔被油量调节滑套盖住,柱塞头部油腔充油。柱塞右移时,油腔内柴油受到压缩,压力升高。同时,柱塞上的分配孔与出油通道相通,当油压足以打开出油通道中的出油阀后,高压柴油经高压油管进入喷油器,使喷油器喷油。当柱塞上的卸油孔露出油量调节滑套时,油腔内高压油迅速卸压,喷油器停止喷油。最大循环供油量由柱塞最大有效行程(即泵油行程开始时柱塞上的卸油孔右缘到油量调节滑套右缘的距离)决定。而油量调节滑套则用来对柱塞的有效行程(即循环供油量)进行控制。

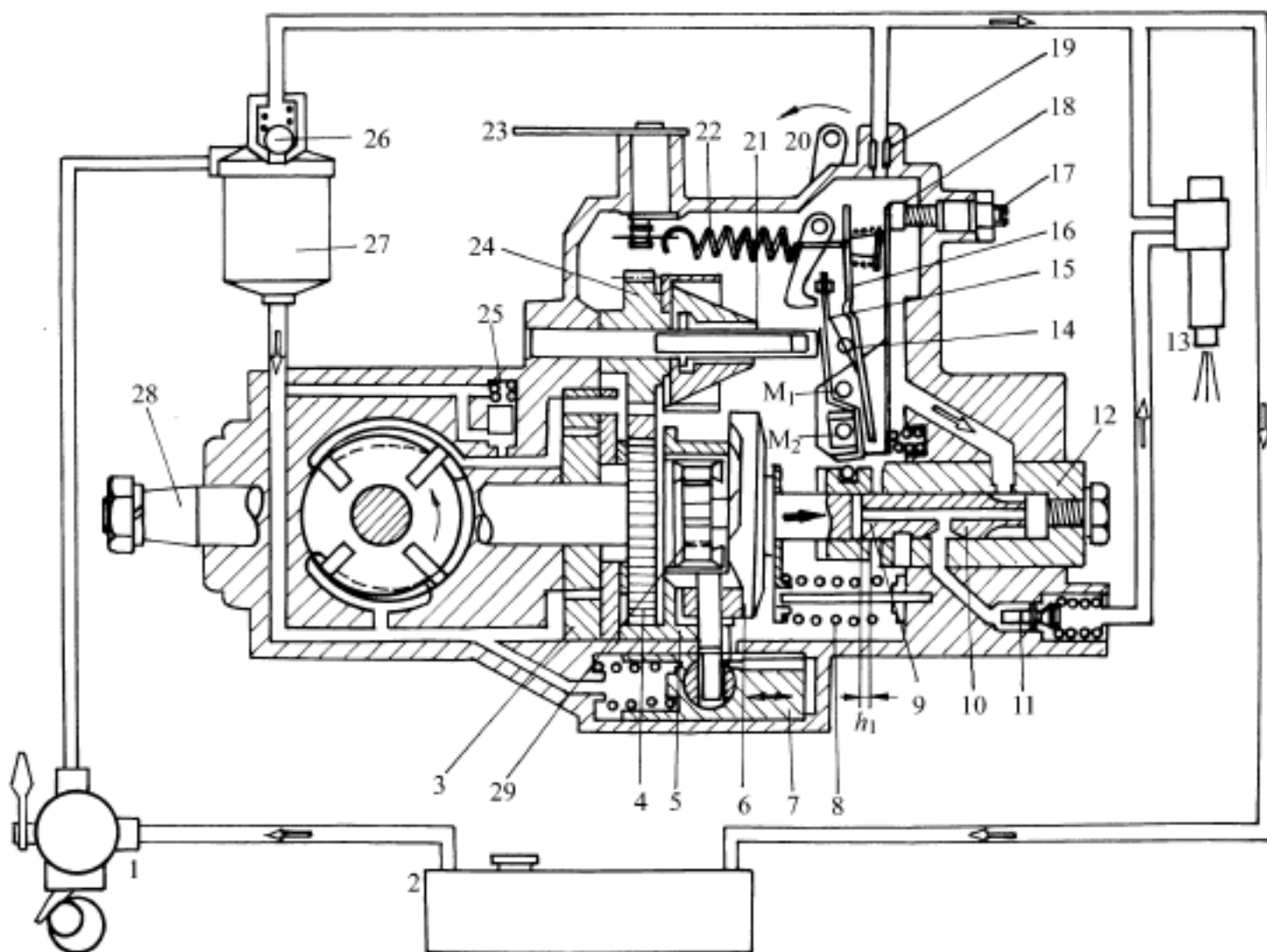


图 2-10 VE 型分配泵的结构和工作原理示意图

1 - 膜片式输油泵; 2 - 燃油箱; 3 - 叶片式输油泵; 4 - 调速器驱动齿轮; 5 - 滚轮机构; 6 - 凸轮盘; 7 - 供油提前角自动调节油缸; 8 - 分配转子回位机构; 9 - 油量调节滑套; 10 - 分配转子; 11 - 出油阀总成; 12 - 分配套筒; 13 - 喷油器; 14 - 张力杠杆限位销钉; 15 - 起动杠杆; 16 - 张力杠杆; 17 - 最大供油量调节螺钉; 18 - 预调杠杆; 19 - 溢流喉管; 20 - 停车操纵杆; 21 - 滑动套筒; 22 - 调速弹簧; 23 - 操纵杆; 24 - 离心飞块总成; 25 - 调压阀; 26 - 溢流阀; 27 - 燃油精滤器; 28 - 分配泵驱动轴; 29 - 联轴器; M_1 - 预调杠杆轴; M_2 - 起动杠杆轴; h_1 - 最大有效行程

2.1.4 供(喷)油正时控制与提前器

如同点火正时对汽油机性能的影响一样,供(喷)油正时是影响柴油机动性、经济性、排放、噪声的重要因素之一。如图 2-11 所示,供(喷)油正时取决于由燃油喷射系统所决定的喷油延迟和由燃烧过程的着火延迟的长短,而它们又和柴油机转速和负荷等有关。

在传统的泵-管-嘴系统中,喷油泵的柱塞进油孔关闭(在 VE 型分配泵中则是柱塞进油槽关闭或柱塞上环油槽关闭)开始泵油至喷油器针阀打开开始喷油,需要一段时间,这就是喷油延迟。主要是因为压力波在系统油路中传播需耗费时间。

着火延迟(又称滞燃期)是指喷油器开始喷油至着火燃烧所需的时间。其间,喷入气缸的雾化柴油在气缸内从高温空气中吸收热量,逐渐蒸发、扩散与空气混合,进行燃烧前的物理化学准备。

喷油延迟和着火延迟的长短与柴油机转速的高低有关。这是因为,尽管压力波传播时间基本上与转速无关,但以曲轴转角表示时,同样的传播时间,所经历的曲轴转角(通常用喷油延迟角 α 来表示)随转速升高而增加。转速上升时,以曲轴转角计的着火延迟会延长。但最佳燃

烧始点基本上不随转速而变化,所以要求燃油喷射系统和燃烧系统在活塞到达最佳燃烧始点位置前能完成压力波传递、燃油输送和燃烧准备等工作。为此,需要喷油正时随转速升高而提前,以保证燃烧始点总能在上止点前的最佳位置。此外,由于循环供油量随负荷而增加,供油持续角也随负荷延长,燃烧过程拖长,因此,当转速不变而负荷增大时,喷油正时也应适当提前。

喷油提前角是指喷油器开始喷油时曲轴位于上止点前的角度。而供油提前角是指喷油泵开始泵油时曲轴位于上止点前的角度。供(喷)油正时的控制通常指的是供(喷)油提前角的控制。当转速和循环供油量一定时能使柴油机动力性和经济性都好的供(喷)油提前角称为最佳供(喷)油提前角。

在直列泵上一般采用如图 2-12 所示的与油泵凸轮轴同轴旋转的机械离心式提前器。利用飞块的离心力随转速的变化在初始提前角的基础上使喷油泵凸轮轴相对于主动轴有一个附加的角位移。在分配泵上则用装在泵体内的如图 2-13 所示的液压式提前器,利用泵体内油压随转速而升高,在初始提前角的基础上使 DPA 泵的内凸轮环或 VE 泵的滚轮架相对于主动轴有一个附加的角位移。这些提前器的结构和工作原理可参看第 3 章 3.2.1 节。

2.1.5 转速控制与调速器

对汽油机来说,在一定的节气门开度下,扭矩 T_{tq} 的输出大小取决于充气效率 η ,而 $\eta = f(n)$ 是一条明显的“拱背”形曲线。所以, $T_{tq} = f(n)$ 也是一条明显的“拱背”形曲线(如图 2-14 所示),它和柴油机的扭矩特性曲线明显不同。汽油机“拱背”形的扭矩特性使得扭矩能在外界负荷变化而引起的转速变化时自行“调节”,转速因负荷减少而升高时,由于 η 下降, T_{tq} 也下降,限制了转速的上升;怠速时,由于节气门开度小,一旦因内部阻力增加而使转速降低时,由于 η 相对升高, T_{tq} 也相对增大,转速就可回升。因此,汽油机一般不需要设置调速器来进行转速控制。

如前所述,柴油机的燃油系统是和进气系统分开的。进气没有节气门的控制,而上述喷油

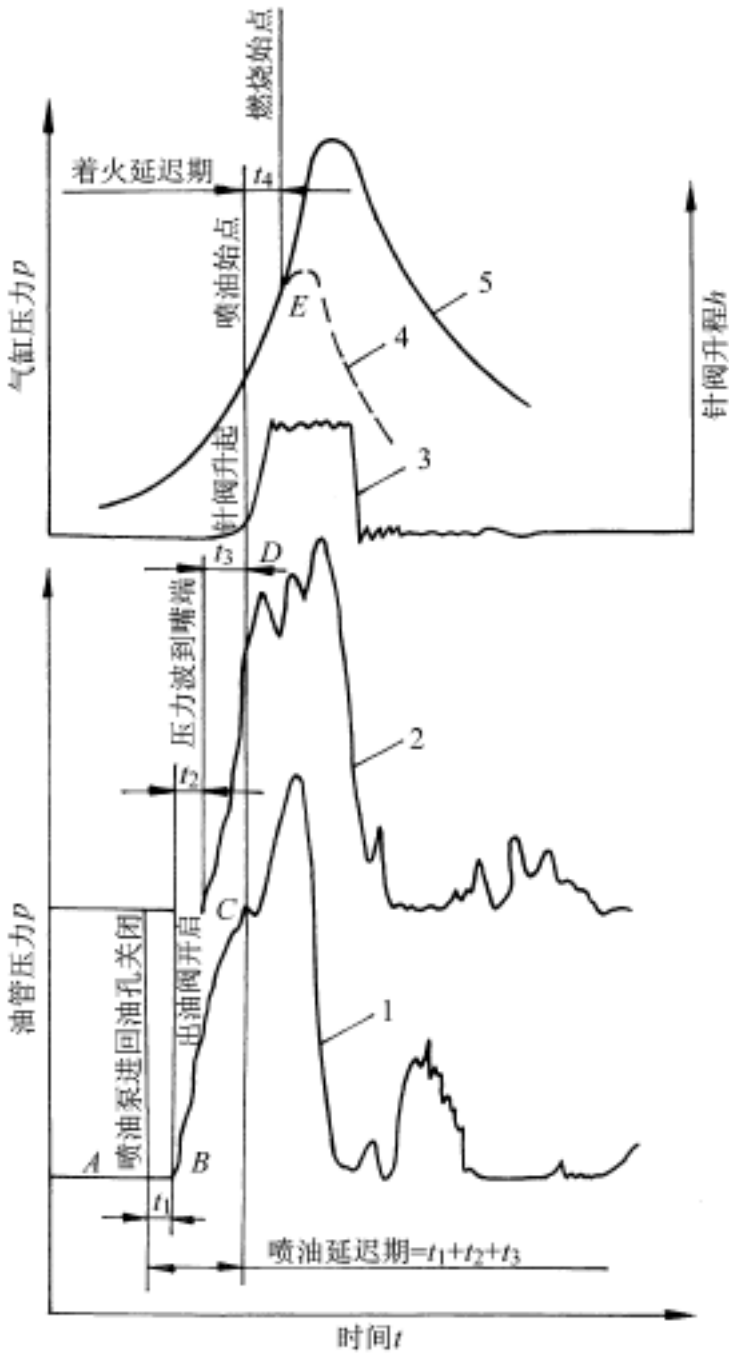


图 2-11 喷油延迟和着火延迟

- 1 - 泵端压力曲线;2 - 嘴端压力曲线;3 - 针阀升程曲线;4 - 气缸压缩压力曲线;5 - 气缸燃烧压力曲线
A - 喷油泵进回油孔关闭;B - 出油阀开启;C - 压力波到达喷嘴;D - 针阀升起,喷油开始;E - 燃烧始点

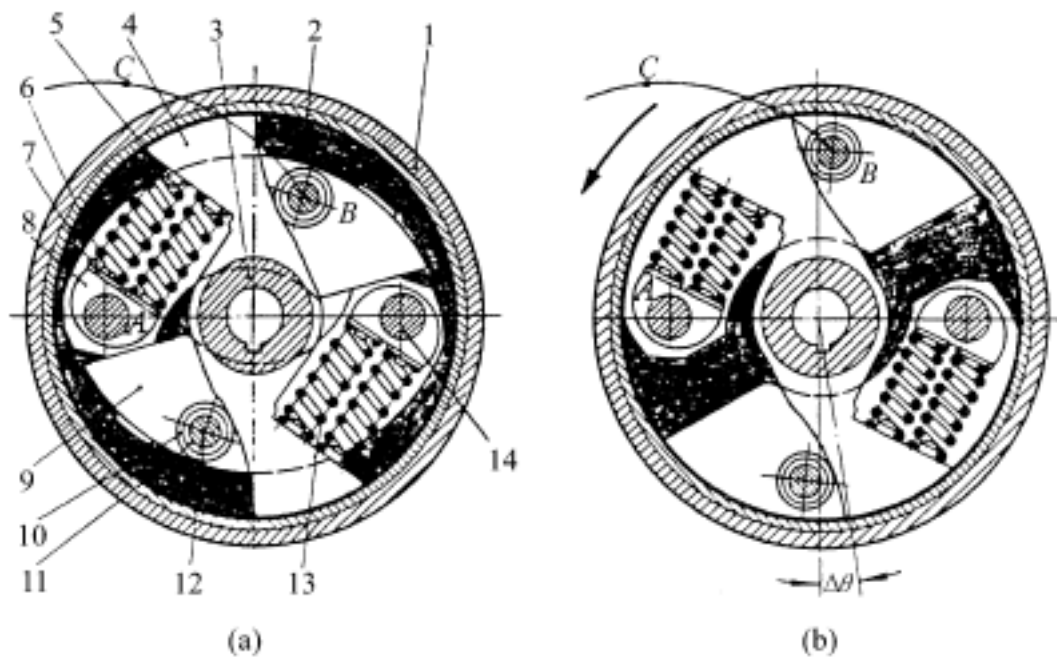


图 2-12 机械离心式提前器

(a) 飞锤在最小回转半径位置; (b) 飞锤在飞张后位置

1 - 驱动盘; 2 - 内壳; 3 - 轮毂; 4 - 从动盘; 5、6 - 弹簧销; 7 - 调整垫片; 8 - 弹簧座;
9 - 飞锤; 10 - 滚轮外圈; 11 - 滚轮内圈; 12 - 滚轮销; 13 - 弹簧; 14 - 飞锤销

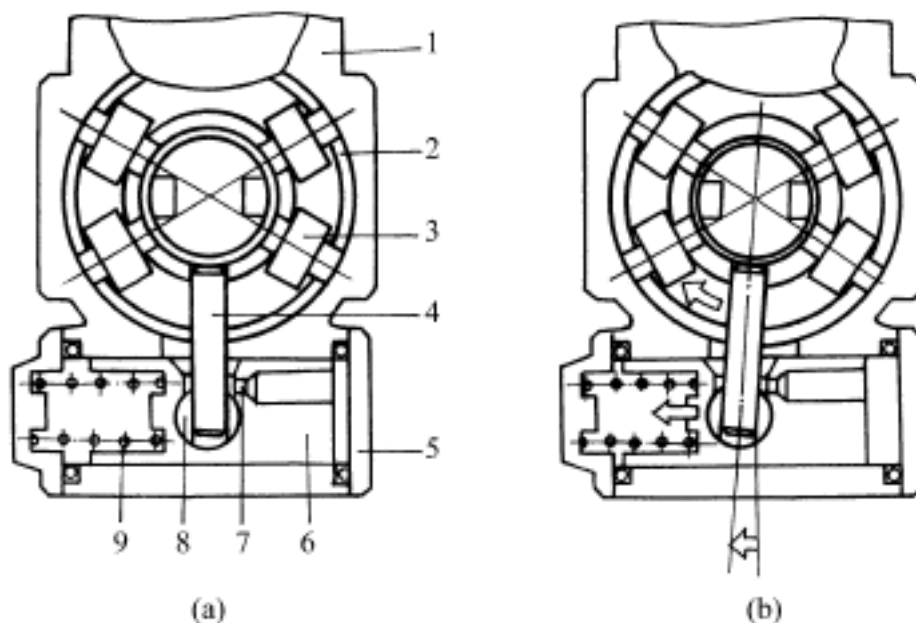


图 2-13 液压式提前器

(a) 平衡状态; (b) 自动提前状态

1 - 泵体; 2 - 滚轮座; 3 - 滚轮; 4 - 正时销; 5 - 盖; 6 - 正时活塞; 7 - 小孔; 8 - 销夹; 9 - 正时弹簧

泵的供油特性“先天性”的缺陷,使得一旦转速因负荷突减而骤升时,循环供油量会进一步增多,使转速更高,如此“恶性循环”,最终造成柴油机“飞车”;而在怠速时,当内部阻力略有增大引起转速下降,循环供油量随之下降,促使转速进一步下降,最终导致柴油机“熄火”。上述超速和怠速的不稳定现象往往是由偶然原因引起的,对此,驾驶员几乎不可能预先估计并及时操纵油量调节杆加以控制。因此,柴油机必须设置调速器,通过其转速感应元件和执行机构,自动调节循环供油量。例如在直列泵上设置机械离心式调速器,由喷油泵凸轮轴带动飞块或飞

球旋转,由转速变化时产生的离心力来使油量调节齿杆位置发生变化,从而改变循环供油量,使柴油机转速保持在极小的变化范围内稳定地工作。关于各种调速器的结构和工作原理可参看第3章3.1.1节。

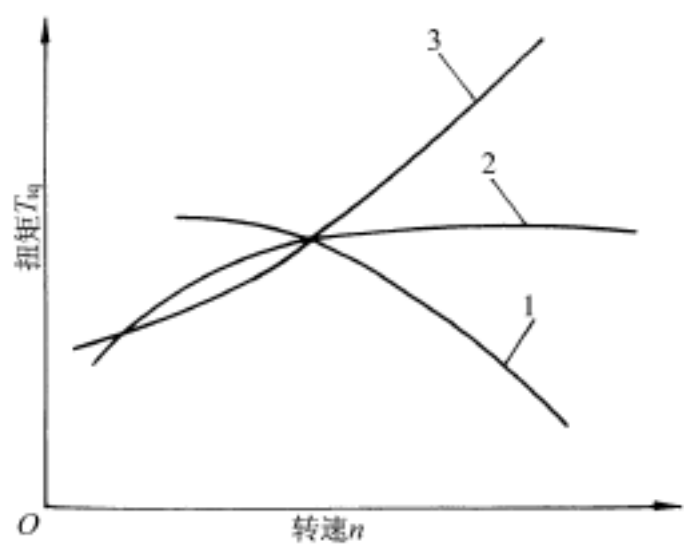


图 2-14 汽油机和柴油机的扭矩特性的比较
1 - 汽油机扭矩特性曲线; 2 - 柴油机扭矩特性曲线; 3 - 阻力矩特性曲线

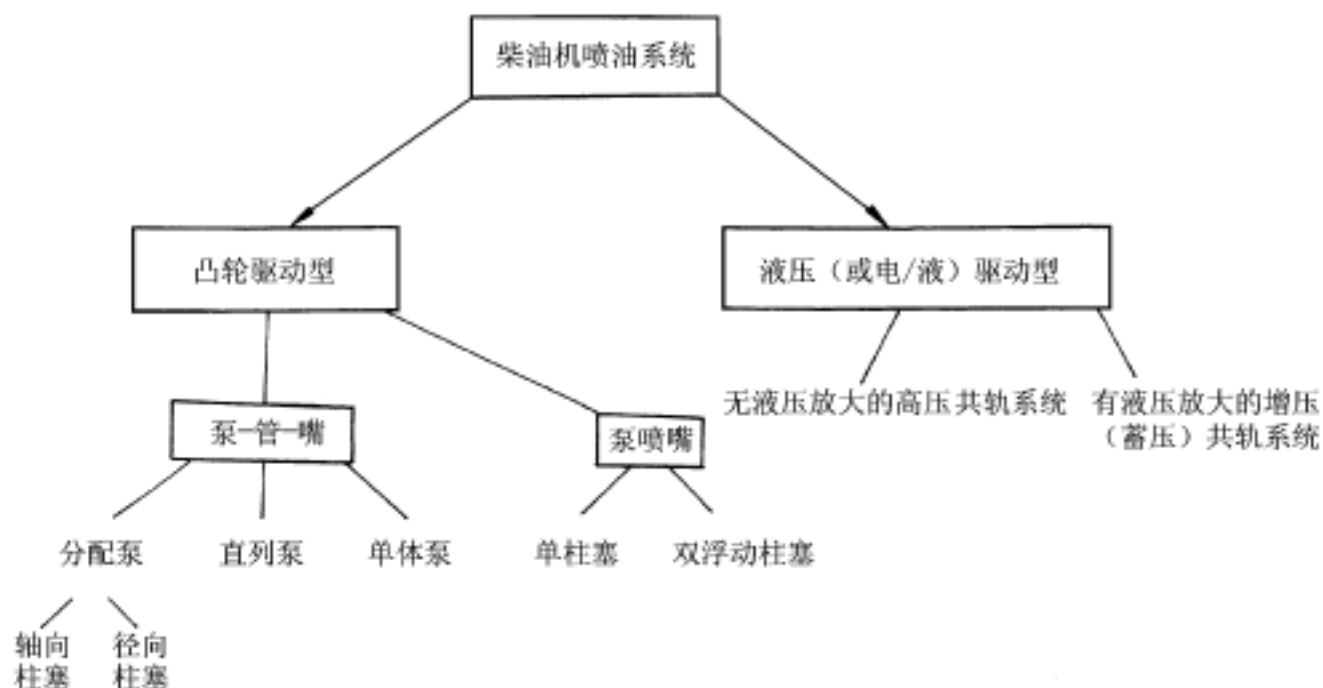
2.1.6 喷油器

喷油器的作用是将喷油泵提供的高压柴油成雾状地喷入燃烧室。根据混合气形成与燃烧的要求,喷油器应具有足够的喷射压力、射程和合适的喷注锥角,并在规定的喷油时刻能迅速切断燃油的供给,不发生滴漏现象。典型的喷油器结构可参见图 2-4,工作原理在 2.1.2 节中已有简要说明。

2.2 现代汽车柴油机燃油喷射系统的分类

如图 2-15(a)所示,现代汽车柴油机的燃油喷射系统可分为凸轮驱动型系统和液压(或电液)驱动型系统两大类。凸轮驱动型系统又可进一步分为传统的喷油泵-高压油管-喷油器(简称泵-管-嘴系统)型式和喷油压力在插入气缸盖中的泵-喷油器总成中产生、没有高压油管的泵喷嘴型式。而传统的泵-管-嘴型式中还可再分成直列式柱塞泵(简称直列泵,也称合成泵)、单体泵和分配泵(径向柱塞式或轴向柱塞式)。液压(或电液)驱动型系统也就是共轨式系统,可分为无液压放大的高压(蓄压)共轨系统和有液压放大的增压共轨系统。不同的现代汽车柴油机燃油喷射系统的特性比较如图 2-15(b)所示。

传统的泵-管-嘴系统中的直列泵和分配泵与柴油机配套使用上的区别主要在它们所能提供的循环喷油量的范围,即所匹配的柴油机功率的等级不同。分配泵适用的柴油机单缸功率一般不大于 30kW,即一般用于轿车和轻型车柴油机上;直列泵则大多用在中、重型车柴油机上。目前它们的最高喷油压力都可达到 140~145MPa。从喷油压力随喷油时间的变化规律(即喷油压力特性曲线)看,都呈直角梯形变化,但高压分配泵的梯形斜边的斜率较小,即梯形面积比较“丰满”,换言之,平均喷油压力和最大喷油压力之比较大,对降低颗粒排放和降低燃油消耗率有利。特别对降低颗粒排放来说,起决定作用的不单是最大喷油压力,更主要的是喷油持续期内的平均喷油压力。但“丰满”的梯形面积意味着需要加大对初始喷油速率形状的控制。



(a)

驱动方式	凸轮轴驱动				液压（或电/液）驱动	
系统型式	泵-管-嘴			泵喷嘴	无液压放大的高压共轨系统	有液压放大的增压（蓄压）共轨系统
	直列泵	分配泵	单体泵			
应用的柴油机级别	中-重载	轻-中载	轻-重载	轻-重载	轻-重载	轻-重载
现有最大喷油压力/MPa	145	140	180	180	140	150
潜在最大喷油压力/MPa	160	150	220	220	180	180
喷油压力特性						

(b)

图 2-15 现代汽车柴油机燃油喷射系统的分类(a)和特性(b)比较

制。由于喷油器和喷油泵分开,故这两种系统可应用现有的一些在喷油器上采取的喷油速率控制技术,如双弹簧喷油器(参见图 3-56)、无压力室式喷嘴(参见图 3-59)等。为确保能经受得住随喷油压力日渐提高而增大的驱动扭矩,喷油泵驱动系统必须具有足够的强度和刚度。此外,还需解决好长的高压油管带来的高压容积大、系统刚度低引起的二次喷射等问题。

泵喷嘴和传统的泵-管-嘴系统中的单体泵具有许多相似的特征。例如它们都是一个气缸构成一个单元,喷油压力特性曲线下的梯形面积丰满度都比较小,这意味着要达到高的平均喷油压力,必须要有高的喷油峰压。由于前者无高压油管,后者高压油管极短,故高压容积积极小,系统刚度较高,它们的喷油压力目前可高达 180~220MPa。由于梯形面积丰满度较小和初始喷油速率较低,对初始喷油速率形状控制的要求低于直列泵和分配泵。单体泵系统采用与直列泵和分配泵系统一样的喷油器,故也可应用现有在喷油器上采取的喷油速率控制技术(泵喷嘴系统由于泵和喷油器合在一起,在这方面则要受到一定的限制)。由于喷油压力更高而油泵凸轮轴的长度又增加了,要求单体泵和泵喷嘴的驱动系统具有更高的强度和刚度。此外,在使用泵喷嘴时,需要柴油机气缸盖上具有足够大的安装空间,所以在小型柴油机上较难使用。

液压(或电/液)驱动型系统也称共轨式喷油系统,有关共轨式喷油系统的概念的提出已有很长的历史,1913 年瑞士苏黎世大学 Vickers 研制了一种机械式的共轨式喷油系统并获得了专利权,它是由一个多缸高压供油泵将燃油输送到压力大约为 35MPa 的蓄压器中,进入高压、中压或低压供油泵与各缸喷油器之间的一条作为液力蓄压器的公共油轨(简称共轨)的高压燃油再通过各缸高压油管进入由凸轮机构驱动针阀开闭的机械式喷油器。上述无液压放大的高压共轨系统(也称蓄压共轨系统)提供给喷油器的喷油压力来自处于高压下的共轨,由于蓄压的结果,喷油压力基本上连续而稳定,在喷油终了时,由于卸压很快,喷油器针阀关闭迅速。在有液压放大的增压共轨系统中,共轨提供给液压放大机构中增压活塞的是较低的燃油(或机油)压力,然后利用增压活塞上下面积之差将增压活塞下部的燃油压力提高到喷油压力,再提供给喷油器。由于增压活塞运动的惯性和低压腔的大容量使喷油终了时卸压不快,喷油终点会有些延迟。但这两个系统都具有喷油压力不与柴油机转速和负荷相关联的优点,因而可以根据需要灵活变化,有利于在低速低负荷范围内获得确保燃油很好雾化的喷油压力,以降低烟度和颗粒排放。同时,供油泵可设计成能降低最大驱动扭矩的连续供油的输油泵,降低对喷油系统驱动机构的要求,也降低了对系统的激振力,降低了由此产生的噪声。

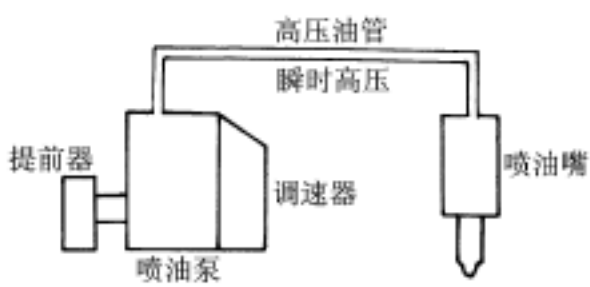
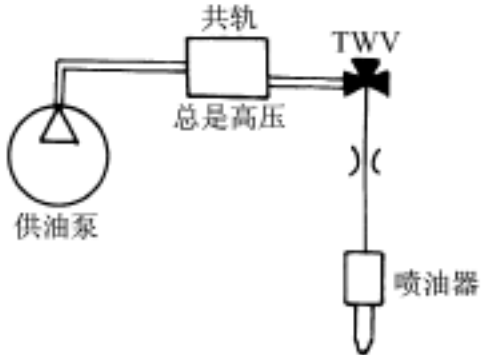
	直列泵	共轨系统
系统		
喷油量调整	喷油泵（调速器）	ECU、喷油器（TWV）
喷油定时调整	喷油泵（提前器）	ECU、喷油器（TWV）
升压	喷油泵	供油泵
分配	喷油泵	共轨
喷油压力调整	（根据转速、喷油量）	供油泵（PCV）

图 2-16 共轨系统和传统的泵-管-嘴系统的比较

1919 年,美国 Atras Imperial 柴油机公司首先研制成功了机械式的无液压放大的共轨式喷油系统并装机使用。由于 20 世纪 20 年代中期,德国 Bosch 公司成功地推出了结构简单紧凑、制造成本又低的柱塞式喷油泵系统,很快就几乎是“一统天下”,因而在相当长的一段时间内,共轨式喷油系统未能得到继续发展,直到 80 年代中期情况才有了变化。

2.3 燃油喷射控制的内容和控制方式的发展

对柴油机燃油喷射的控制应包括以下内容:

- (1) 在各种工况下对循环供(喷)油量进行精确的控制,并保证各缸循环供(喷)油量的均匀性;
- (2) 在各种工况下对供(喷)油正时进行精确的控制;
- (3) 在各种工况下对喷油速率和喷油规律进行精确的控制,以获得燃烧过程中理想的放热率;
- (4) 在各种工况下对喷油压力进行精确的控制,以得到足够高的燃油流出的初速度,使燃油粒度细化以提高雾化质量并加快燃烧速度。

为实现上述几个控制,系统需要有足够高的响应速度,同时,系统中各种装置必须结构简单,工作可靠。

近一个世纪来,对柴油机燃油喷射的控制经历了从传统机械式的控制到以微机为控制单元的现代计算机控制两个重要的发展阶段。而近 20 年来,以微机为控制单元的电控系统也经历了几个重要的发展阶段。按对循环供(喷)油量、供(喷)油正时、供(喷)油速率和喷油压力等的控制方式分,经历了从“位置控制”到“时间控制”,再到“时间-压力控制”或“压力控制”的发展过程。按燃油喷射系统的基本组成和结构分,经历了第一代电控喷油系统(也称为常规压力电控喷油系统)到第二代电控喷油系统(也称为高压电控喷油系统)的发展过程。

在采用“位置控制”的第一代电控喷油系统中,保留了传统燃油喷射系统(直列泵、径向柱塞式或轴向柱塞式分配泵、单体泵和泵喷嘴系统等)的基本组成和结构,只是将原有的机械式喷油泵及其机械控制部件用电控喷油泵及其控制部件取代,通过设置传感器、电控单元、电子调速器及有关电/液控制执行器等组成的控制系统,使控制精度和响应速度得以提高。柴油机的结构几乎不需改动,生产继承性好,便于对现有柴油机进行升级换代。缺点是“位置控制”系统执行频率响应慢,控制频率低,控制自由度小,控制精度还不够高,喷油压力无法独立控制。在采用“时间控制”的第一代电控喷油系统中,基本保留了传统燃油喷射系统的组成和结构,通过设置传感器、电控单元、高速电磁阀和有关电/液控制执行器等,组成数字式高频调节系统,由电磁阀的关闭时刻和闭合时间决定循环供油量和供油正时,其控制自由度和控制精度都是“位置控制”所无法比拟的,其技术上的难点在于如何加快需通过大油量的高速电磁阀的响应速度,同时供(喷)油压力还是无法独立控制。第一代电控喷油系统包括电控直列泵系统和电控分配泵系统,以及一部分电控单体泵喷油系统或电控泵喷嘴喷油系统。

第二代电控喷油系统即高压电控喷油系统,除了一部分电控单体泵喷油系统或电控泵喷嘴喷油系统外,是以基本改变了传统燃油喷射系统的组成和结构而采用电控共轨式喷油系统为特征的。它们对循环喷油量以及后面将讲到的喷油正时、喷油速率和喷油规律、喷油压力等进行“时间-压力控制”或“压力控制”。

20 世纪 90 年代以来,建立在直喷技术、引燃喷射技术和电控技术上的,以高压、中压或低压供油泵、电磁-液力控制式喷油器和公共油轨组成的各种电控共轨式喷油系统得到了快速发展。其最大特征是:喷油系统的两个基本任务——燃油压力的形成和燃油量的计量,在时间上、在系统中的部位和功能方面都是分开的。燃油压力的形成和燃油的输送基本上与喷油过

程无关。根据电控单元的指令,带有电液控制件的喷油器可按所要求的精确的喷油正时从共轨中“调出”具有所要求的精确压力和精确循环量的燃油。因无二次喷射的约束,喷油压力可按需控制以实现高压喷射,其平均喷油压力与最大喷油压力非常接近,从而明显改善燃油雾化品质,改善燃烧过程,提高燃烧效率,降低燃烧噪声,降低排放。由于系统可直接控制喷油器针阀的运动,可以实现预喷射和后喷射,因而可获得理想的喷油速率。正由于这种不受柴油机负荷和转速的影响而对循环喷油量、喷油正时、喷油速率和喷油压力进行独立控制的特点,使实现循环喷油量、喷油正时、喷油速率和喷油压力的优化控制成为可能,从而大大加强了柴油机在车用发动机,特别是在轿车发动机中的竞争能力;同时在现有采用传统的泵-管-嘴喷油系统的柴油机上使用时,不需要对原有结构作很大的改动,所以发展前景很好。

这种系统不再采用传统的 Bosch 式柱塞泵的脉动供油原理,而是采用上述无液压放大的高压共轨系统或有液压放大的增压共轨系统形成高压,运用“时间-压力式”或“压力式”燃油计量原理,用电磁阀控制喷油过程,即在确定的喷油压力下控制喷油时刻和喷油持续时间,或在确定的喷油持续时间内控制喷油压力。在图 2-17 所示的无液压放大的高压(蓄压)共轨系统中,高压供油泵将燃油送入共轨,然后经各缸高压油管送到电/液控制喷油器;在图 2-18 所示的有液压放大的液力增压共轨系统中,中压(或低压)供油泵将燃油(或机油)送入共轨,再经过中压(或低压)油管送到具有液力放大机构的电/液控制喷油器。由供油泵、共轨上的油压传感器和电控单元组成的闭环系统对共轨内的燃油(或机油)压力实施精确的控制。用高速电磁-液力控制式喷油器对循环喷油量、喷油正时、喷油速率和喷油规律进行控制。

电控无液压放大的高压共轨系统的优点是:由于无液压放大,在电/液控制喷油器中电磁阀控制的是小油量,控制活塞具有小的截面积和行程,不仅电磁阀开关的速率可以提高,而且喷油器结构简单,尺寸小,在气缸盖上布置方便,制造成本相对较低,其喷油压力已达到 140~160MPa。同时,由于是小油量的控制,所以对喷油速率的控制比较简单,容易实现预喷油。其缺点是:需要有高压的供油泵,系统中许多零部件处在高压下工作。

电控有液压放大的增压共轨系统(见图 2-18)的优点是:由于采用了液压放大,只需采用

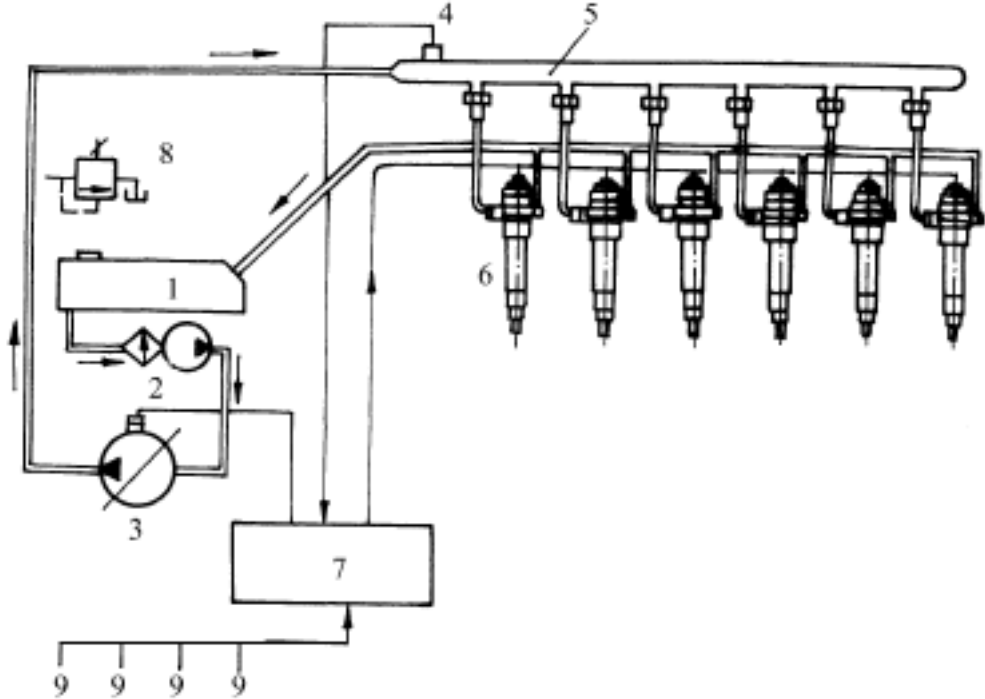


图 2-17 电控无液压放大的高压共轨系统

1 - 燃油箱;2 - 滤清器 + 输油泵;3 - 高压供油泵;4 - 共轨压力传感器;
5 - 公共油轨;6 - 喷油器;7 - 电控单元;8 - 限压阀;9 - 各种传感器

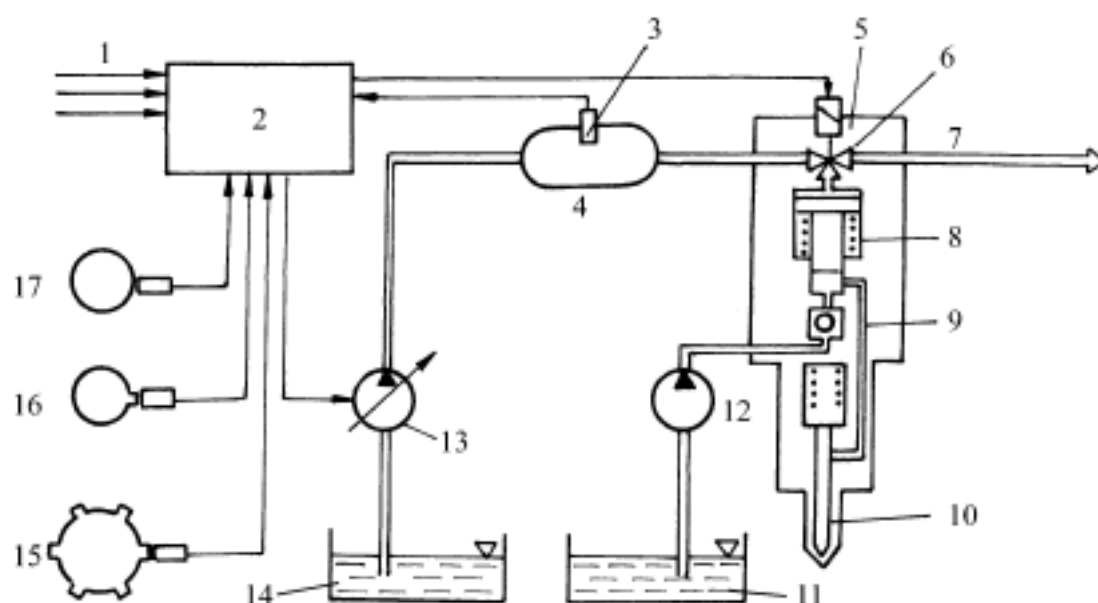


图 2-18 电控有液压放大的增压共轨系统

1 - 各种传感器; 2 - 电控单元; 3 - 共轨压力传感器; 4 - 公共油轨; 5 - 喷油器; 6 - 二位三通电磁阀; 7 - 回油; 8 - 压力放大活塞; 9 - 节流阀; 10 - 喷嘴; 11 - 燃油箱; 12 - 供油泵; 13 - 机油泵; 14 - 机油箱; 15 - 柴油机转速传感器; 16 - 凸轮轴位置传感器; 17 - 油门踏板

具有中等油压(但需要有较大的供油量)的供油泵,就有可能实现非常高的喷油压力,目前已可达到 $150\sim 180\text{MPa}$ 。系统中承受高压的零部件较少。其缺点是:起液压放大作用的增压活塞的上部有较大的面积,控制油腔容积大,所需控制油量多,使控制时电磁阀开关的速度很难提高,造成对小油量控制(如预喷射时)的困难,不易进行喷油速率的控制。此外,由于电/液控制喷油器中设有液压放大机构,此喷油器结构复杂,安装尺寸大,在气缸盖上布置较为困难。

第 3 章 燃油喷射控制

3.1 循环供(喷)油量的控制

3.1.1 传统的控制方法

在 2.1.5 节中已经说过,在传统的机械式柴油机燃油喷射系统中,负荷和转速发生变化时,循环供油量是靠改变柱塞泵的油量调节齿杆位置(或改变 VE 型分配泵的油量调节滑套位置)从而改变柱塞有效行程来调节的。由于柴油机的速度特性曲线比较平坦,如果保持上述齿杆位置(或滑套位置)不动,输出扭矩就按速度特性变化。而外界阻力矩的小量变化就会引起柴油机转速较大的变化(耐扰动性差),要人工控制循环供油量来适应负荷变化是很困难的。以发电用柴油机为例,为保证发电频率稳定,严格要求柴油机转速恒定,但电网上的负荷变化却是无法预料的,在这种柴油机上,人工控制循环供油量来维持转速不变是根本不可能的。再如,工程机械用柴油机负荷变化剧烈,用人工控制循环供油量来适应负荷变化不仅使操作人员容易疲劳,而且也难以保持转速的稳定。至于汽车用柴油机,尽管驾驶员可直接用油门踏板来控制油量以适应负荷的变化,但要防止负荷突减时柴油机“飞车”和保持怠速稳定,在实践上也是行不通的。

因此,为了保证工作的稳定和运行的安全可靠,不同用途的柴油机都必须采用不同型式和不同结构的调速器来自动调节循环供油量。其中广泛用于车用柴油机上的就是机械离心式调速器。它是利用与油泵凸轮轴一起旋转的飞块(或飞球)旋转时所产生的离心力(或称支持力),与调速弹簧力(或称恢复力)相平衡的原理工作的。对应于一定的油门踏板(或调速手柄)位置,即一定的调速弹簧预紧力,在一指定的转速 n_b (或角速度 ω) 下,调速套筒及杠杆机构使油量调节齿杆或调节滑套处于一个确定的位置。此时的循环供油量与柴油机负荷是相适应的,转速是稳定的。当柴油机负荷变化时,由于循环供油量和负荷不相适应,转速的变化破坏了调速器内支持力与恢复力之间的平衡,驱使调速套筒及杠杆机构改变油量调节齿杆或调节滑套的位置,实现循环供油量的自动调节,适应变化后的负荷,重新建立循环供油量与负荷、支持力与恢复力之间的平衡。

这样,调速器和柴油机组成了如图 3-1 所示的自动调节系统方框图。

柴油机的转速变化 Δn 以一定的传动比(在图 3-1 中以小圆圈表示)传给喷油泵和调速器后,使它们分别有 Δn_p 和 Δn_t 的转速变化(在很多情况下, $\Delta n_p = \Delta n$),调速器的转速变化 Δn_t (输入)引起调速套筒位置变化 Δz (输出),经过传动比(或杠杆比)的转换,使油量调节齿杆或调节滑套

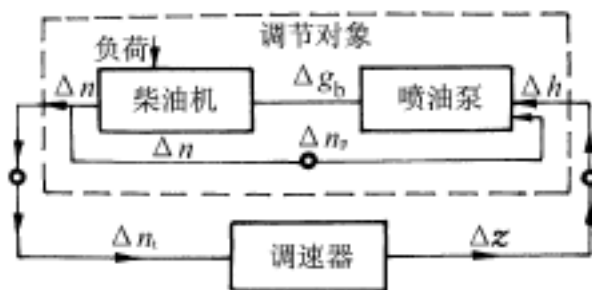


图 3-1 调速器和柴油机组成的自动调节系统方框图

产生位移 Δh (在有些情况下 $\Delta h = \Delta z$), Δh 又引起循环供油量变化 Δg_b , 最终使柴油机的转速得到调节。

然而, 由于柴油机的振动及运转时角速度的不均匀等影响, 调速器工作时常会使调速套筒瞬时偏离平衡位置。能使平衡恢复越快的调速器, 其工作稳定性越好。而如图 3-2 调速器工作稳定的必要条件是恢复力曲线 $[E = f(z)]$ 的斜率应大于支持力曲线 $[A\omega_p^2 = f(z)]$ 的斜率。当支持力曲线的斜率不变时, 调速弹簧刚度越大, 恢复力曲线的斜率越大, 调速器也越稳定。但是, 调速弹簧刚度增大后, 会使调速器工作时最高空转转速提高, 转速变化率(数值上等于柴油机的稳定调速率)变大。而在调速弹簧刚度不变的情况下, 恢复力曲线与支持力曲线的斜率差将随调速弹簧预紧力的减小而增大, 即转速变化率将随调速器起作用的转速下降而变大, 造成低速范围内转速变化率增大。这也是不希望的。

此外, 由于机械式调速器机构运动件之间的摩擦力和运动件惯性力的存在, 使调速套筒的位移(包括油量调节齿杆或调节滑套的位移)在某一飞块(或飞球)速度范围内会出现一个不灵敏区, 特别是当支持力较小时(如转速较低时), 不灵敏度会增大, 使调速器对转速变化反应迟钝, 影响柴油机工作的稳定, 特别是低速时的稳定性。为此, 又必须增大支持力到足够程度, 使调速器在转速变化时有高的响应速度, 将转速波动限制在许可范围内; 然而, 在恢复力不变的情况下, 增大支持力又会影响调速器工作的稳定性。面对诸如此类的矛盾, 要满足在各种工况下循环供油量精确的调节, 对传统的机械离心式调速器来说, 显然是十分困难的。

应用真空吸力与调速弹簧力平衡原理制成的气膜调速器是为克服机械离心式调速器上述缺点而问世的。使用这种调速器时, 在柴油机进气管中设有节气门, 节气门后的真空度通过一根管子引入调速器的弹簧/膜片机构的真空室。节气门开度一定时, 负荷变化而引起柴油机转速的变化会使弹簧/膜片机构直接控制喷油泵油量调节齿杆的位移。怠速时, 由于节气门接近全闭, 真空室内的真空度很大, 调速作用力比较大, 因而气膜调速器在怠速时具有较好的工作稳定性。但节气门全开时(即全负荷时), 由于真空室内的真空度极小, 调速作用力小, 使调速器的工作稳定性变差, 这种情况刚好和机械离心式调速器相反。为此, 曾经出现过气膜与机械联合作用的调速器, 以求互补长短。然而, 使用气膜调速器时必须在进气管内设置节气门, 影响柴油机的充气效率, 因而也不是最理想的解决方案。

利用流体压力随柴油机转速而变化的原理来调节喷油泵循环供油量的液压调速器, 由于感应元件小、通用性强, 具有良好的工作稳定性和很高的调节精度。但液压调速器零件多, 制造精度要求高, 成本高, 其价格是一般柴油机, 特别是中、小型车用柴油机所无法接受的。

3.1.2 第一代电控方法

如前所述, 在以微机为控制单元的现代汽车柴油机燃油喷射电控系统中, 第一代电控喷油

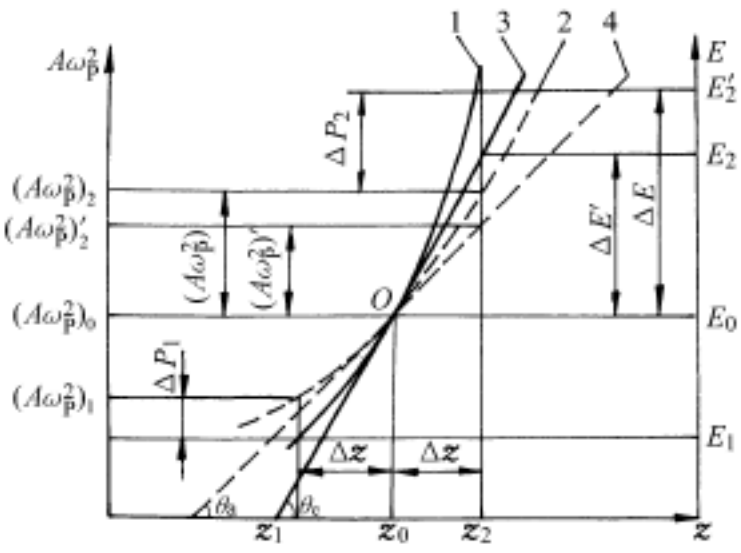


图 3-2 调速器平衡条件

- 1 - 恢复力曲线 $E = f(z)$; 2 - 支持力曲线 $A\omega_p^2 = f(z)$;
- 3 - 在平衡位置 O 处恢复力切线; 4 - 在平衡位置 O 处支持力切线

系统即常规压力电控喷油系统,是以基本保留传统燃油喷射系统基本组成和结构为特征的。它们通过增设由传感器、电控单元和执行器等组成的电控系统,对循环供(喷)油量以及后面将讲到的供(喷)油正时、供(喷)油速率和供(喷)油规律等进行‘位置控制’或‘时间控制’,这类系统包括电控直列泵系统和电控分配泵系统,以及一部分电控单体泵喷油系统或电控泵喷嘴喷油系统。

1. 对循环供油量的‘位置控制’

第一代电控喷油系统最早采用的就是对循环供油量的“位置控制”。所谓对循环供油量的“位置控制”,就是保留了传统的泵-管-嘴系统的构成形式,特别是保留了如直列泵中的油量调节齿杆、柱塞上控油螺旋槽,VE型分配泵中的油量调节滑套等机械传动机构。所不同的就是用电控调速器(或称电子调速器)来代替传统的机械式(或气膜式、液压式)调速器,即用发动机转速和驾驶员油门踏板角度传感器(也称负荷传感器)来代替原有的转速和负荷传感机构(如机械式离心飞块、真空室等),用电控单元控制的电子调速执行机构来代替机械式(或气膜式、液压式)调速执行机构。在具有电控调速器的情况下,可通过预设的程序使调速器不仅具有稳定怠速与超速保护的功能,而且使调速特性能在全制式和两极式之间变换,以满足汽车在一般行驶条件下希望具有两极式调速性能,获得油门踏板力小、加速性好、加速冒烟少等要求,而在较复杂行驶条件下希望具有全制式调速性能、保证柴油机在负荷多变的情况下仍可使转速保持基本稳定、减轻驾驶员操作疲劳的要求。同时,可以按柴油机扭矩特性的要求,通过预设的程序,方便地调整喷油泵的速度特性,进行扭矩校正。

图 3-3 和图 3-4 所示分别为电子调速器基本控制方框图和基本结构。其控制方法是:电控单元按油门踏板角度传感器测得的油门踏板位置信号(即柴油机负荷信号)和由喷油泵凸轮轴(或曲轴)转速传感器测得的柴油机转速信号,以及其他参考信号(如冷却液温度、进气压力等),确定循环供油量。再通过电控单元中的行程或位置伺服电路,使电磁式或电磁-液压式执行器(也称伺服机构)控制喷油泵油量调节齿杆或调节滑套有一个所要求的行程或位置。而油量调节齿杆或调节滑套实际的位置则由装在电子调速器内的齿杆或滑套位置传感器检测,检测结果被反馈到电控单元中的行程或位置控制电路,由控制电路对提供给执行器的电流进行控制,使齿杆或滑套实际位置与预定位置间的差值趋于零。这种反馈控制,有助于对齿杆或滑套位置进行高精度的控制和定位,提高对循环供油量的控制精度,同时也能用来检测控制和定位系统可能出现的问题或故障。

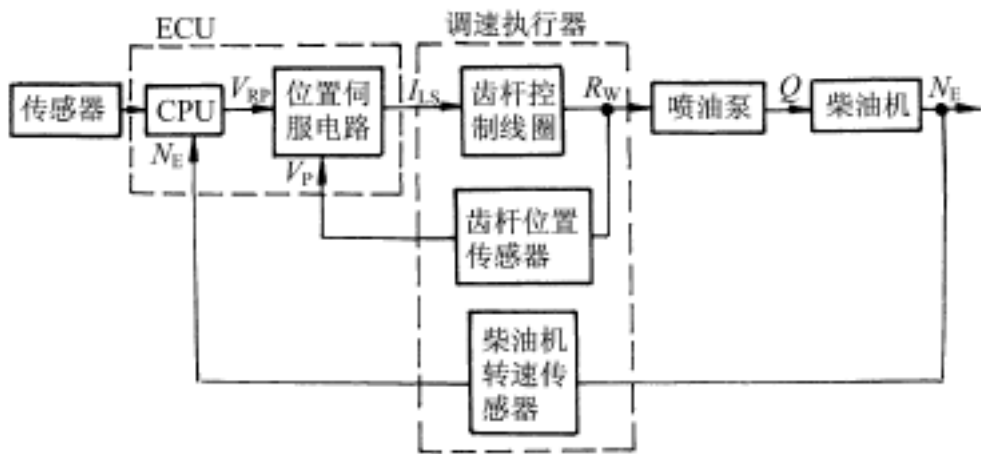


图 3-3 电子调速器基本控制方框图

V_{RP} - 要求的齿杆位置电压; V_P - 实际的齿杆位置电压; I_{LS} - 通过齿杆位置线圈的电流; N_E - 柴油机转速; Q - 供油量; R_W - 齿杆位移

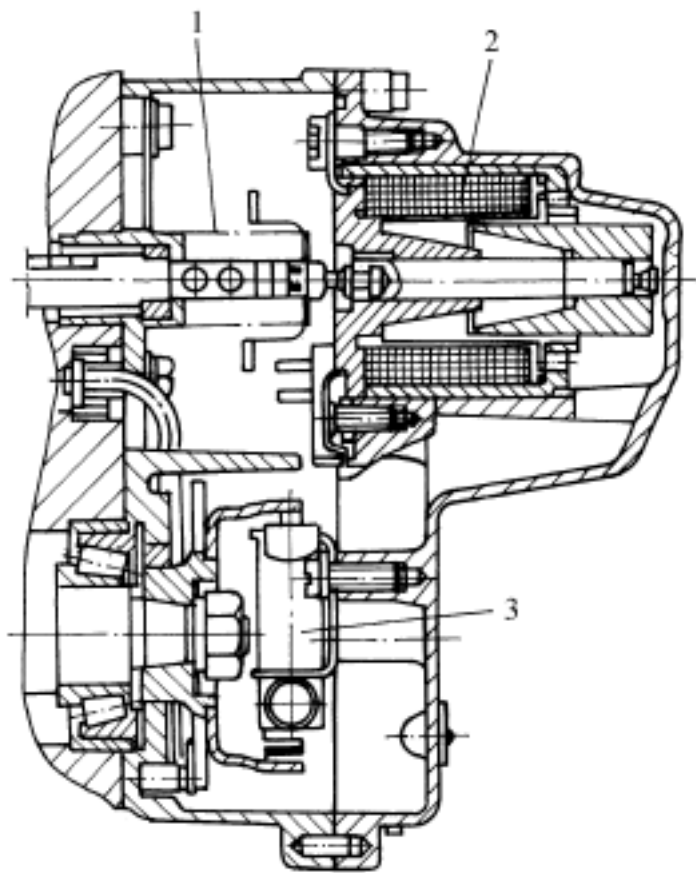


图 3-4 电子调速器基本结构

1 - 复位弹簧; 2 - 线性电磁铁; 3 - 转速传感器

“位置控制”中最重要的一个环节是执行电控单元指令对喷油泵油量调节齿杆或调节滑套位置进行控制的执行机构,它包括电控单元中的行程或位置控制电路和由它控制的执行器(即电子调速的执行机构)。

通常,行程或位置控制电路中采用的控制策略和在模拟电路中以经典的控制理论为基础的比例-积分-微分控制(PID 控制)是完全一样的。当然,由于采用了微机,所以,除 PID 控制外,其他一些控制策略也可实现。图 3-5 示出了一种典型的“位置控制”的控制逻辑图。电控单元中的 CPU 通过 10 位并行输出接口,传送出齿杆或滑套的位置的目标值(它对应于循环供

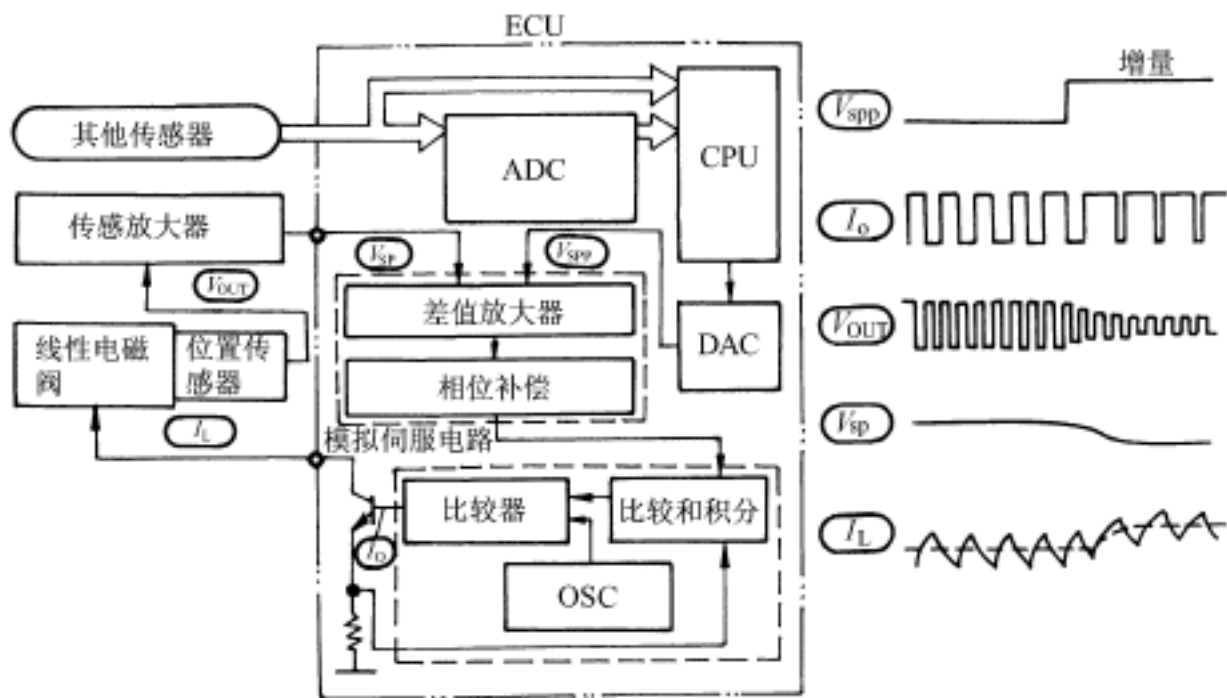


图 3-5 一种典型的“位置控制”的控制逻辑图

油量的目标值),通过 10 位数模转换(D/A),转换为模拟信号“ V_{spp} ”输入到控制电路;另一方面,齿杆或滑套位置传感器则将直流电压信号(DC)“ V_{sp} ”输入到控制电路。在控制电路内,“ V_{spp} ”和“ V_{sp} ”之和保持在一特定常数。如果“ V_{spp} ”和“ V_{sp} ”之和有偏差,则通过微分和积分电路进行相位补偿。相位补偿信号的最终值转变为 400Hz 的交流信号,通过电流反馈电路传送给由它控制的执行器,以调整齿杆或滑套的位置。

图 3-4 中所示的就是一种用线性螺线管作为执行器的直列泵油量调节齿杆行程或位置控制装置的结构图。当控制电流通过螺线管时,产生一个作用在电枢(铁芯)上的与螺线管中的电流成正比的电磁力,推动油量调节齿杆移动,当推力与复位弹簧力平衡时,齿杆就停留在某一位置上。根据齿杆的实际位置和预定位置间的偏差量,改变输入螺线管的电流就能精确控制齿杆的位置。同时,设置一个齿杆位置传感器,向电控单元提供齿杆实际位置的反馈信息,以此进行油量调节齿杆位置即循环供油量的反馈控制。

图 3-6 所示为一种常用于“位置控制”的 VE 型分配泵上的油量调节滑套行程或位置控制装置的示意图。它用一个转动式螺线管作为执行器,通过螺线管的电流,使与电枢连在一起的控制轴(转子)产生转动电磁力矩,将控制轴稳定在转动力矩与转子复位弹簧力矩平衡的位置上,使滑套定位。控制轴旋转时改变了装在轴下端的偏心钢球的位置,使与其啮合的油量调节滑套位移。控制轴在 $0^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 范围内旋转,对应的滑套位移量为 1.5 ~ 2.0mm。相应地,用一只角度传感器作为相应的滑套位置传感器,提供滑套实际位置的反馈信号。

图 3-7 所示为一种用电磁阀控制的,以柴油作为工作液的液压伺服机构的电-液控制电子调速器。为保证液压伺服机构工作稳定可靠,用供给喷油泵燃油的电动输油泵以一定的油压同时向喷油泵和伺服机构供油。控制时,由滑阀式伺服电磁阀打开工作液的进油或回油道,直至齿杆位置达到要求。需增加循环供油量时,液压伺服机构中油压升高,克服复位弹簧力,将齿杆调节到所要求的位置;需减少循环供油量时,液压伺服机构中油压下降,复位弹簧力将齿杆推到所要求的位置。柴油机超速时,电控单元发出指令使电动输油泵停止供油,保证柴油机不会飞车。

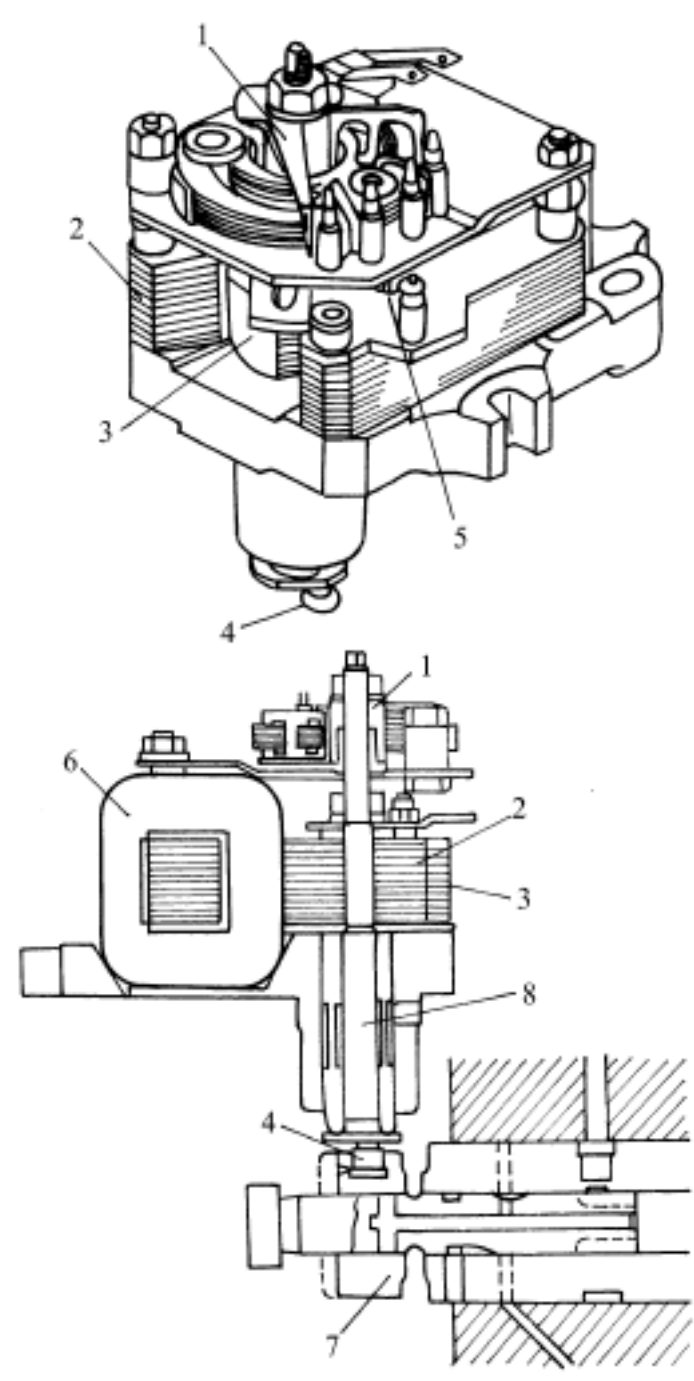
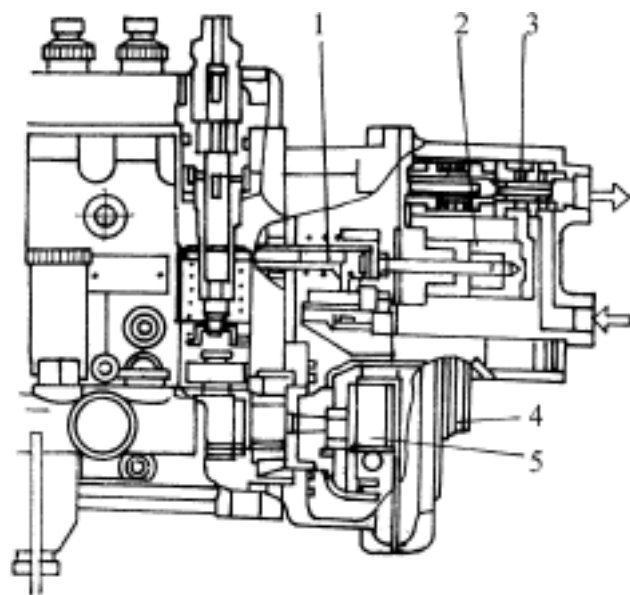


图 3-6 用于电控 VE 型分配泵上的“位置控制”装置示意图
1 - 转角传感器(油量调节滑套位置传感器); 2 - 定子; 3 - 转子; 4 - 偏心钢球; 5 - 复位弹簧; 6 - 线圈; 7 - 油量调节滑套; 8 - 轴



3-7 一种用电-液控制的电子调速器结构示意图

1 - 齿杆位置传感器;2 - 伺服活塞;3 - 电磁阀;4 - 接头;5 - 转速传感器

图 3-8 所示为一种采用‘位置控制’的电控径向柱塞型分配泵的供油原理图。电控单元通过对供油电磁阀和排油电磁阀的控制,改变分配转子尾部油腔内的油压,使分配转子产生轴向位移,关闭供油电磁阀,打开排油电磁阀,分配转子在弹簧力的作用下向右移动,反之向左移动。由于支撑径向柱塞的滚柱支架上的斜面与驱动轴上限制柱塞径向位移的爪形槽斜面间的配合关系(参见图 6-22 和图 6-23),分配转子产生的轴向位移使径向柱塞行程发生改变,从而改变循环供油量。在分配转子的尾部有轴向位移传感器,提供分配转子实际位移的反馈信号。

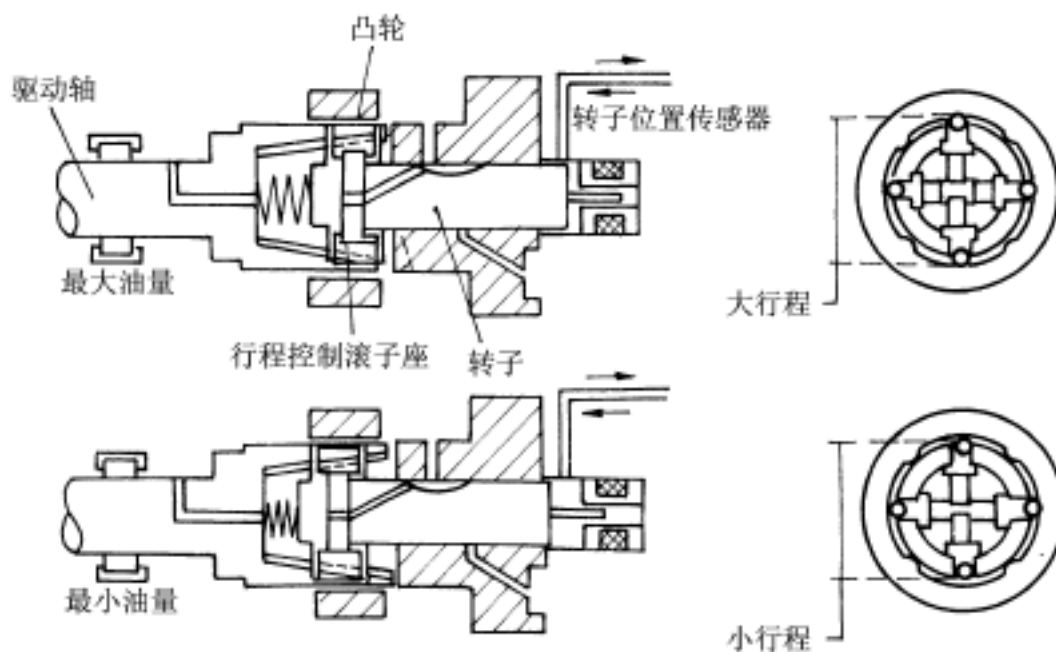


图 3-8 一种典型的‘位置控制’的电控径向柱塞型分配泵供油原理图

“位置控制”的特点是用模拟量来控制执行器的工作,通过对油量调节齿杆或滑套的定位来得到所需要的循环供油量。而提供给电控单元的作为精确控制依据的油量调节齿杆或滑套实际位置的反馈信号是由模拟量传感器测定的。由于电控单元中的 CPU 不能直接处理模拟量信号,必须进行 A/D 转换,因此影响控制精度,同时这种模拟量控制只能对循环供油量进行间接的低频连续调节。此外,不论采用何种执行器(即电子调速器),在喷油泵总成中总还是有一个带有某些机械装置的调速机构来执行对循环供油量的控制,这必然影响控制的响应速度,

同时结构也比较复杂。

2. 对循环供(喷)油量的“时间控制”

所谓对循环供(喷)油量的“时间控制”,就是基本上保留了传统的泵-管-嘴系统或泵喷嘴系统的构成形式,但取消了如直列泵中的油量调节齿杆、柱塞上控油螺旋槽,VE 型分配泵中的油量调节滑套等机械传动机构,用高速电磁阀直接控制供油(或喷油)。电控单元根据柴油机的转速和负荷信号,确定循环供(喷)油量,控制喷油泵或喷油器中的高速电磁阀的开启或关闭持续时间,提供所需要的循环供(喷)油量。由于采用了数字量控制和省掉了许多机械装置,与“位置控制”相比,有较高的控制精度和较快的响应速度。此外,它可将循环供(喷)油量控制和供(喷)油正时控制合二为一,大大简化了机构。

早期的“时间控制”主要用于各种电控分配泵上。这是因为,在分配泵中,通常是利用一个油量调节滑套的位置变化来控制高压腔与低压腔(溢油通路)相通时间的变化,从而调节循环供油量的多少。因而,只要能在溢油通路中用一个受电控单元控制的高速电磁溢流阀来实现溢油通路的打通或关闭,也就能实现循环供油量的“时间控制”。而这个高速电磁溢流阀通常布置在各缸出油口之间,紧靠柱塞顶部的高压腔。

图 3-9 和图 3-10 所示分别为一种用常闭式高速电磁溢流阀作为执行机构的电控 VE 型分配泵的电控系统示意图和这种分配泵的纵剖面示意图。其基本工作原理是:电控单元根据柴油机转速传感器、油门踏板角度传感器来的信息,按预存的负荷-转速-循环供油量三维脉谱图,确定基本循环供油量,并根据冷却液温度等信息计算出经过优化的循环供油量,然后发出指令,使装在溢油通路内的常闭式高速电磁溢流阀关闭或打开。电磁溢流阀电流接通,溢流阀关闭,由喷油泵凸轮驱动的柱塞在泵油行程开始后使柱塞顶部高压腔内的燃油产生高压,喷油泵即开始向喷油器供油。电磁溢流阀电流切断,电磁溢流阀打开,柱塞顶部高压燃油卸压,喷油泵停止供油。从电磁溢流阀关闭后柱塞开始泵油到电磁溢流阀打开所持续的时间确定了循环供油量。溢流阀打开时间越迟,循环供油量越多。而柱塞泵油开始点即为供油始点。在这种 VE 型分配泵中,喷油泵柱塞的往复运动只起到吸油和泵油的作用,而没有控制循环供油量的作用。调速器已不复存在。

在这个系统中,电控单元分成指令控制器(CCU)和装在泵体上的泵控制器(IPC)两部分,前者按柴油机转速、油门踏板角度、柴油机负荷、冷却液温度等信息,确定循环供油量,然后发出指令和数据至泵控制器;后者接到指令和数

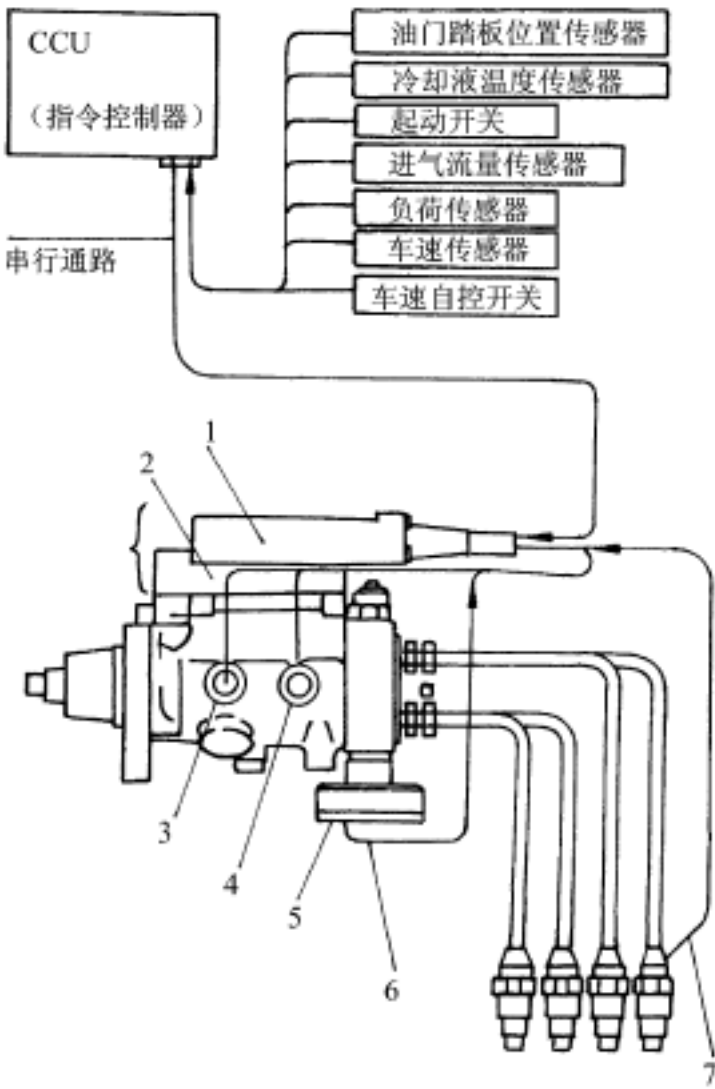


图 3-9 一种带常闭式高速电磁溢流阀的电控 VE 泵的电控系统示意图

1 - 控制器;2 - 驱动器;3 - 参照的和标准的凸轮角度传感器;4 - 油温传感器;5 - 高速电磁阀;6 - 阀关闭持续期传感器;7 - 喷油始点传感器

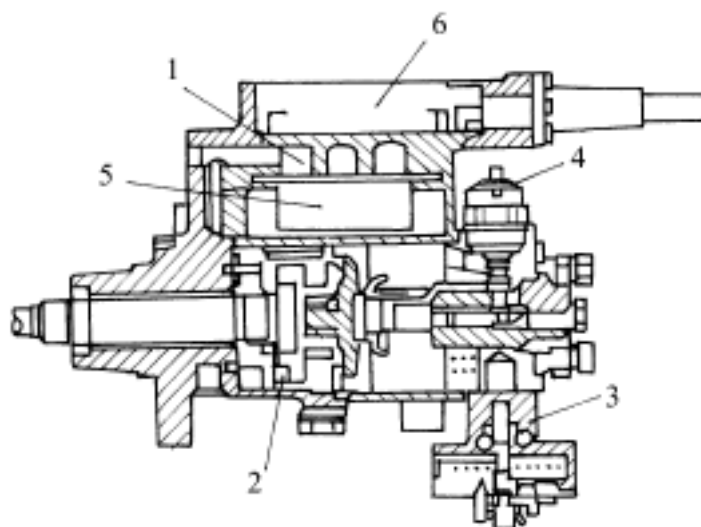


图 3-10 图 3-9 中的电控 VE 泵纵剖面示意图

1 - 油道; 2 - 磁铁环; 3 - 高速电磁阀; 4 - 燃油切断阀;
5 - 驱动器; 6 - 控制器

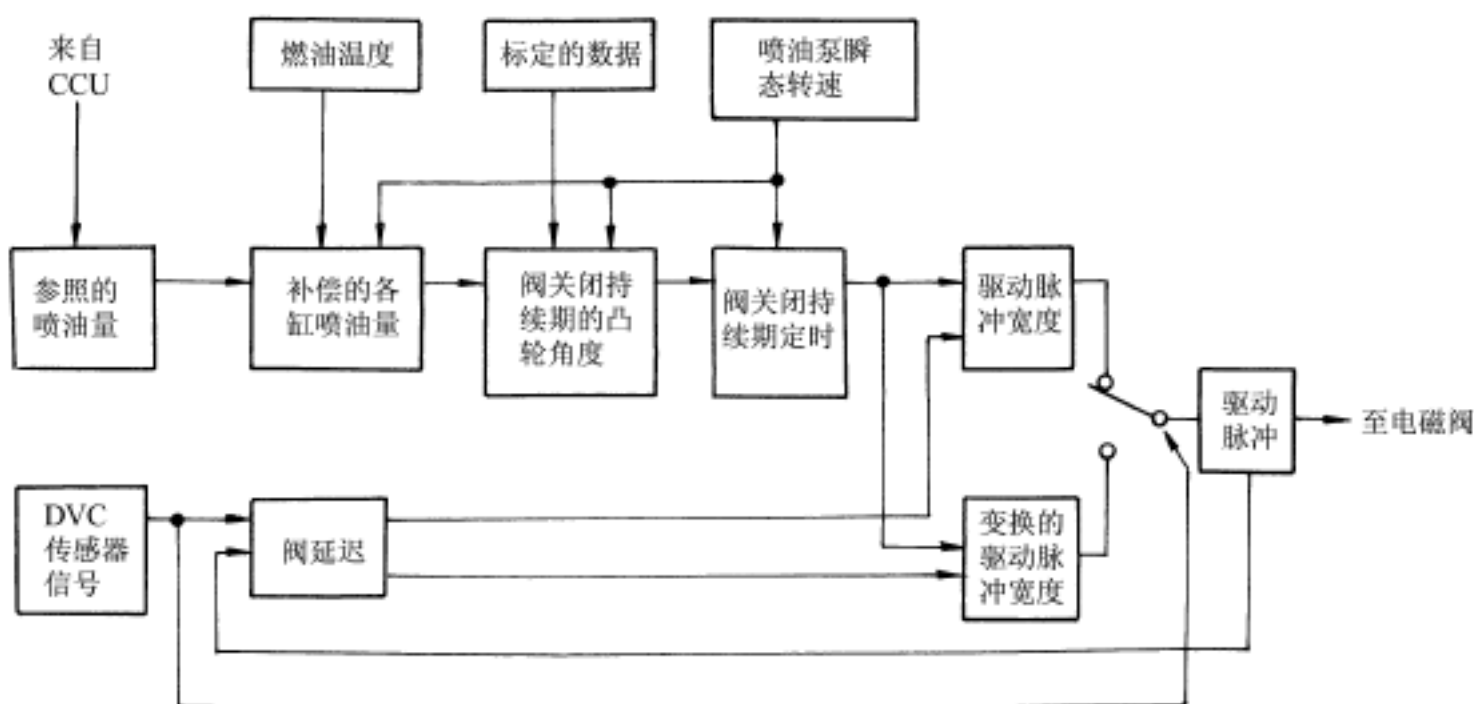


图 3-11 循环供油量控制流程图

据后,根据燃油温度及各缸工作情况的差异对各缸循环供油量进行补偿平衡,同时将喷油泵的转速信息送给指令控制器 (CCU)。在泵控制器 (IPC) 中循环供油量的控制流程如图 3-11 所示。

利用存储在 CPU 中经过标定的、反映喷油泵转速变化时所要求的循环供油量与对应于电磁溢流阀关闭持续时间的喷油泵凸轮转角之间特定关系的数据表,将补偿的循环供油量数据转换为对应的参考的喷油泵凸轮转角,然后根据喷油泵瞬态的转速信息,将参考的喷油泵凸轮转角再转换为电磁溢流阀关闭持续时间,以决定驱动脉冲信号的宽度。输出的驱动脉冲信号经过一个由电流调节电路和大功率晶体管组成的驱动器放大成使电磁溢流阀工作的驱动电流。考虑到电磁溢流阀对驱

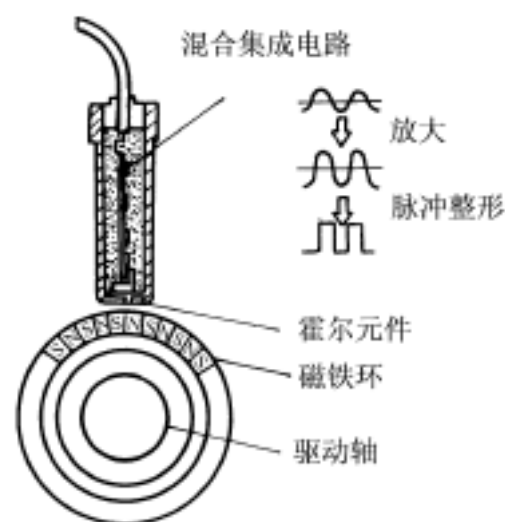


图 3-12 喷油泵凸轮转速与位置传感器(36 极)示意图

动脉冲信号的响应速度要受到蓄电池电压波动、环境温度和机械部件磨损等因素的影响,在电磁溢流阀上设置电磁阀关闭持续期传感器(DVC 传感器),用来精确测定电磁溢流阀关闭始点和终点(即阀开启始点)时刻,对驱动脉冲宽度进行反馈修正。由于驱动脉冲信号开始的时刻和脉冲的宽度是用喷油泵凸轮的转角来反映的,因此,需要有一个如图 3-12 所示喷油泵凸轮转速与位置传感器来精确地测定凸轮的转速和位置。图 3-13 所示为凸轮升程、驱动脉冲信号、电磁溢流阀运动、柱塞顶部高压腔内高压燃油压力、高压油管压力和喷油器针阀升程等各主要参数间的关系。图 3-14 所示为循环供油量随电磁阀关闭持续期延长而成比例增加的情况。

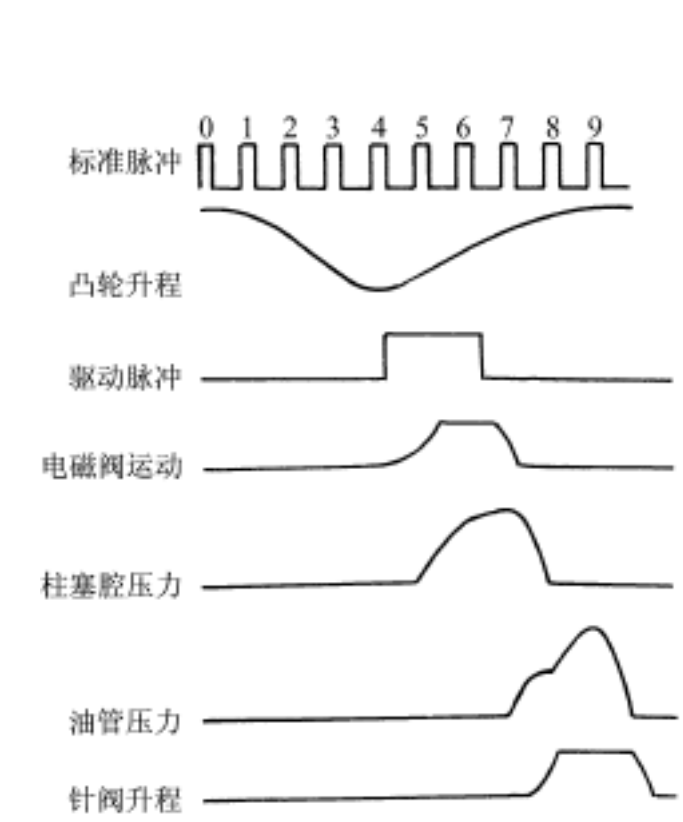


图 3-13 喷油系统各参数间的关系

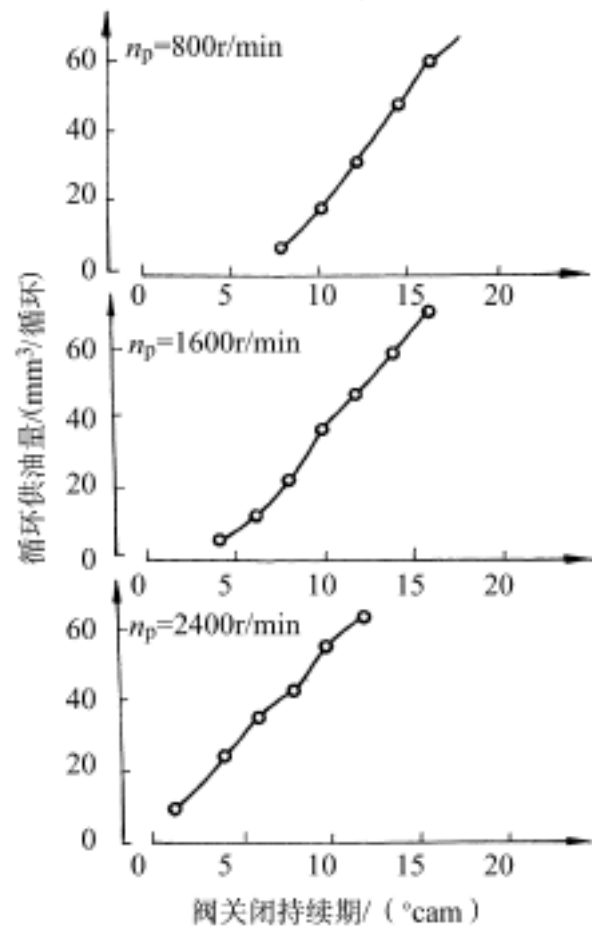


图 3-14 循环供油量与电磁阀关闭持续时间(cam 为凸轮转角)

从上例可以看出,由于喷油泵凸轮的存在,尽管供油的终点可以由电磁溢流阀打通溢油通路的时刻来确定,但是供油的始点往往并不取决于电磁溢流阀关闭溢油通路的时刻,而是取决于由凸轮型线决定的柱塞泵油行程开始的时刻。这就带来了循环供油量控制的复杂性。因此,各种电控分配泵循环供油量的“时间控制”可分为泵油-溢油法(PS 法)、溢油-泵油-溢油法(SPS 法)和充油-溢油法(FS 法)等三种控制方法。

所谓泵油-溢油法(PS 法),就是在整个柱塞吸油行程中,燃油经与溢流通路完全分开的进油通道从分配泵顶部经柱塞进油槽进入高压腔,即高压腔一直在充油,直至柱塞进油槽关闭,此时柱塞处于行程的下止点。在此前,电磁溢流阀已关闭,所以当滚柱与凸轮泵油斜面的始点一接触,即柱塞泵油行程刚开始的时刻,由于高压腔内油压迅速上升,供油就开始了。待电磁溢流阀一打开,供油马上结束。图 3-15 所示就是采用泵油-溢油法(PS 法)的一种以常闭式高速电磁溢流阀作为执行器的 VE 型分配泵电控系统的循环供油量控制原理图。由于电磁溢流阀(参见图 5-74)是常闭式的,所以在吸油、泵油和供油过程中,电磁溢流阀关闭,只有当需要停止供油时,电控单元才发出指令使电磁溢流阀打开,让溢油通路开启。所以循环供油量的多

少决定于电磁溢流阀开启的早晚。由于供油始点并不取决于电磁溢流阀关闭溢油通路的时刻,而是取决于分配式喷油泵柱塞泵油的始点,即滚柱与平面凸轮升程始点的接触点,所以在分配泵内必须设有一个装在滚柱环上的凸轮转速和位置传感器(泵角度传感器)和一个装在凸轮轴上的凸轮位置脉冲发生器(泵角度脉冲发生器)。带齿的脉冲发生器使凸轮每转动 5.625° 产生一个脉冲。在脉冲发生器上有四个(与柴油机气缸个数相同)均布的缺两个齿的无齿段,用以测定平面凸轮开始推动滚柱即柱塞开始压油的位置,根据测定的无齿段结束点的信号,电控单元识别出燃油被压缩的开始点,即供油始点。在凸轮转过一个对应于所要求的供油持续时间的供油持续角(即泵油角度)后,达到所要求的循环供油量。然后电控单元发出指令切断电磁溢流阀电流,溢流阀打开,高压燃油卸压,喷油泵停止供油。溢流阀打开越迟,泵油角度越大,循环供油量越多。所以,它是通过对电磁溢流阀关闭后柱塞开始泵油到电磁溢流阀开启这段时间的控制,即对柱塞泵油持续时间(或泵油角度)的控制来控制循环供油量的。

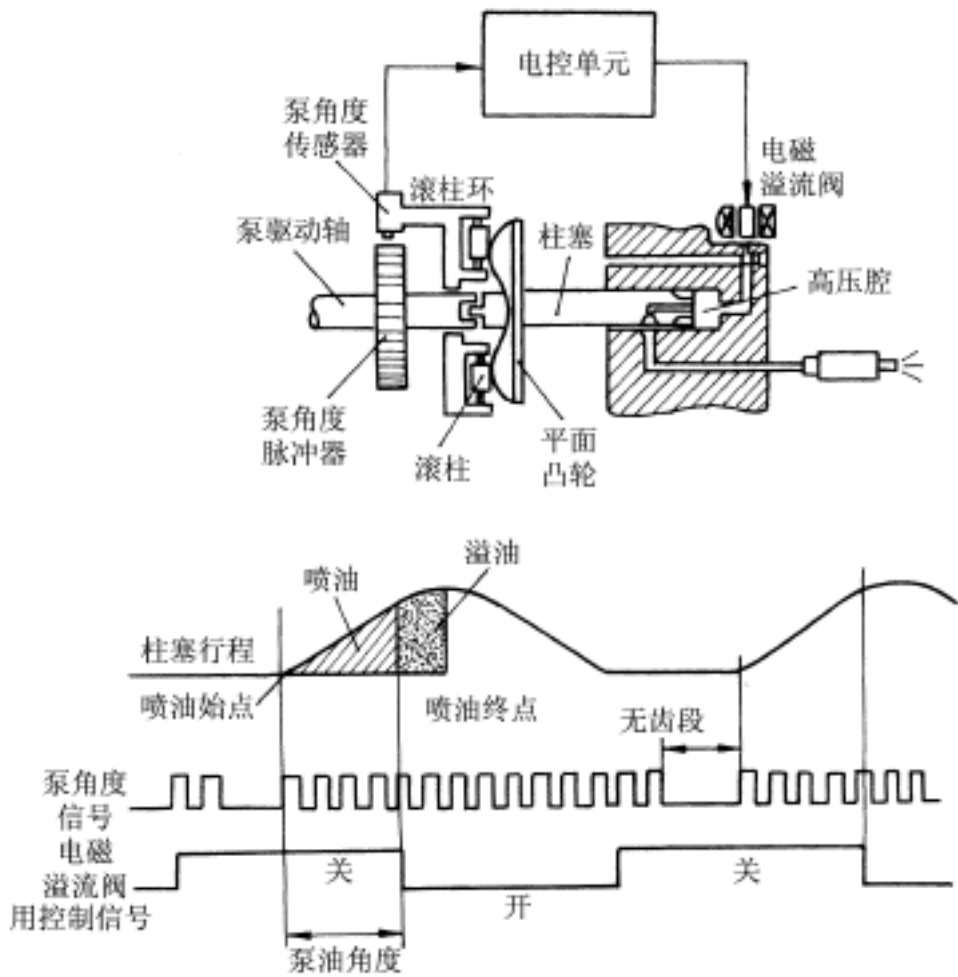


图 3-15 循环供油量“时间控制”的泵油-溢油法(PS 法)

溢油-泵油-溢油法(SPS 法)和上述泵油-溢油法(PS 法)的一个不同之处是,电磁溢流阀既是溢油阀又是进油阀;另一个不同之处是,滚柱要处在凸轮基圆或泵油斜面上时,电磁溢流阀才关闭,并立即供油。图 3-16 所示为一种用溢油-泵油-溢油法(SPS 法)通过一个电磁触发阀控制的溢流阀作为执行器的电控径向柱塞型分配泵的供油原理图。位于转子头部靠近柱塞处设有一个溢流阀。它由接受电控单元指令关闭或打开的电磁触发阀引起的液压作用而自动开关。电磁触发阀关闭时,溢流阀在弹簧力作用下关闭,进油口也关闭。此时,柱塞刚好位于内凸轮升程的最低点,即柱塞泵(压)油行程开始的位置(当然也可位于内凸轮上升工作段上任何一点即柱塞泵(压)油行程的某一位置)。在柱塞泵油作用下,供油开始;电磁触发阀通电后开启时,由于液压滞后,溢流阀仍处于关闭状态,供油继续;当液压滞后结束,从电磁触发阀过来

的燃油推动溢流阀打开,此时燃油压力作用在溢流阀体的大截面上。溢流阀打开后,流通面积突然增大,使高压油腔迅速卸压,造成快速溢流断油,供油结束。由于其供油始点为内凸轮工作行程的始点,所以,溢流阀关闭的持续时间决定了循环供油量。电磁触发阀打开越迟,循环供油量越多。当柱塞开始反向运动时,油路系统开始充油,在弹簧力作用下溢流阀趋于关闭,等电磁触发阀一关闭,溢流阀完全关闭,进油口打开,靠输油压力继续充油。为了获得实际供油始点的反馈信息,喷油泵内也安装了凸轮转角-时间测量系统。清扫口的作用是使各缸高压油路系统在供油结束后的一个阶段中,与低压油腔接通一次,使各缸高压油路系统内的残余压力平衡,有利于各缸均匀供油。

充油-溢油法(FS 法)就是在充油-泵油-溢油过程中在充油-泵油期间加一段稳定期(或称锁闭期)的控制方法。图 3-17 所示为一种装有一个高速推拉型螺旋电磁线圈的电磁溢流阀作

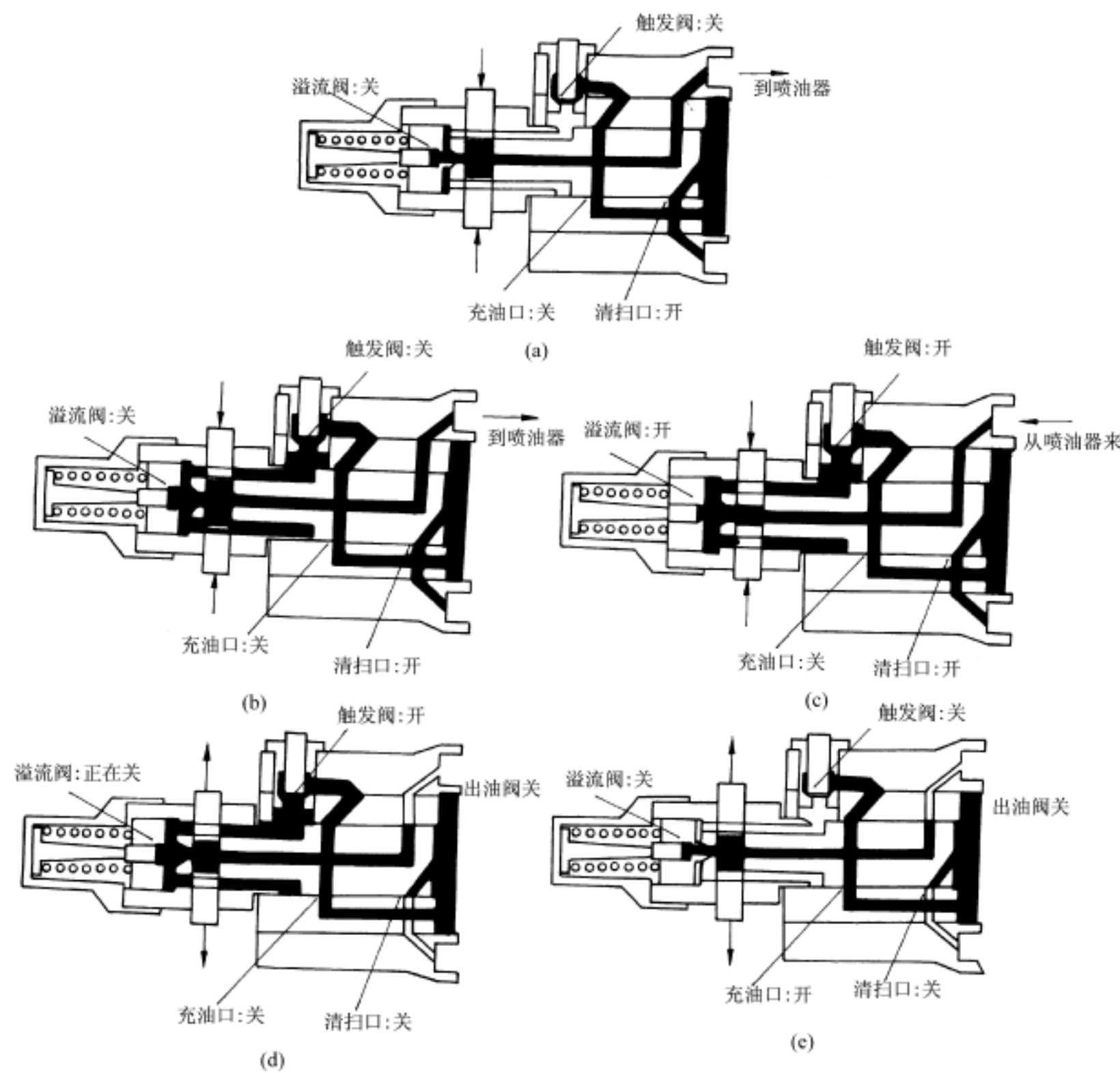


图 3-16 循环供油量“时间控制”的溢油-泵油-溢油法(SPS 法)
(a) 泵油;(b) 溢流触发;(c) 主溢流;(d) 再充油;(e) 输送压力充油

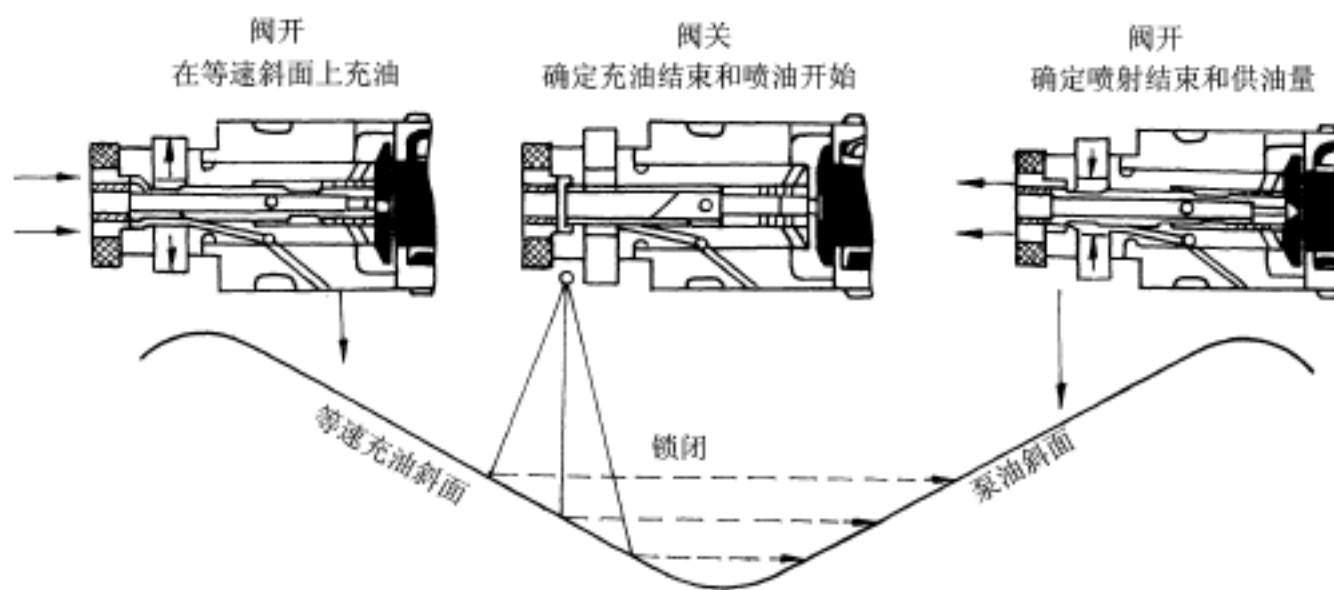


图 3-17 循环供油量“时间控制”的充油-溢油法(FS 法)

为执行器的电控径向柱塞型分配泵的供油原理图。其电磁溢流阀的阀座设在泵的进油通路(此例中溢油和进油也在同一通路)中,紧靠高压腔,使高压死容积最小。充油开始时电磁溢流阀不通电,呈开启状态,燃油经阀座进入高压腔,滚柱与凸轮型线回程侧接触;电磁溢流阀通电后关闭,充油结束,进入稳定期,燃油不进不出;当滚柱与凸轮型线泵油侧接触时,供油开始,此时电磁溢流阀仍关闭,供油过程一直持续到电磁溢流阀断电开启,燃油经阀座泄油。所以电磁溢流阀关闭后滚柱与凸轮型线泵油侧接触的时刻决定了供油始点。而由于在稳定期内燃油不进不出,所以电磁溢流阀关闭持续时间决定了循环供油量。与上述没有这段稳定期的控制方法如溢油-泵油-溢油法(SPS 法)相比(如图 3-18 所示),充油-溢油法(FS 法)明显的优点是,电

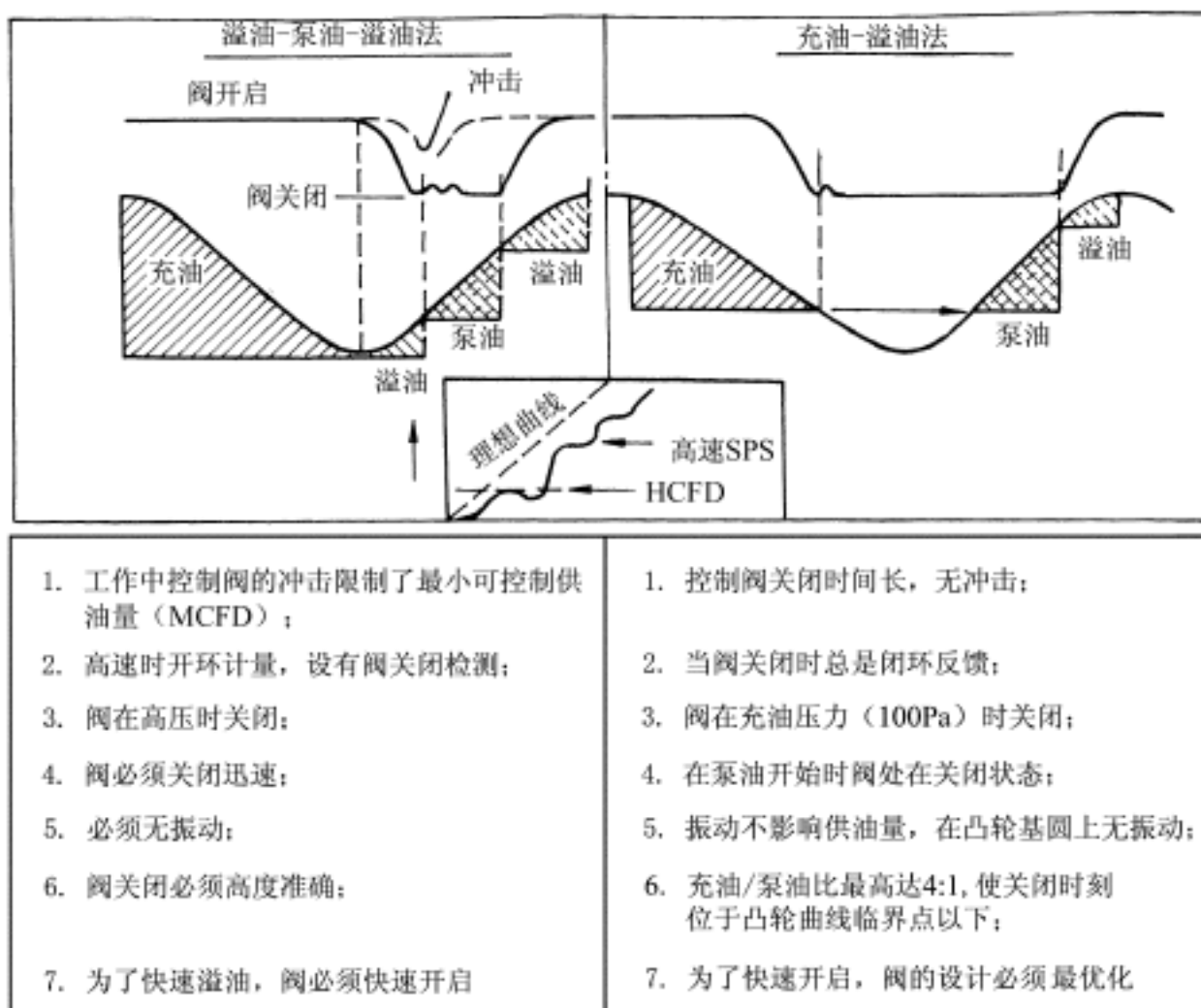


图 3-18 SPS 法和 FS 法的比较

磁溢流阀是在很低的充油压力(100Pa)下关闭的,关闭迅速,冲击和振动极小,因而对循环供油量的控制更为精确。不过,采用充油-溢油法后,电磁溢流阀关闭得越早,供油越延迟。

在传统的直列泵上采用上述各种电控分配泵上用的高速电磁溢流阀作为执行机构来实现循环供油量的“时间控制”,在理论上应该是可行的。图 3-19 所示的一种试验系统(PPVI 系统)是在喷油泵和每个喷油器之间的高压油管中设置一个高速电磁溢流阀。由经过结构简化(取消了油量调节机构、出油阀、柱塞上的螺旋槽等)和强化的直列泵提供高压燃油,而由接受电控单元指令的高速电磁溢流阀关闭或打开来控制循环喷油量和喷油正时。同时,通过溢流阀关闭时的“油锤”压力波及其叠加作用,提高喷油压力和实现快速断油。由于 20 世纪 90 年代后电控共轨式喷油系统的出现,这种“时间控制”的电控直列泵喷油系统未能实用化。

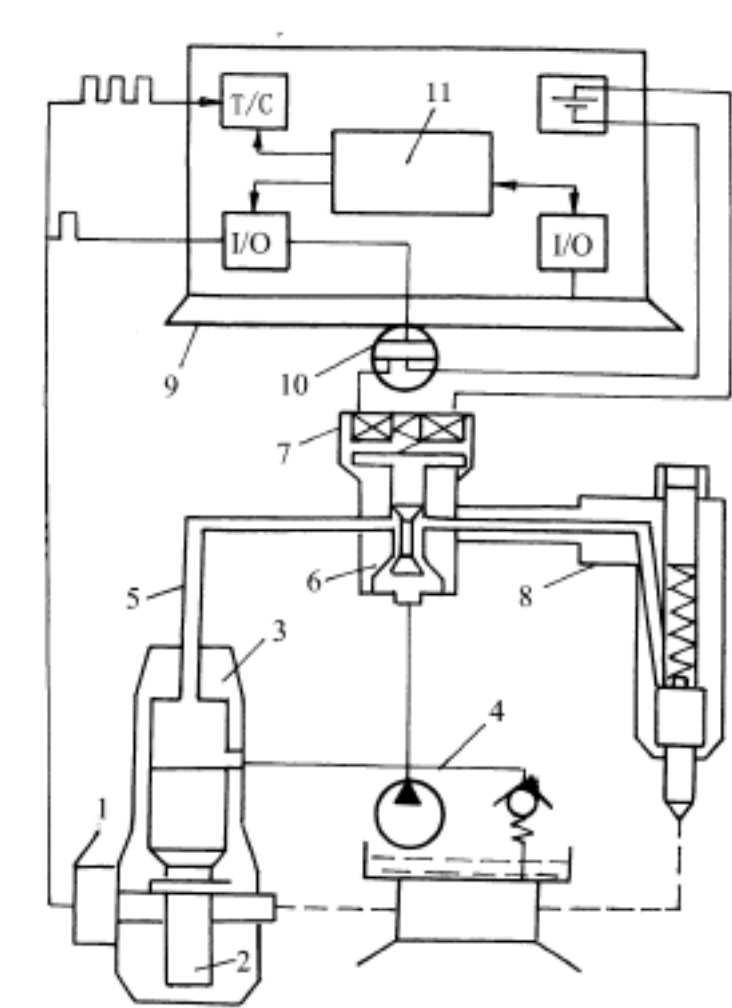


图 3-19 PPVI 系统示意图

1 - 增量式凸轮轴角度编码器;2 - 凸轮;3 - 喷油泵;4 - 低压系统;5 - 油管;6 - 旁通溢流阀;7 - 高速电磁铁;8 - 喷油器;9 - 电控单元;10 - 功率开关电路;11 - CPU

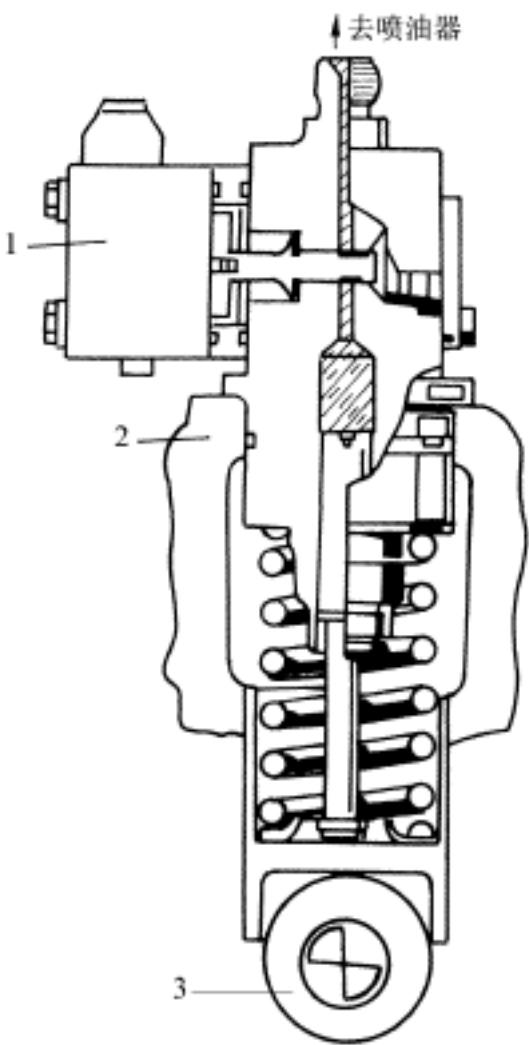


图 3-20 一种循环供油量“时间控制”的电控单体泵

1 - 电磁阀;2 - 发动机;3 - 挺柱体滚轮

图 3-20 所示为一种循环供油量“时间控制”的电控单体泵。按电控单元指令打开或关闭的高速电磁溢流阀设在单体泵的出油端,溢流阀开启时,单体泵内的柱塞即使已开始泵油,也不能建立高压。只有当溢流阀一关闭,油压才迅速升高。高压燃油经过一段很短的高压油管进入喷油器使喷油器喷油。溢流阀再一次打开时,则迅速溢流卸压,喷油停止。电磁溢流阀关闭的持续时间决定了循环供油量。

图 3-21 所示为一种循环喷油量“时间控制”的电控泵喷嘴。其原理与上述电控单体泵的供油原理基本相同,其特点是省去了高压油管,按电控单元指令打开或关闭的高速电磁溢流阀与泵喷嘴合为一体。电磁溢流阀关闭的持续时间决定了循环喷油量。对一些进、回油道都铸

在气缸盖内的电控泵喷嘴系统来说,由于燃油在压缩和溢流过程中会产生热量,加上气缸盖的传热,要求输油泵有足够大的供油量以保证各缸泵喷嘴燃油温度相同。

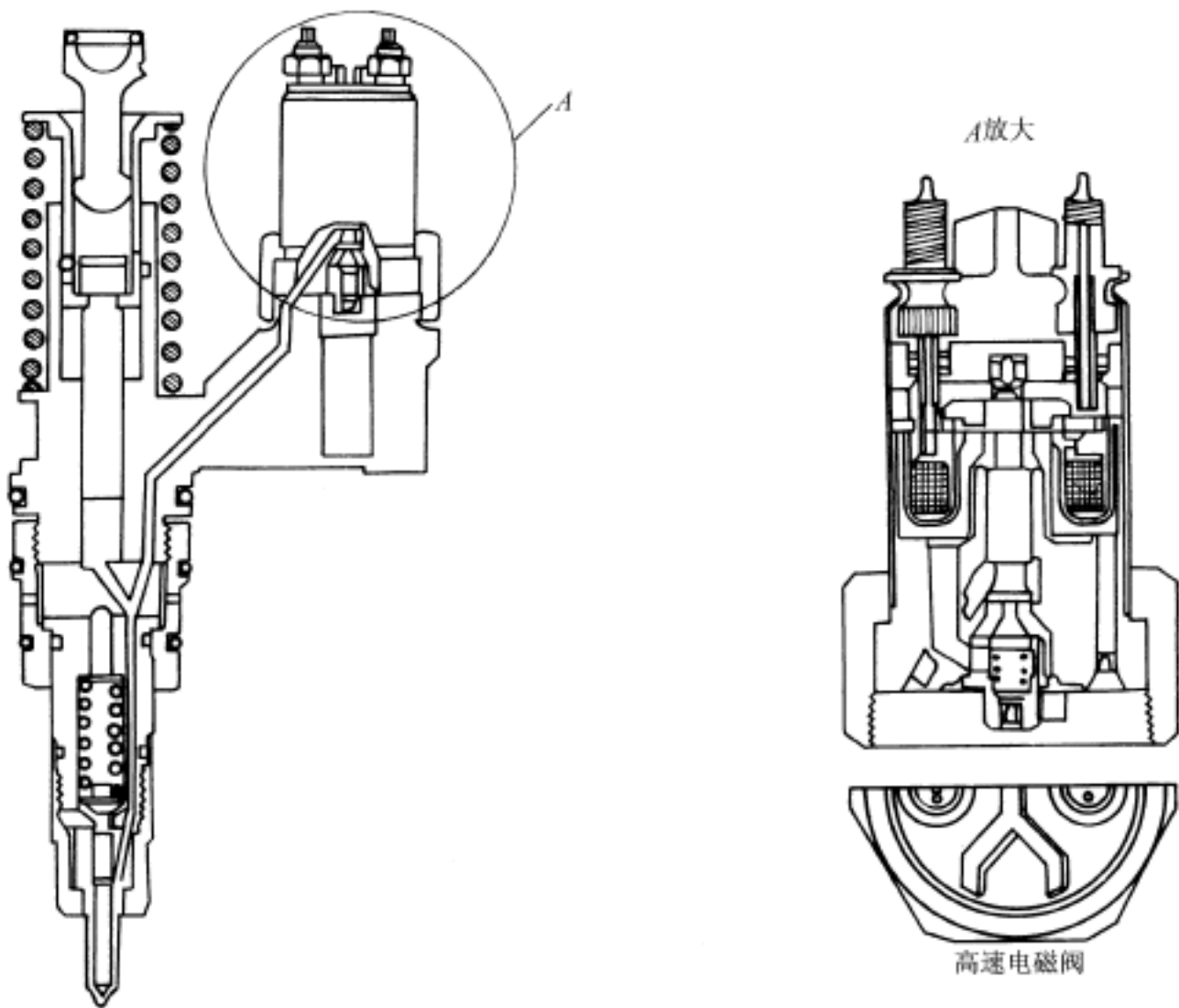


图 3-21 一种循环喷油量“时间控制”的电控泵喷嘴

3.1.3 第二代电控方法

第二代电控喷油系统即高压电控喷油系统,是以基本改变了传统燃油喷射系统基本组成和结构为特征的。通过设置传感器、电控单元和高速电磁阀或电/液控制执行器等组成的电控系统,对循环喷油量以及后面将讲到的喷油正时、喷油速率和喷油规律、喷油压力等进行“时间-压力控制”或“压力控制”。这类系统包括电控共轨式喷油系统和一部分电控单体泵喷油系统或电控泵喷嘴喷油系统。其中最典型的是电控共轨式喷油系统。

在电控共轨式喷油系统中,对循环喷油量采用了“时间-压力控制”或“压力控制”。其中用得最多的是“时间-压力控制”。

1. 对循环喷油量的“时间-压力控制”

图 3-22 所示为一种电控无液压放大的高压共轨系统。凸轮驱动式高压供油泵将高压(120MPa)燃油输入共轨,其供油量必须是实际喷油量的几倍。供油泵上装有通过供油量增减来调节共轨中油压的供油压力调节阀(PCV 阀)。共轨中油压由电控单元根据柴油机工况的要求进行调节。按照流量方程,在喷油器针阀开启时间、燃油密度和喷孔截面积都不变的情况下,燃油喷射量与喷油器喷孔内外的压力差的平方根成正比。因此,共轨中油压的脉动会造成循环喷油量的变化,为此,高压供油泵的供油特性、调压阀的工作特性和共轨的几何尺寸与形

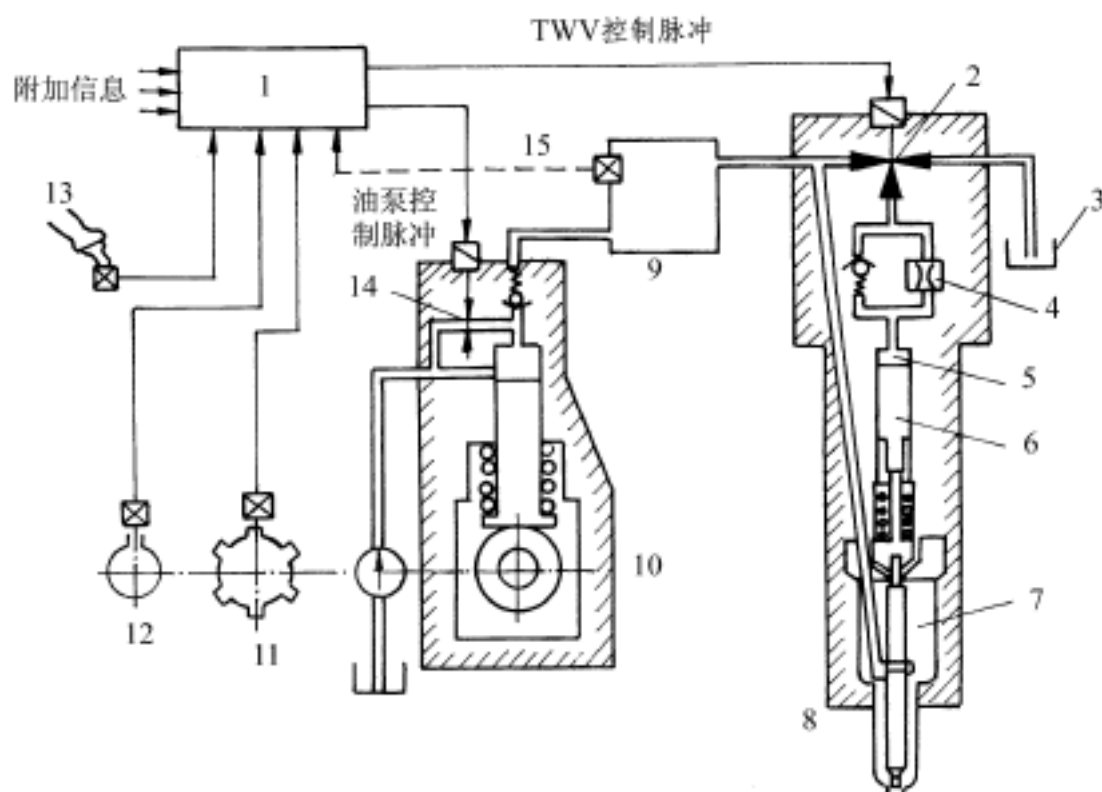


图 3-22 一种带二位三通电磁阀喷油器的电控高压共轨系统示意图

1 - 电控单元; 2 - 三通阀; 3 - 燃油箱; 4 - 节流孔; 5 - 控制室; 6 - 液压活塞; 7 - 喷嘴;
8 - 喷油器; 9 - 公共油轨; 10 - 高压供油泵; 11 - 柴油机转速传感器; 12 - 曲轴位置传
感器; 13 - 油门踏板位置传感器; 14 - 供油泵供油压力调节阀; 15 - 燃油压力传感器

状等都需设计得力求使共轨中的油压脉动最小。共轨上设有油压传感器, 将共轨油压的信号输送给电控单元, 由电控单元对 PCV 阀实施反馈控制, 使共轨油压稳定于目标值。当共轨油压低于目标值时, PCV 阀提前关闭, 供油泵提前供油, 而供油终点位于凸轮升程最高点, 是不变的。所以, 供油泵提前供油就使供油量增加, 共轨油压也就升高; 反之, 当共轨油压高于目标值时, PCV 阀迟后关闭, 供油量减少, 共轨油压也就降低。在电/液控制喷油器上方设置了一个电磁式二位三通阀(TWV 阀), 由电控单元根据柴油机工况的要求而决定的共轨压力(它决定了喷油压力)和电磁阀通电持续时间(作用在三通阀上的控制脉冲宽度)决定了循环喷油量, 它通电的时刻(作用在三通阀上的控制脉冲开始时间)决定了喷油始点。这种带电磁式二位三通阀的电/液控制喷油器的结构和工作原理可参见第 5 章 5.3.7 节。

图 3-23 所示为另一种电控无液压放大的高压共轨系统。它通过一个径向柱塞式高压供油泵向共轨输送高压燃油。由电控单元控制的 PCV 阀则通过对带有控制边缘的滑阀与套筒上量孔的相对位置的调节, 改变进入泵油柱塞腔的油量, 同样通过供油量的增减来调节共轨中的油压。共轨中的燃油压力(140~150MPa)由电控单元根据柴油机工况的要求进行调节, 并由共轨上的油压传感器向电控单元提供油压反馈控制信号。它所使用的电/液控制喷油器带有二位二通电磁阀, 同样, 由电控单元根据柴油机工况的要求而决定的共轨油压(它决定喷油压力)和电磁阀通电持续时间决定了循环喷油量, 通电时刻决定了喷油始点。这种带电磁式二位二通阀的电液控制喷油器的结构和工作原理可参见第 5 章 5.3.7 节。

2. 对循环喷油量的“压力控制”

在电控共轨式喷油系统中还有一种循环喷油量的“压力控制”方法。

图 3-24 所示为一种电控有液压放大的增压共轨系统。它由低压(2~10MPa)供油泵、蓄压式电/液控制喷油器、供油压力调节器(PCV 阀)和共轨等组成。供油泵将燃油输入共轨, 共

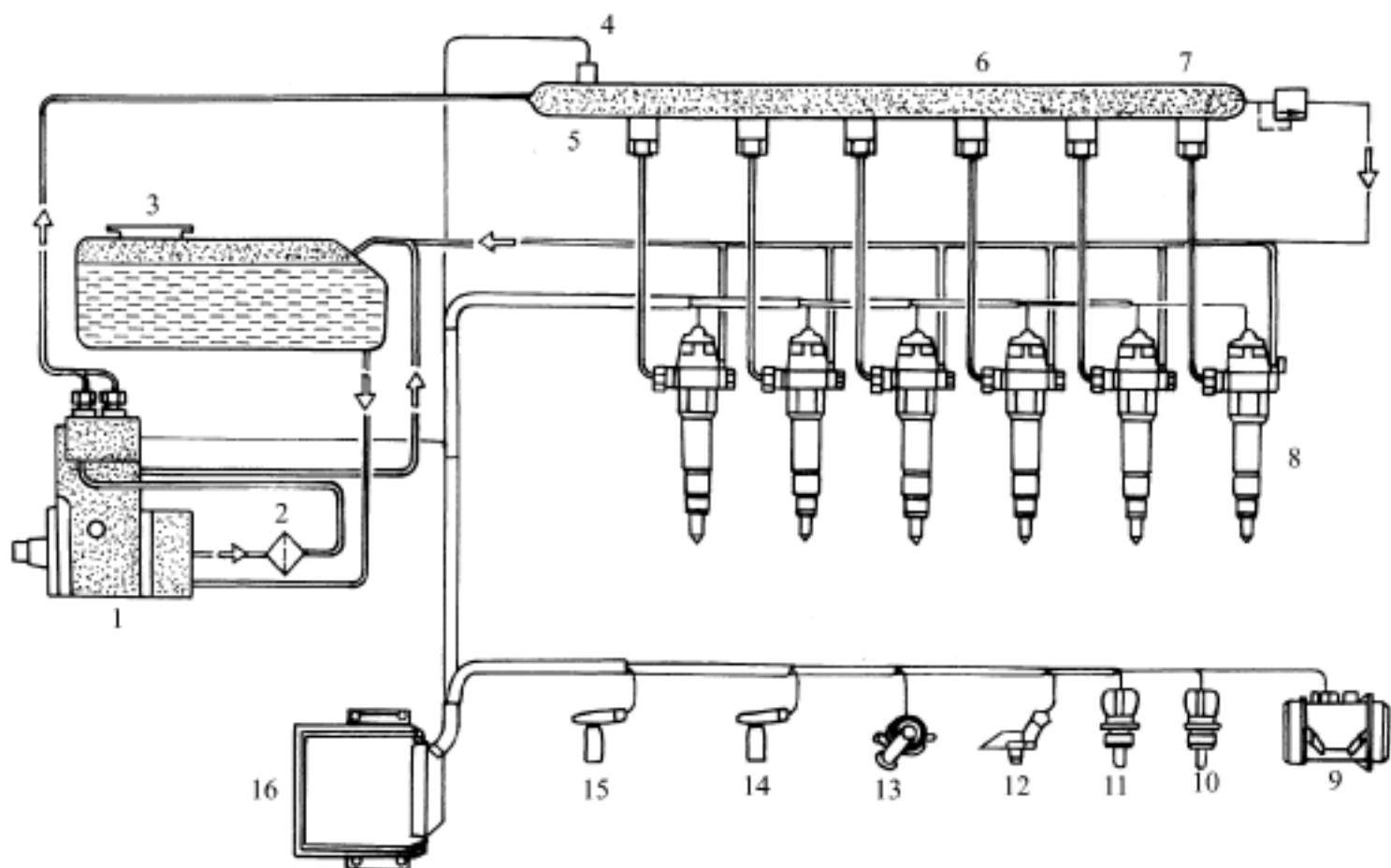


图 3-23 一种带二位二通电磁阀喷油器的电控高压共轨系统示意图

1 - 高压供油泵; 2 - 滤清器; 3 - 燃油箱; 4 - 共轨压力传感器; 5 - 限流器; 6 - 公共油轨; 7 - 限压阀; 8 - 喷油器; 9 - 进气质量流量计; 10 - 冷却液温度传感器; 11 - 空气温度传感器; 12 - 增压压力传感器; 13 - 油门踏板位置传感器; 14 - 曲轴位置传感器; 15 - 柴油机转速传感器; 16 - 电控单元

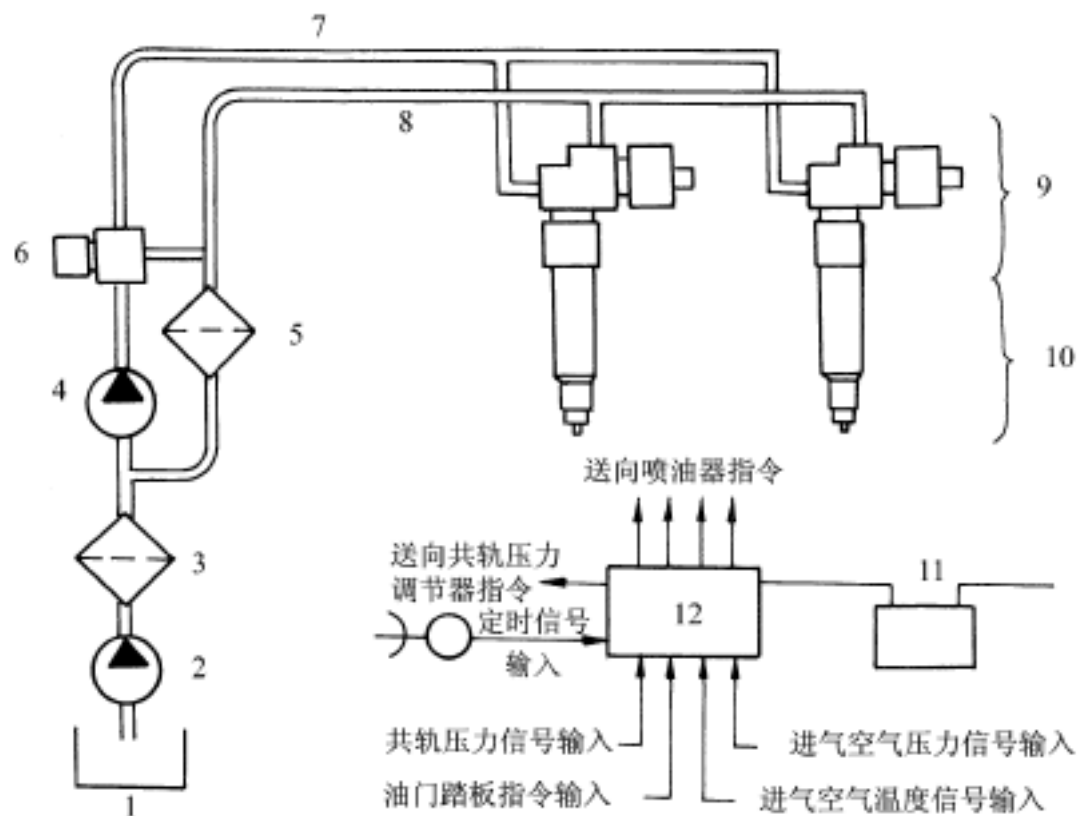


图 3-24 一种电控有液压放大的增压共轨系统示意图

1 - 燃油箱; 2 - 供油泵; 3 - 滤清器; 4 - 中压供油泵; 5 - 热交换器(需要时); 6 - 调压器; 7 - 燃油供油轨; 8 - 燃油回油轨; 9 - 高速电磁阀和油压增压器; 10 - 喷油器; 11 - 蓄电池; 12 - 电控单元

轨油压由电控单元根据柴油机工况的要求进行调节。共轨中燃油进入蓄压式电/液控制喷油器中的增压活塞上部低压腔,该低压腔所具有的蓄压性能可以允许泵油能量的积累和喷射过程有一定的时间间隔,这样就大大降低了对供油压力的要求。增压活塞上下面积之差使增压活塞下部的燃油可以产生极高的压力,因为压力能量可以持续产生,所以压力的建立不受喷油过程时间极短的影响。在包括起动、怠速的全部转速范围内,都可以有很高的喷油压力和非常短的喷油持续期。循环喷油量由增压活塞上部低压腔内的压力来调节,也就是说,循环喷油量是由共轨中的油压来控制的,这也就是循环喷油量的“压力控制”方法。虽然采用低压供油,但却能实现高达160MPa的喷油压力。这种蓄压式电/液控制喷油器的结构和工作原理可参见第5章5.3.7节。

在电控共轨式喷油系统中,还有一种不用电磁-液力式喷油器而用带有压电执行器的压电式喷油器的系统,如图3-25所示。其高压供油部件采用由电动机驱动的径向柱塞泵。共轨中燃油压力为120MPa,由调节阀调节,以保持压力稳定。这种压电式喷油器包括压电执行器和无压力室式喷嘴。它利用压电元件的反向压电效应,改变加在压电元件上的负电压,使压电执行器收缩量改变,从而改变喷油器针阀的升程。由于采用无压力室式喷嘴,喷孔有效流通面积是随针阀升程而变化的,所以在喷油压力、喷油持续时间、柴油机转速不变的情况下,循环喷油量仅决定于针阀的升程,即决定于所加的反向电压的高低,对所加的反向电压的控制就是对循环喷油量的控制。这种压电式喷油器的结构和工作原理可参见第5章中的5.3.7节。

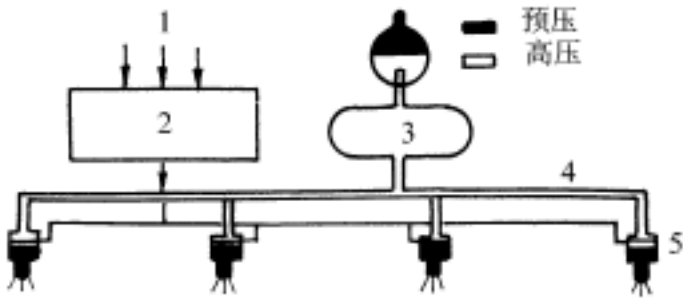


图 3-25 带有压电式喷油器的电控共轨系统示意图

1 - 传感器;2 - 电控单元;3 - 高压蓄压器;4 - 公共油轨;5 - 喷油器

3.2 供(喷)油正时的控制

3.2.1 传统的控制方法

在2.1.4节中,已经介绍了在传统的泵-管-嘴机械式控制系统中,供油正时的控制是采用供油提前角自动调节器(简称喷油提前器或调喷器)对喷油泵的供油提前角的调节来实现的,其主要功能是使喷油泵供油提前角随柴油机转速升高或负荷的减小而自动加大,随转速下降或负荷的增加而自动减小。通过对供油正时的调整间接实现对喷油正时的调整。

1. 机械离心式自动提前器

在柱塞式喷油泵系统中,通常采用连接在喷油泵凸轮驱动轴和喷油泵凸轮轴之间的机械离心式自动提前器。这种提前器使喷油泵凸轮轴根据柴油机的转速得到相对于喷油泵凸轮驱动轴的角位移。其工作原理是:当提前器静止时,飞块在两组弹簧作用下被压在最小回转半径位置,柴油机起动后,当喷油泵达到一定转速时,飞块离心力增大到足以克服弹簧力的作用而向外运动,装在飞块上的滚轮沿从动盘曲面向外滚动,其外圈迫使从动盘向提前器旋转方向,即相对于驱动盘转过一个角度 $\Delta\theta$,这样就使供油提前角自动提前一个 $\Delta\theta$ 。 $\Delta\theta$ 与转速接近成线性关系,转速越高, $\Delta\theta$ 越大,如图3-26所示,改变弹簧的刚度可以改变提前器特性曲线的斜率。

显然,这种机械离心式自动提前器只能随柴油机转速变化而起作用,在转速不变而负荷变

化时则无能为力。同时,由于机械结构的限制,其角度变化范围极其有限(通常只有 8 度至 10 度凸轮转角),一般只能在额定转速至最大扭矩点转速范围内起作用,很难满足车用柴油机宽广的转速变化的要求。此外, $\Delta\theta$ 与转速是“接近成线性关系”(严格讲是二次函数关系),与柴油机所要求的供油正时特性很难做到最好的匹配。再则,不可避免的安装调试误差、机械装置的磨损、驱动喷油泵凸轮轴的链条或齿带变长等最终都会影响供油正时的调节精度。

2. 液压式自动提前器

在各种分配泵中,常用装在喷油泵体内部的液压式自动提前器。它利用作用在液压伺服器正时活塞一端的输油压力和作用在活塞另一端的正时弹簧力的平衡作用来实现喷油提前角的自动调节。这种提前器同时具有转速提前和负荷提前两种功能。

1) 转速提前

当正时活塞处于平衡状态时,喷油泵供油始点稳定不变。柴油机转速升高时,按滑片式输油泵的速度特性 $p = f(n)$,输入泵室的燃油压力 p 随转速 n 升高而线性上升。由于正时活塞油压端(高压侧)压力增高,因此低压侧正时弹簧受压缩,直到新的平衡位置为止(参见图 2-13)。此时,通过正时销使滚轮座和滚轮相对于 VE 泵的端面凸轮向喷油提前方向转过一个角度 $\Delta\theta$ 。在径向柱塞型分配泵中,则是使凸轮环相对于其随动件(支撑径向柱塞的滚柱支架及滚柱组件)向供油提前方向转过一个角度 $\Delta\theta$ 。转速下降时则相反。图 3-27 为提前器 $\Delta\theta$ 随喷油泵转速变化的特性曲线。

2) 负荷提前

其工作原理如图 3-28 所示。当负荷由大变小时,为保持转速不变,油量调节滑套右移(减油),当滑套上的控制孔开始打开调速器轴上的控制槽时,泵室内的压力油通过滑套上控制孔及轴上的控制槽、径向孔、中心孔后,从出油孔回流至输油泵的进油端,泵室内的油压下降,液压式自动提前器中的正时活塞油压端的压力降低,使喷油正时推迟;相反,当转速不变而负荷由小变大时,供油正时则提前。

液压式自动提前器满足了在同一提前器上实现转速提前和负荷提前双重功能的要求。由于具有负荷提前功能,使柴油机有可能在全负荷下经调整后得到良好的性能后,在中、小负荷时则由于供油的自动推迟,也能使性能得到改善,特别是降低了中、小负荷时 NO_x 的排放量,同时降低了噪声。然而,在实际工作中,上述两种提前功能一般是同时产生的。通常负荷改变时,转速也在改变。这样,泵室内燃油压力是在转速和负荷同时作用下变化的,即泵室内燃油压力的变化是转速和负荷的二元函数,这就让液压式自动提前器很难实现在转速和负荷同时变化的情况下使供油提前角达到最佳值。 $\Delta\theta$ 随转速变化的特性和随负荷变化的特性与柴油机所要求的供油正时特性也难以做到最好的匹配。

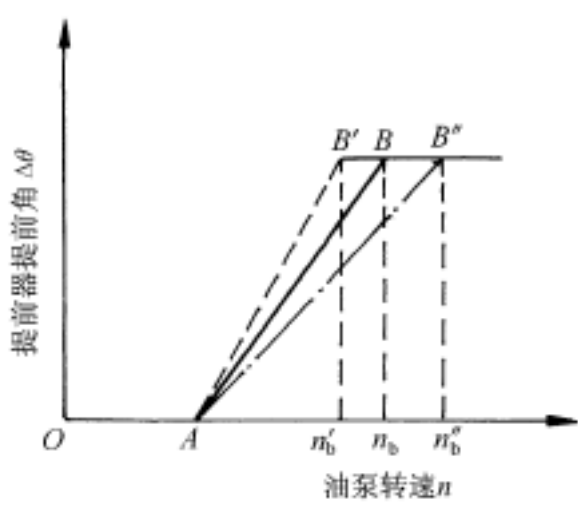


图 3-26 不同弹簧刚度对提前器特性的影响

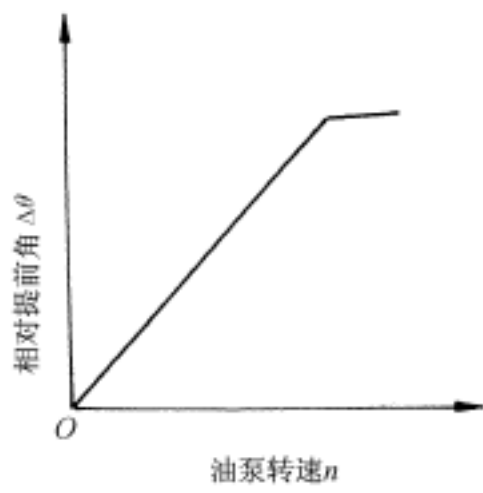


图 3-27 液压式自动提前器的转速提前特性

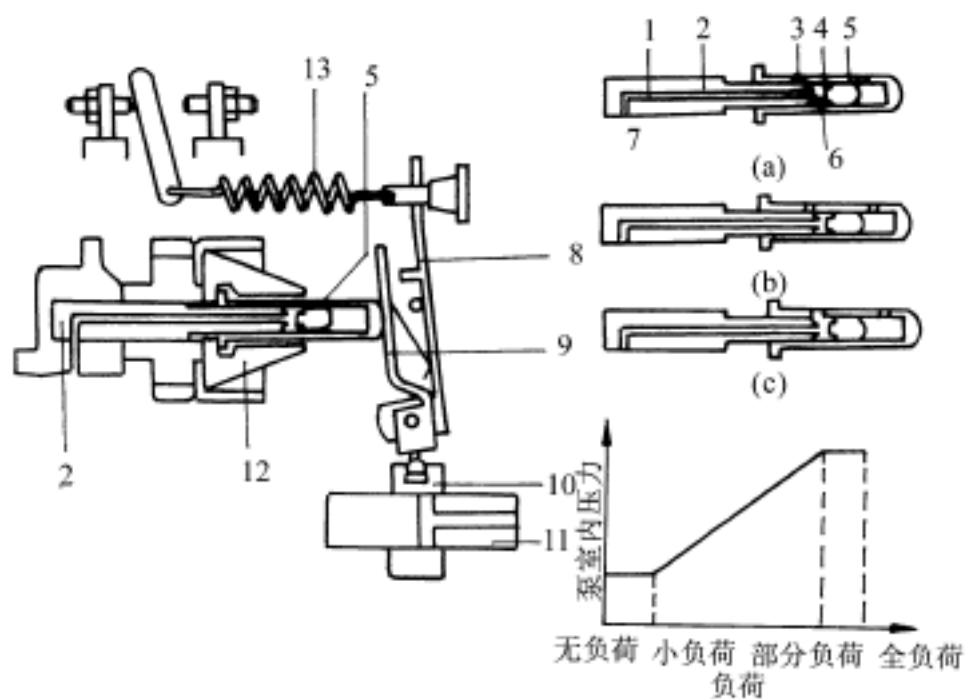


图 3-28 液压式自动提前器的负荷提前原理图

(a) 全负荷工况; (b) 部分负荷工况; (c) 小负荷工况

1 - 中心孔; 2 - 调速器轴; 3 - 控制孔; 4 - 控制槽; 5 - 调速滑套; 6 - 径向孔; 7 - 出油孔; 8 - 张力杆; 9 - 起动杆; 10 - 油量调节滑套; 11 - 柱塞; 12 - 飞锤; 13 - 调速弹簧

上述机械离心式和液压式自动提前器还有以下三个固有的缺陷: 不可避免的安裝调整误差; 对应于不同转速、负荷、冷却液温度和进、排气状况等复杂因素无法给出精确的供油正时关系; 在供油提前角自动调节器磨损、驱动喷油泵的传动链条或齿形带变长和燃油温度发生变化时不可能自动地对供油正时误差加以补偿。因而很难实现最佳供(喷)油正时的控制。

3.2.2 第一代电控方法

在以微机为控制单位的现代汽车柴油机燃油喷射电控系统中, 第一代电控喷油系统对供(喷)油正时的控制也经历了从“位置控制”到“时间控制”的发展过程。

1. 对供油正时的“位置控制”

所谓对供油正时的“位置控制”, 其实质就是传统的自动提前器构成形式不变, 而是用各种形式的电控液压提前器来替代传统机械或液压式自动提前器。

对供油正时的“位置控制”首先用在各种电控分配泵系统中。

图 3-29 所示为一种在 VE 型分配泵上实现供油正时“位置控制”的系统构成图。系统中使用了电控液压提前器。其实质就是在正时活塞的高压侧和低压侧之间设置一个受电控单元控制的滑阀结构的电磁式正时控制阀(即 TCV 阀, 参见图 5-65), 用它来改变正时活塞高压侧流向低压侧的燃油流量(参见图 5-66), 从而控制正时活塞的位置, 以取代原来靠输入泵室燃油压力随转速或负荷

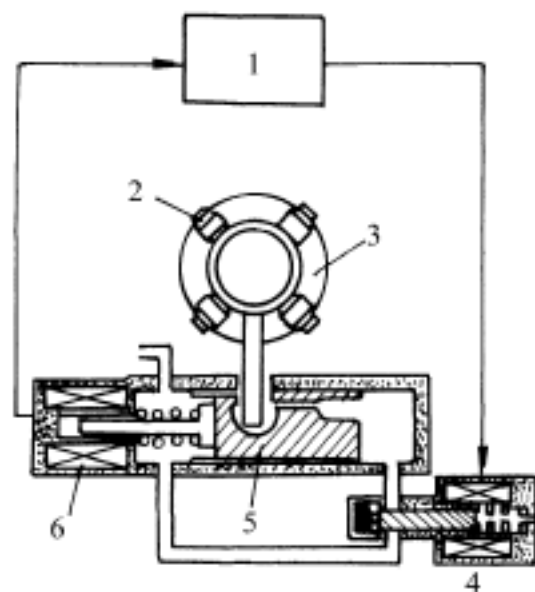


图 3-29 电控 VE 泵上的供油正时“位置控制”系统构成示意图

1 - 电控单元; 2 - 滚柱; 3 - 滚柱环; 4 - 正时控制阀; 5 - 提前器活塞; 6 - 提前器位置传感器

变化的规律,通过使正时活塞高压侧压力变化而与低压侧正时弹簧力平衡,从而控制正时活塞位置的方法。其工作原理是:电控单元从发动机转速传感器、负荷传感器来的转速和负荷信号,在如图 3-30 所示的预存的基本供油正时脉谱图上找到该工况下的基本供油正时,再根据其他有关传感器(如冷却液温度传感器)的信号对基本供油正时进行修正,得到该工况下的最佳供油正时;也可根据预存的与最佳供油正时相对应的正时控制阀的负载比脉谱图,以‘通-断’指令方式,使正时控制阀改变高压侧流向低压侧的燃油流量(即改变正时控制阀的负载比),控制正时活塞的位置,即滚柱环和滚柱相对于 VE 泵端面凸轮的位置。与此同时,用一个如图 3-31 所示的非触点可调电感式正时控制阀活塞位置传感器测定反映实际供油正时的正时活塞的实际位置,当实际供油正时和最佳供油正时之间存有差值时,向电控单元提供正时活塞位置的反馈信号,形成如图 3-32 所示的对供油正时的闭环控制,使实际供油正时和最佳供油正时趋向一致。

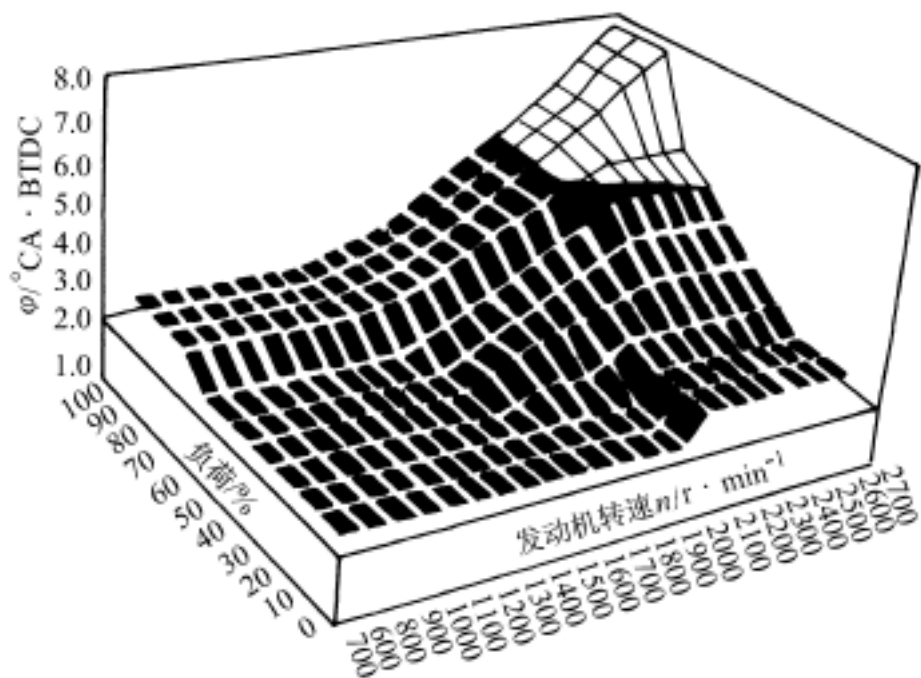


图 3-30 基本供油正时脉谱图

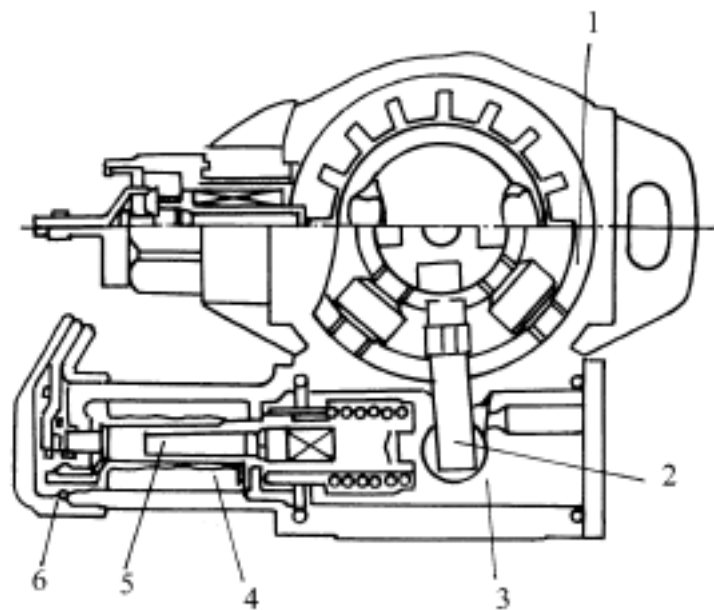


图 3-31 正时控制阀活塞位置传感器
1 - 滚轮;2 - 滑动销;3 - 正时控制阀活塞;4 - 线圈;
5 - 磁芯;6 - 正时控制阀活塞位置传感器

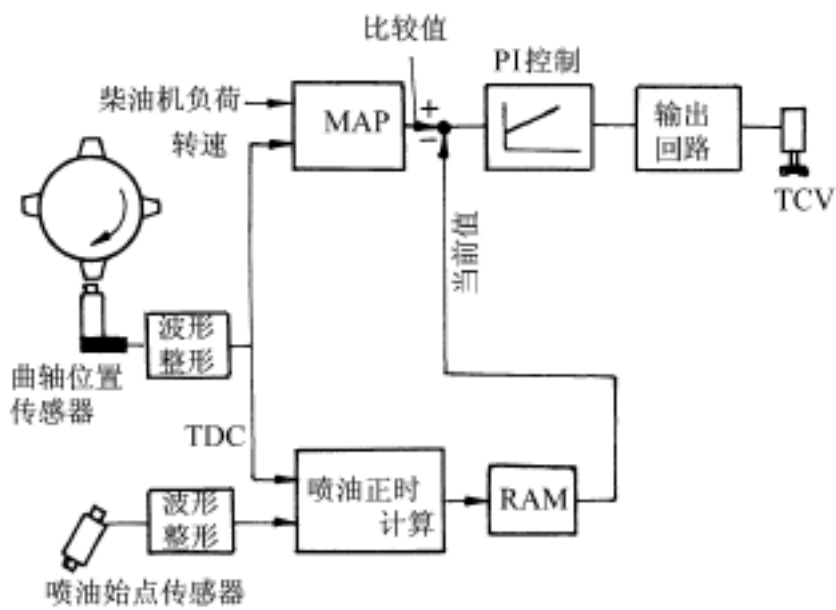


图 3-32 用喷油始点传感器进行供油正时闭环控制的方框图

有时也可以通过滚柱环和滚柱相对于 VE 泵端面凸轮的实际转过的角度来提供反馈信号。例如在图 3-15 所示的循环供油量“时间控制”的四缸柴油机用的 VE 型分配泵系统中,供油正时变化时滚柱环转过的实际角度,由作为基准的柴油机曲轴转速与位置传感器来的曲轴位置信号与泵角度传感器来的无齿段信号间的相位差来算出,为电控单元提供供油正时的反馈控制信号。由于供油正时变化会引起柱塞运动始点即供油始点至无齿段间相对角度相位的改变,所以,凸轮转速与位置传感器要安装在滚柱环上而不是固定在泵体上。如图 3-33 所示,喷油泵处于(A)状态时,供油在泵油角度 θ 内完成;供油正时改变使喷油泵处于(B)状态时,由于凸轮转速与位置传感器安装在滚柱环上,所以滚柱环转过一个角度 α 时,无齿段结束点的信号也延迟一个角度 α 。这样,供油正时变化时就不会影响对循环供油量的控制。然而,当采用的凸轮型线使柱塞速度曲线呈三角形时,供油正时的变化会带来不可避免的供油速率的变化,以致影响柴油机的性能。因此,这种电控分配泵的凸轮要采用能使柱塞速度曲线呈梯形的等速凸轮型线,使整个供油持续期内的平均供油速率相近,使供油正时的变化对供油速率的影响最小。图 3-34 所示为不同凸轮型线的柱塞行程与速度曲线。

由于燃料品质的变化、柴油机工作环境条件(如海拔高度)的变化以及喷油器长期工作后性能的恶化(如启喷压力降低,燃油喷雾不良等)都会使着火延迟(或称滞燃期)发生变化,影响柴油机的性能,特别是使排放恶化。为保证燃烧始点总能处在上止点前的最佳位置,必须根据所希望的着火时间来对供油正时进行更精确的控制。为此,在有些供油正时“位置控制”的电控分配泵系统中采用了如图 3-35 所示的着火时间补偿调节系统。只有当实际着火开始(燃烧开始)时间与所要求的着火开始(燃烧开始)时间一致时,其对应的供油正时才是所要求的。检测着火开始(燃烧开始)时间有许多方法,如对燃烧压力、振动和燃烧闪光的检测等,但以检测燃烧闪光的方法最为实用。这种燃烧始点光电传感器(参见图 5-23)通过石英晶体传至光敏晶体管,将燃烧室内的燃烧闪光转换为脉冲的电信号,准确测出实际着火开始(燃烧开始)时间,向电控单元提供相应的供油始点补偿信息。

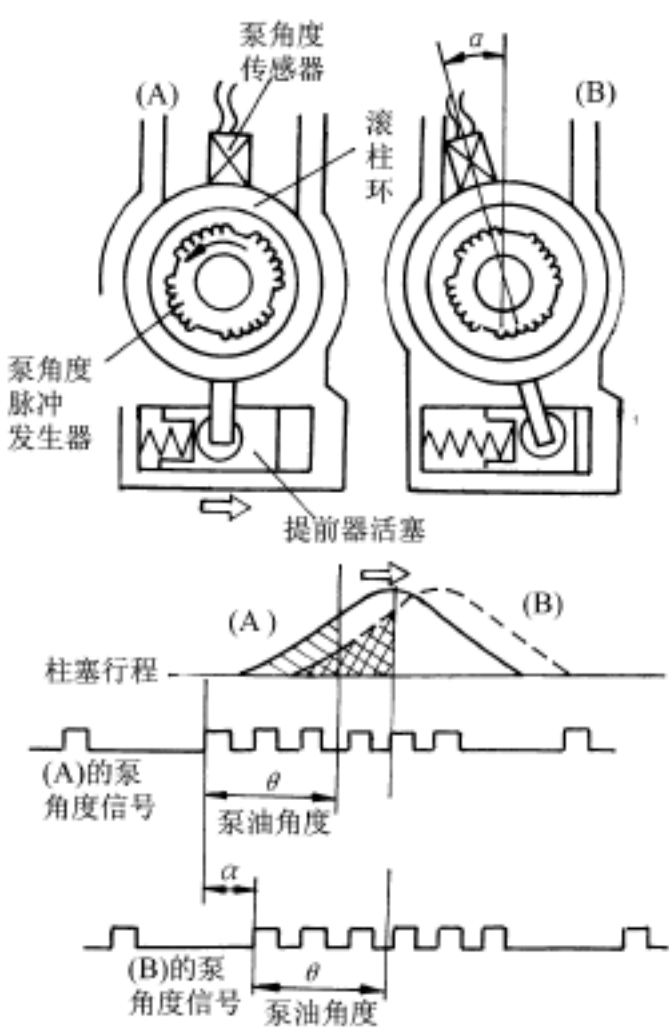


图 3-33 供油正时发生变化时泵油角度与柱塞行程图

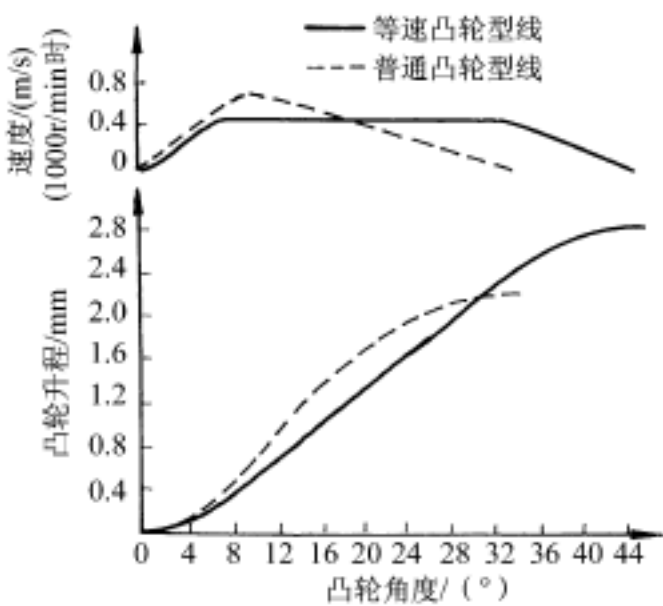


图 3-34 不同凸轮型线的柱塞行程与速度曲线

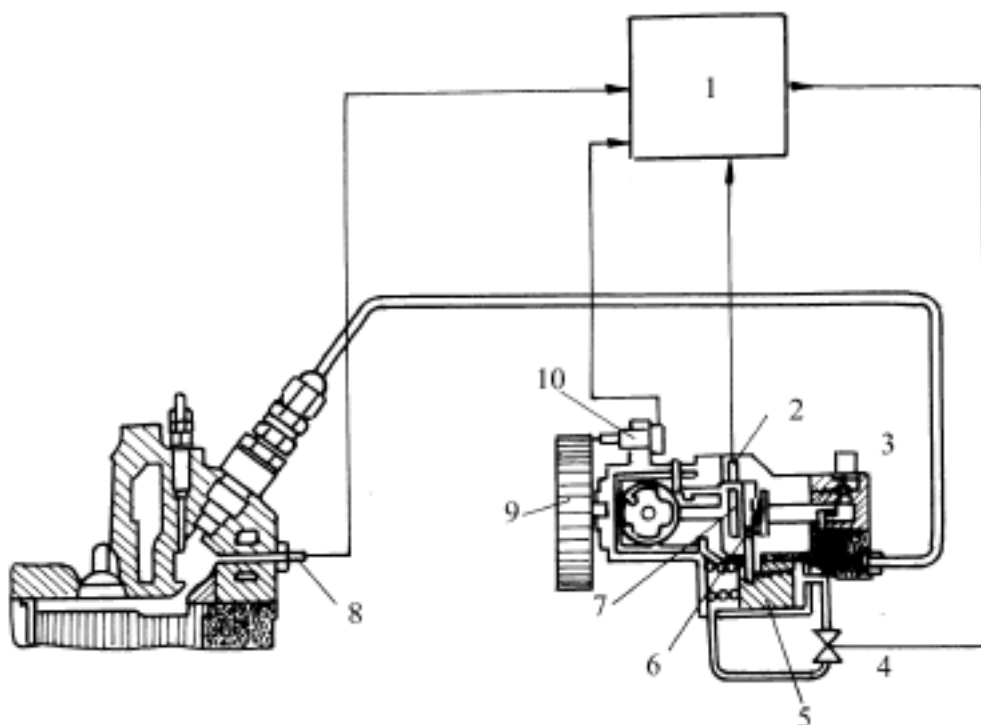


图 3-35 着火时间补偿调节系统

1 - 电控单元; 2 - 泵角度传感器; 3 - 电磁溢流阀; 4 - 正时控制阀; 5 - 提前器活塞; 6 - 滚柱环; 7 - 泵角度脉冲器; 8 - 燃烧始点传感器; 9 - 泵驱动轮; 10 - 曲轴位置传感器

为了能够对喷油泵原始设定时的误差、零件之间的制造偏差等进行修正,也可采用装在喷油器内的非触点可调电感式喷油器喷油始点传感器(参见图 5-26)直接检测喷油开始的时间,向电控单元提供实际喷油正时的反馈信号,以此来形成对供油正时的闭环控制。

图 3-36 所示为一种在电控径向柱塞型分配泵上实现供油正时“位置控制”的电控液压提前器。它也是在原有液压伺服器上增加一个由电控单元控制的电磁阀来调节正时活塞的高压侧和低压侧间的压差,改变正时活塞的行程,控制正时活塞的位置,即内凸轮环相对于其随动件滚柱座的位置。同样,也设有正时活塞位置传感器,实现反馈控制。

图 3-37 所示为另一种电控径向柱塞型分配泵上实现供油正时“位置控制”的电控液压提前器。它采用步进电机来控制液压伺服机构中伺服活塞的位置,进而控制内凸轮环相对于其

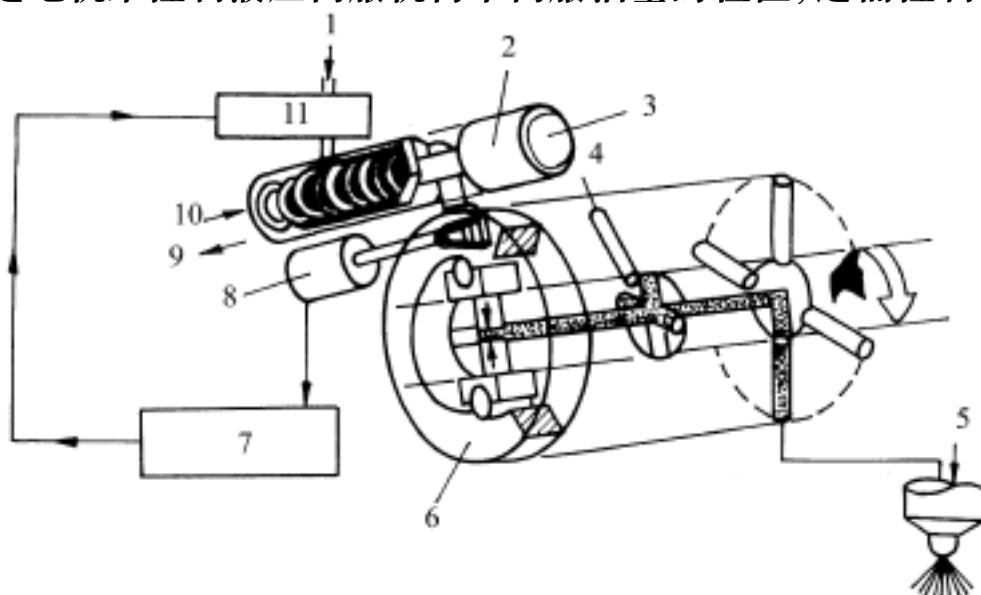


图 3-36 一种用于电控径向柱塞型分配泵的液压提前器原理图

1 - 输油压力; 2 - 提前器活塞; 3 - 输油压力; 4 - 入口; 5 - 供油; 6 - 凸轮环; 7 - 电控单元; 8 - 提前器活塞位置传感器; 9 - 排油; 10 - 控制压力; 11 - 伺服器

随动件滚柱座的位置,实现对供油正时的“位置控制”。用装在喷油器中的霍尔效应式或压电陶瓷式传感器来检测针阀升程,确定喷油始点,提供反馈信息,实现闭环控制。

对电控直列泵供油正时的“位置控制”通常是采用一个由电控单元控制的电磁-液压提前器(供油正时控制阀)来实现的。这个提前器安装在直列泵的机械离心式自动提前器的位置上,即连接在喷油泵凸轮驱动轴和喷油泵凸轮轴之间,借改变它们之间的相位来实现对供油正时的控制。图 3-38 和图 3-39 所示分别为一种采用供油正时的“位置控制”的控制系统电控直列泵控制系统示意图和控制方框图。图 3-40 所示为该系统中由电控单元控制的电磁-液压提前器(喷油正时控制阀)的工作原理图。在此提前器中有两个电磁阀分别控制液压伺服机构的进油与出油。工作油来自柴油机的润滑油,油压不低于 0.2MPa。液压伺服机构由双偏心轮、伺服活塞、拨叉和拨叉销等组成。四个沿轴向布置的伺服活塞在较低的油压下就能推动滑块克服弹簧力向外运动,而滑块又通过滑块销使双偏心轮转动。双偏心轮的结构改变了驱动轴与凸轮轴之间的相位,从而改变了供油正时。在喷油泵凸轮驱动轴和喷油泵凸轮轴上分别装有柴油机曲轴转速与位置传感器和喷油泵凸轮轴转速与位置传感器,以得到实际的供油正时,反馈给电控单元,实施供油正时的闭环控制。

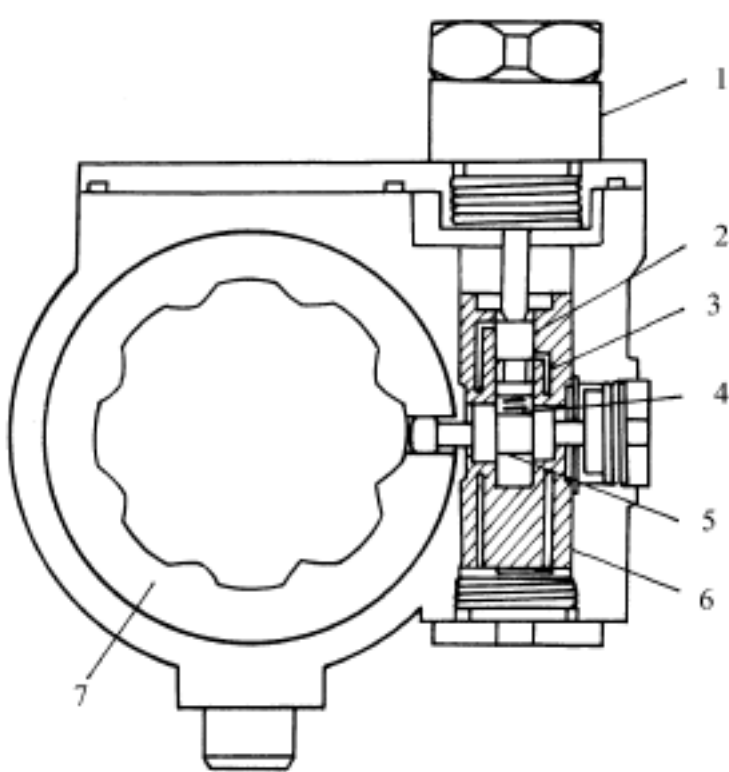


图 3-37 一种用步进电机控制的液压提前器
1 - 步进电机;2 - 伺服活塞;3 - 输油压力环路;4 - 伺服弹簧;
5 - 内凸轮销;6 - 提前器活塞;7 - 内凸轮环

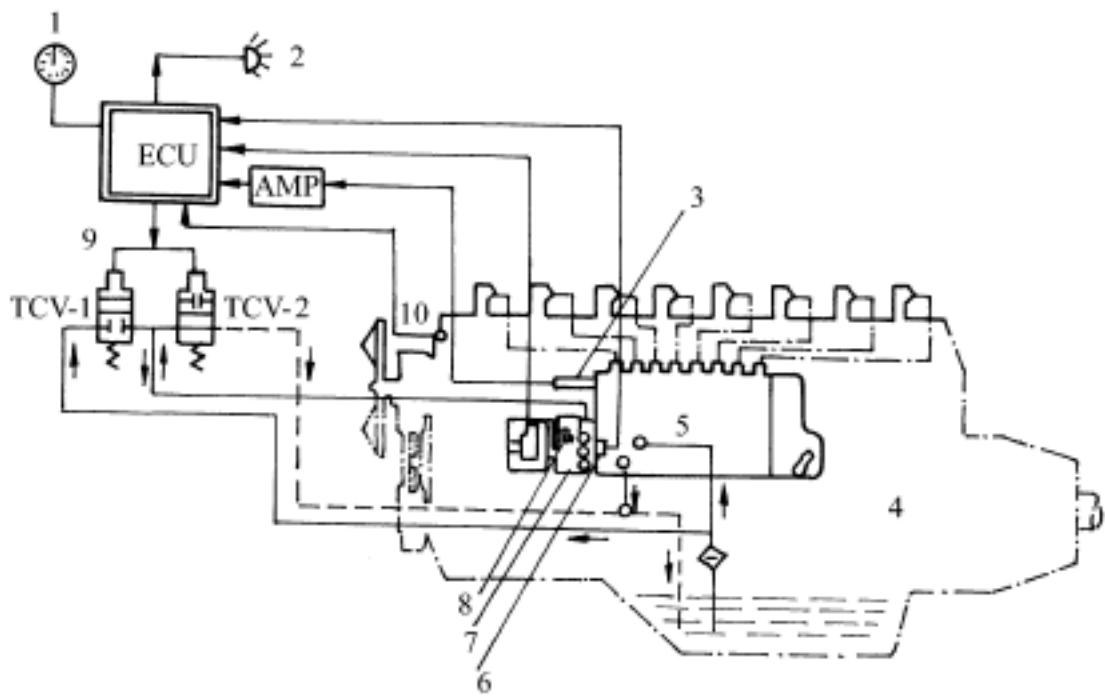


图 3-38 电控直列式喷油泵供油正时“位置控制”系统示意图
1 - 转速表;2 - 诊断灯;3 - 齿杆位置传感器;4 - 柴油机;5 - 直列式喷油泵;6 - 正时控制阀位置传感器;7 - 液压提前器位置传感器;8 - 柴油机转速传感器;9 - 正时控制阀;10 - 冷却液温度传感器

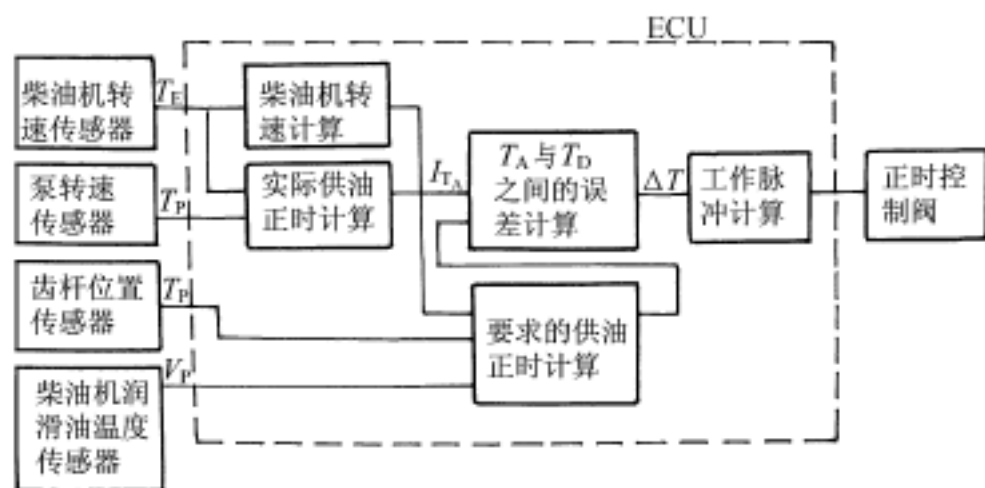


图 3-39 电控直列式喷油泵供油正时“位置控制”的控制方框图

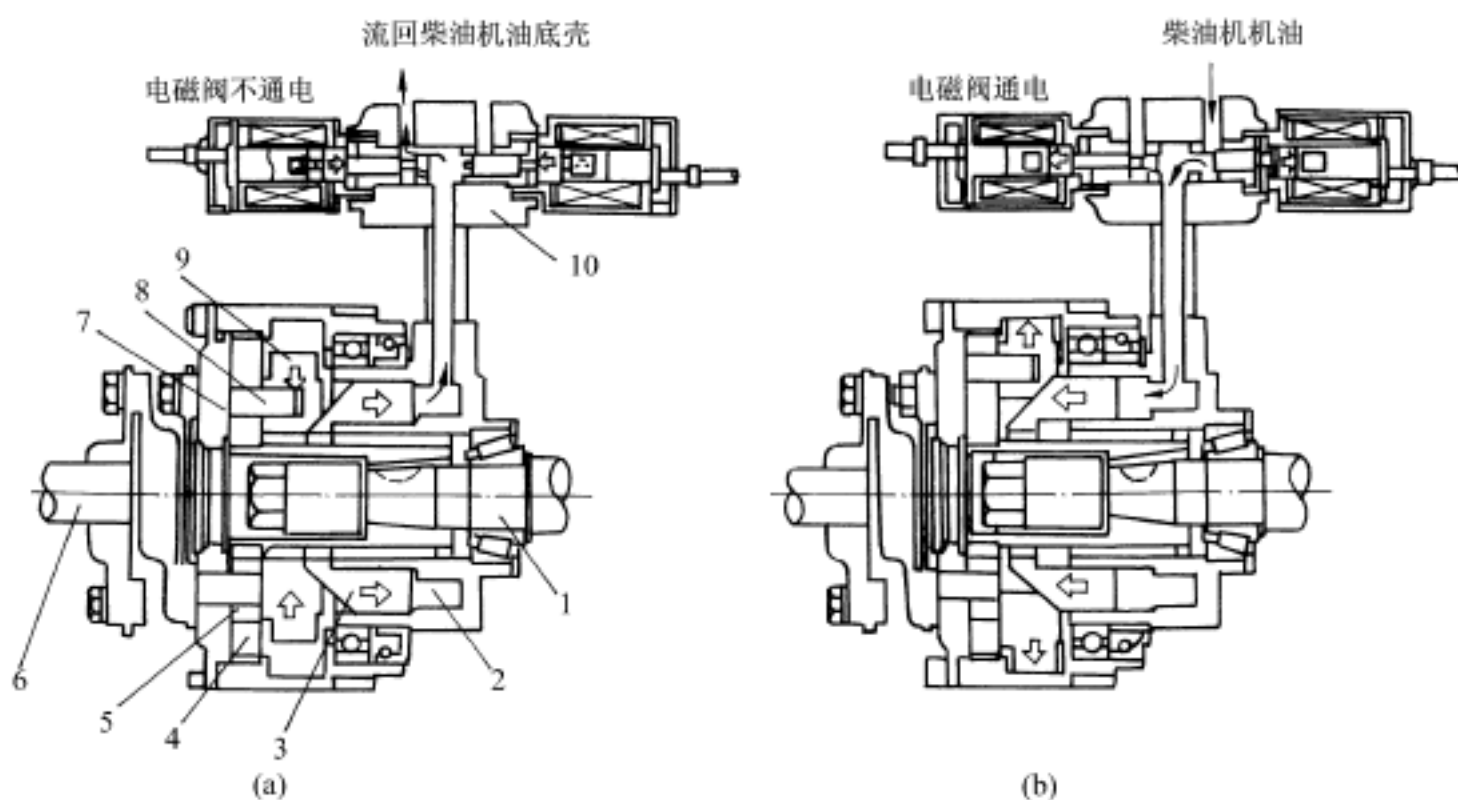


图 3-40 电磁-液压提前器工作原理图

(a) 供油角度滞后; (b) 喷油角度提前

- 1 - 喷油泵凸轮轴(从动轴); 2 - 液压腔; 3 - 液压活塞; 4 - 大偏心轮; 5 - 小偏心轮; 6 - 喷油泵驱动轴(主动轴);
7 - 驱动外壳; 8 - 滑块; 9 - 滑块销; 10 - 电磁阀

图 3-41 所示为一种用于对电控直列泵供油正时进行“位置控制”的无刷力矩电机(BTM)驱动的双作用式液压提前器。这种电机是一种特殊设计的旋转式比例螺线管。在电控单元指令下,无刷力矩电机控制液压活塞的运动,活塞打开进油孔时,在油压作用下,内、外圆周上分别加工有螺旋线的驱动架轴向移动,由于驱动架内、外圆周上的螺旋线分别与喷油泵凸轮轴凸缘外圆周上的螺旋线和喷油泵凸轮轴传动齿轮内圆周的螺旋线啮合,驱动架的轴向移动迫使喷油泵凸轮轴传动齿轮和喷油泵凸轮轴之间

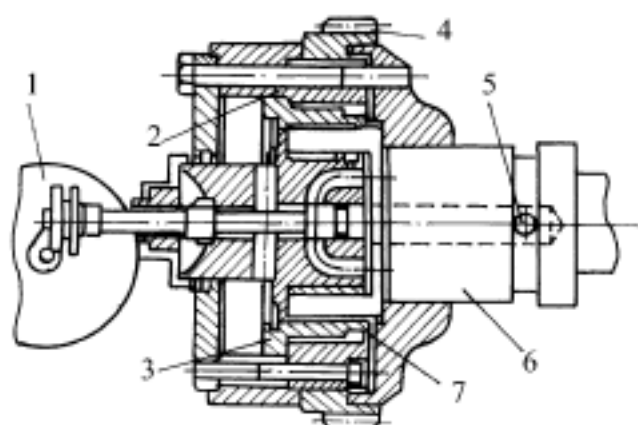


图 3-41 无刷力矩电机驱动的双作用式液压提前器

- 1 - 无刷力矩电机; 2 - 螺旋槽; 3 - 驱动架; 4 - 传动齿轮;
5 - 到伺服系统的油路; 6 - 喷油泵凸轮轴; 7 - 螺旋槽

产生相对的角度相位差,从而改变供油正时。为了进行精确的供油正时的反馈控制,采用了一个能提供液压活塞实际位置信号的线性电位器作为反馈信号传感器。这种装置可控制的供油正时范围达 50°曲轴转角。

图 3-42 和图 3-43 所示分别为另一种用于对电控直列泵供油正时进行‘位置控制’的双作用式液压提前器和控制系统方框图。喷油泵凸轮随动件上的滚柱体装在一个滑套内,滑套两侧分别受弹簧力和润滑油压力的作用而处于某一平衡位置。根据电控单元指令由步进电机控制的润滑油压力调节阀改变滑套一侧的润滑油压力,使滑套向左或向右移动,进而使滚柱体向左或向右移动,向左移动时供油提前;向右移动时供油推迟。系统中设有实际供油正时的传感器,用来进行反馈控制。

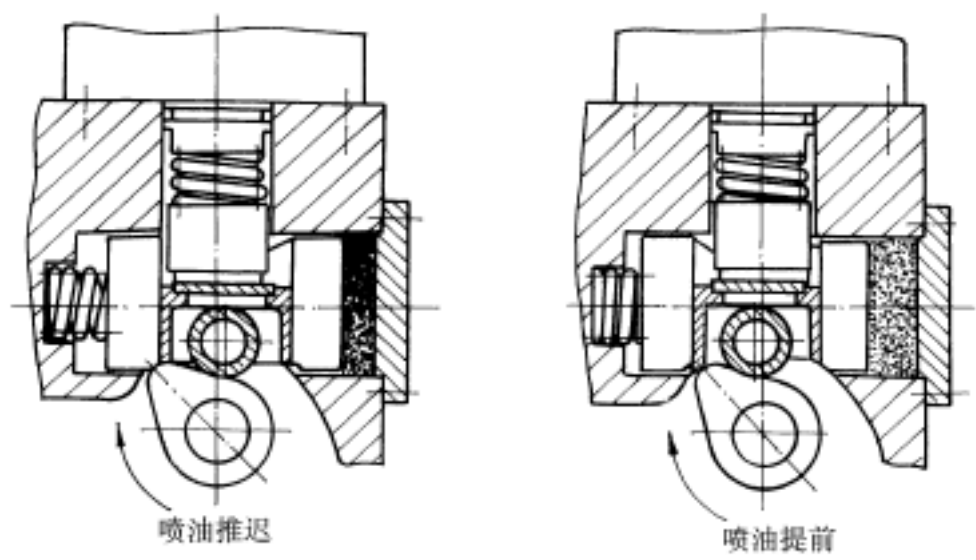


图 3-42 步进电机控制的双作用式液压提前器

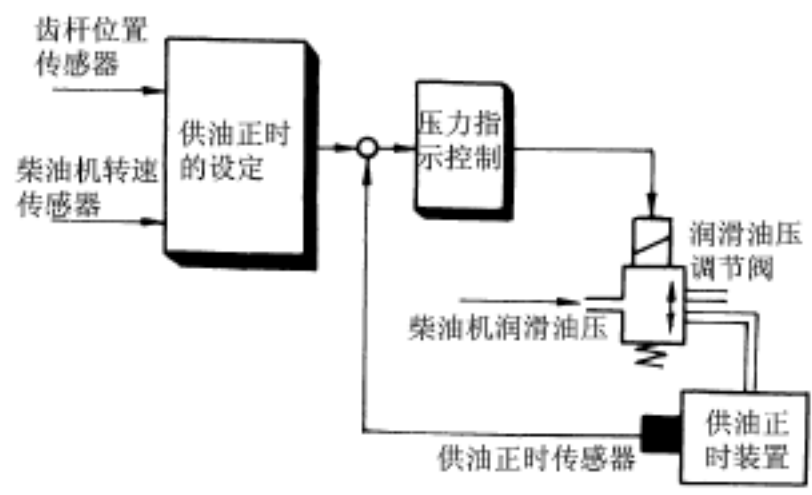


图 3-43 步进电机控制的双作用式液压提前器的控制方框图

2. 对供(喷)油正时的‘时间控制’

对供油正时的‘时间控制’实际上分为两个发展阶段。

第一阶段用在一部分循环供油量‘时间控制’的分配式喷油泵中。在那些通常在溢油通路中用电控单元控制的高速电磁溢流阀来打通或关闭溢油通路,以实现循环供油量的‘时间控制’的电控分配泵中,仍保留了电控液压自动提前器,即通过改变 VE 型分配泵中的滚柱座与端面凸轮之间的相对位置,或改变径向柱塞型分配泵中内凸轮环与滚柱座之间的相对位置来改变供油正时。在这些电控分配泵中,供油正时的‘整体调整’仍然采用了‘位置控制’。不过,尽管实际的供油始点并不完全取决于电磁溢流阀关闭的时刻(只有在采用溢油-泵油-溢油法

或充油-溢油法时才取决于电磁溢流阀关闭的时刻),但供油终点却决定于电磁溢流阀开启的时刻。因此,在这一阶段中,对供油正时的“时间控制”是不完全的。

在发展的第二阶段中,在循环供油量“时间控制”的分配泵的构成上取消了电控液压自动提前器。完全用高速电磁溢流阀关闭或开启的时刻来控制供油正时。

图 3-44 所示为这类分配式喷油泵供油正时典型的“时间控制”的控制方框图。

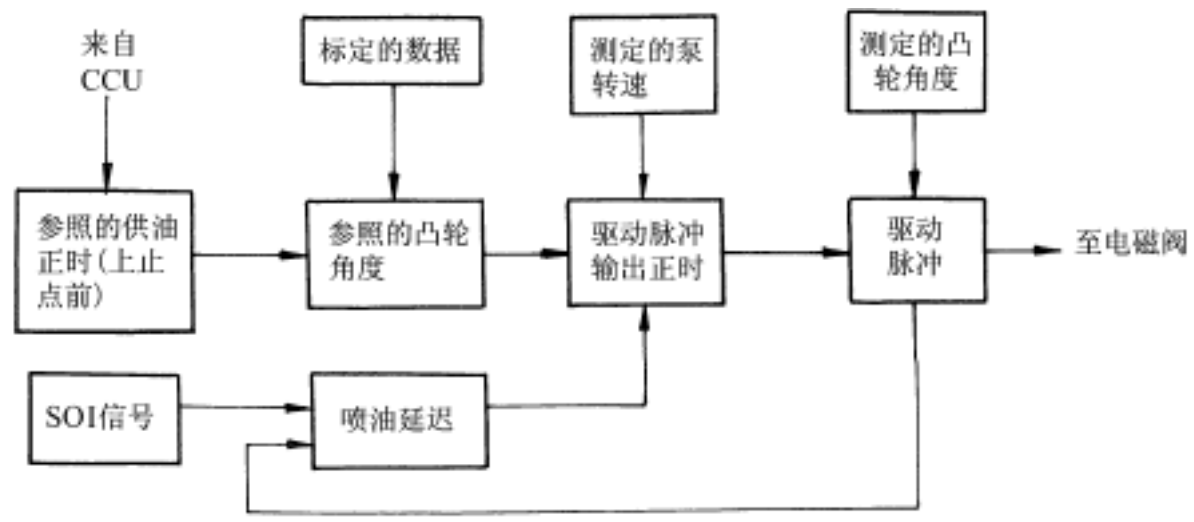


图 3-44 典型的供油正时“时间控制”方框图

为了测定电控单元向电磁阀输出的实际的驱动脉冲输出正时,实现对驱动脉冲输出正时的反馈控制,采用了一种设置在电磁阀上的电磁阀关闭持续期传感器(参见图 5-32),用来精确测定电磁阀关闭始点和终点时刻,向电控单元提供电磁阀实际的驱动脉冲输出正时。为了向电控单元提供曲轴转速和位置信息,在这类电控分配式喷油泵中还必须设有如图 3-12 所示的凸轮转速与位置传感器和凸轮位置(转角)脉冲发生器。由于在喷油泵柱塞高压腔内建立压力需要时间,加上通过高压油管时的压力传递延迟时间,因而驱动脉冲输出正时和喷油器的实际喷油正时之间有一定程度的时间延迟。总的延迟时间受柴油机转速、温度以及高压油管长度等因素的影响。因此必须使驱动脉冲输出正时包括上述延迟时间。为了测定喷油器的实际喷油正时,以便进行反馈控制,需采用各种型式的喷油始点传感器,以精确地测定实际的喷油始点。

在循环供油量“时间控制”的电控单体泵和泵喷嘴中,前者由于高压油管较短,通过高压油管的压力传递延迟时间很短,因此,往往可近似将喷油正时看作是高速电磁阀将溢油(或进油)通路打通或关闭的时刻,即供油正时。而后者则完全没有高压油管,只有喷油正时,而无供油正时。为了使喷油正时的变化对喷油速率的影响最小,这种电控单体泵和泵喷嘴中的凸轮也要采用能使凸轮随动件速度曲线呈梯形的等速凸轮型线。

3.2.3 第二代电控方法

在各种电控共轨式喷油系统中,电/液控制喷油器总成中的接受电控单元指令的电磁式二位三通阀(或二位二通阀),其通电(或断电)的时刻决定了喷油始点。

3.3 供(喷)油速率和供(喷)油规律的控制

3.3.1 传统的控制方法

喷油速率是指在喷油持续期内每度曲轴转角〔在四行程柴油机中相当于 $1/2$ 度喷油泵凸轮轴转角(cam)〕中喷油器喷入燃烧室的平均喷油量,而喷油规律是指在喷油持续期内每度曲轴转角的喷油量随曲轴转角变化的规律,所以喷油规律曲线也称为“喷油速率的形状”。

喷油速率可按流量方程算出:

$$\frac{dg}{d\theta} = \frac{\mu f \left[\left(\frac{2\Delta p}{\rho} \right) \right]}{6n} \times 10^3 \quad [\text{mm}^3 / ^\circ \text{cam}]$$

式中: Δp ——喷孔前与气缸内压差(N/m^2);

μ ——喷孔的流量系数;

f ——喷孔的几何面积(mm^2);

ρ ——燃油密度(kg/m^3);

n ——喷油泵凸轮轴转速(r/min)。

如前所述,喷油速率和喷油规律对柴油机动性、经济性、排放、噪声等都有很大影响,对直喷式柴油机影响更大。图 3-45 所示为几种常见的喷油规律图。从图 3-45(a)可以看出,喷油速率高,曲线变化陡,喷油持续期短,虽可获得较好的经济性和动力性,但工作粗暴,噪声大;从图 3-45(b)可以看出,开始时喷油速率高,曲线上升快,工作粗暴,而后曲线下降平缓,喷油速率过低,喷油持续期延长,燃烧时间拖长,补燃期长,使性能变坏。

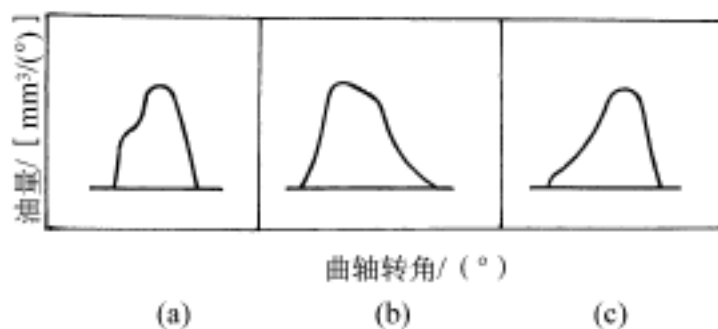


图 3-45 几种常见的喷油规律图

为实现平稳、有效的燃烧,使柴油机的各种性能均得到改善,比较理想的喷油规律是:由于在喷油初期(从喷油开始到着火燃烧),喷油速率是决定喷油量的重要因素之一,为降低 NO_x 排放和降低噪声,必须使初始燃烧温度和压力低一些,故喷油量应少些,喷油速率应低一些;在喷油中期(相当于扩散燃烧期),为降低燃油耗率和颗粒排放,必须保持快速燃烧和较高的燃烧温度,故希望喷油量多些,喷油速率高一些;喷油后期是喷油压力降低期,由于燃油雾化条件差,会引起烟度和颗粒排放的增加,故应尽量缩短喷油时间,停油应干脆迅速。这种如图 3-45(c)所示的被称为“先缓后急”的“三角形”喷油规律,一般将喷油持续角控制在 $15^\circ \sim 25^\circ$ 曲轴转角范围内,使燃烧过程尽量在上止点附近进行,以获得良好的综合性能。

此外,柴油机转速变化时对喷油速率是有要求的。这是因为,随着转速的升高,燃烧室内混合气的形成和燃烧虽然在时间上有所缩短,但所占的曲轴转角会加大,即需要在较大的曲轴转角范围内才能完成整个燃烧过程,所以,随着转速的升高,应提高喷油速率,减小喷油持续角,使燃油快速喷入气缸,保证在允许的曲轴转角内有充分的混合和燃烧时间。反之,转速降低时,喷油速率可以低些。图 3-46 所示为在不同的柴油机转速和负荷下形成最佳混合气的理

想喷油速率形状。

影响喷油速率和喷油规律的因素很多,除了喷油压力以及如高压油管长短、直径,针阀升程、喷孔直径等喷油系统的结构因素外,最主要的是喷油泵的供油速率和供油规律。在早期传统的喷油系统中,较少用改变喷油器参数来提高喷油速率。因为喷油器的任何参数的改变,都会明显影响喷雾特性。例如加大喷孔直径虽然能够提高喷油速率,但却会因雾化质量的降低而影响柴油机的性能。所以喷油速率和喷油规律的改变通常通过喷油泵供油速率和供油规律的改变来实现。

供油速率是指喷油泵在供油持续期内每度凸轮轴转角的平均供油量,即等于喷油泵柱塞运动时单位凸轮轴转角内的平均排量。在

不考虑供油过程中的节流和燃油可压缩性等影响时(此时应称其为几何供油速率),其表达式

为: $R = A \frac{\Delta h}{\Delta \alpha}$ (式中: R 为供油速率; A 为柱塞面积; $\Delta \alpha$ 为供油持续角; Δh 为供油持续角内柱塞

位移量; $A \Delta h$ 为柱塞排量; $\frac{\Delta h}{\Delta \alpha}$ 为柱塞在供油持续角内的平均速度)。供油规律是指在喷油持续期内每度曲轴转角的喷油量随曲轴转角变化的规律,所以供油规律曲线也称为“供油速率的形状”。

从供油速率的表达式中可以看出,为改变供油速率可以采用改变喷油泵柱塞直径和改变柱塞运动速度的方法。但改变喷油泵柱塞直径需要改变喷油泵的结构尺寸,对于在工作中的喷油泵来说是难以实现的。而改变柱塞运动速度需改变喷油泵凸轮的型线,这对在工作中的喷油泵来说也是很难办到的。

在传统的机械式控制系统中,通常是在选定了柱塞直径和喷油泵凸轮型线后,对柱塞的预行程进行调整来改变供油速率和供油规律。这是因为,在凸轮转速不变和柱塞有效行程(即循环供油量)不变的情况下,在同一凸轮的柱塞速度曲线上,选择不同的工作段就可以改变柱塞在供油持续角内的运动速度。选择不同的柱塞预行程就是在柱塞速度曲线上选择不同的工作段,据此来改变柱塞在供油持续角内的运动速度,即改变供油速率和供油规律。预行程越大,供油速率越高。如图 3-47 所示,在柱塞式喷油泵中对柱塞的预行程进行调整,是通过改变柱塞下止点时其顶面与柱塞套的进回油孔的相对位置,即通过调节正时螺钉高度或通过改变调整垫片厚度来实现的。

但调整好的固定不变的预行程很难同时满足各种工况(如高、低转速时)对不同供油速率和供油规律的要求,尽管以时间计量的柱塞速度 ($V = C \cdot n / 1000$) 是与转速成正比的,当喷油泵转速升高时,柱塞速度加快,但在供油持续期内每度凸轮轴转角的平均供油量即供油速率没有改变;反之,当喷油泵转速降低时,也是如此。可是,随着转速的升高,通常要求供油正时提前,而采用增加柱塞预行程来提高喷油速率时,供油正时会迟后;反之,转速降低时,供油速率

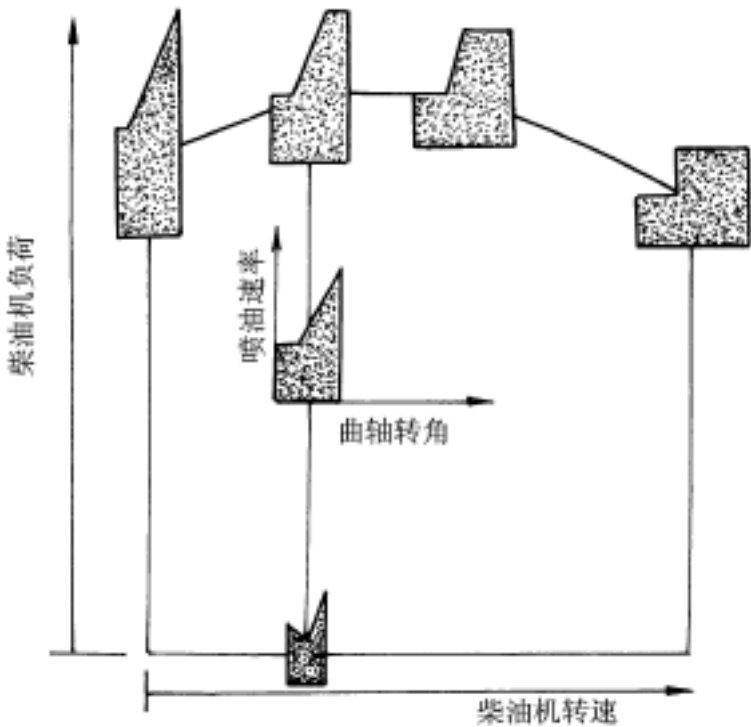


图 3-46 形成最佳混合气的理想喷油速率形状

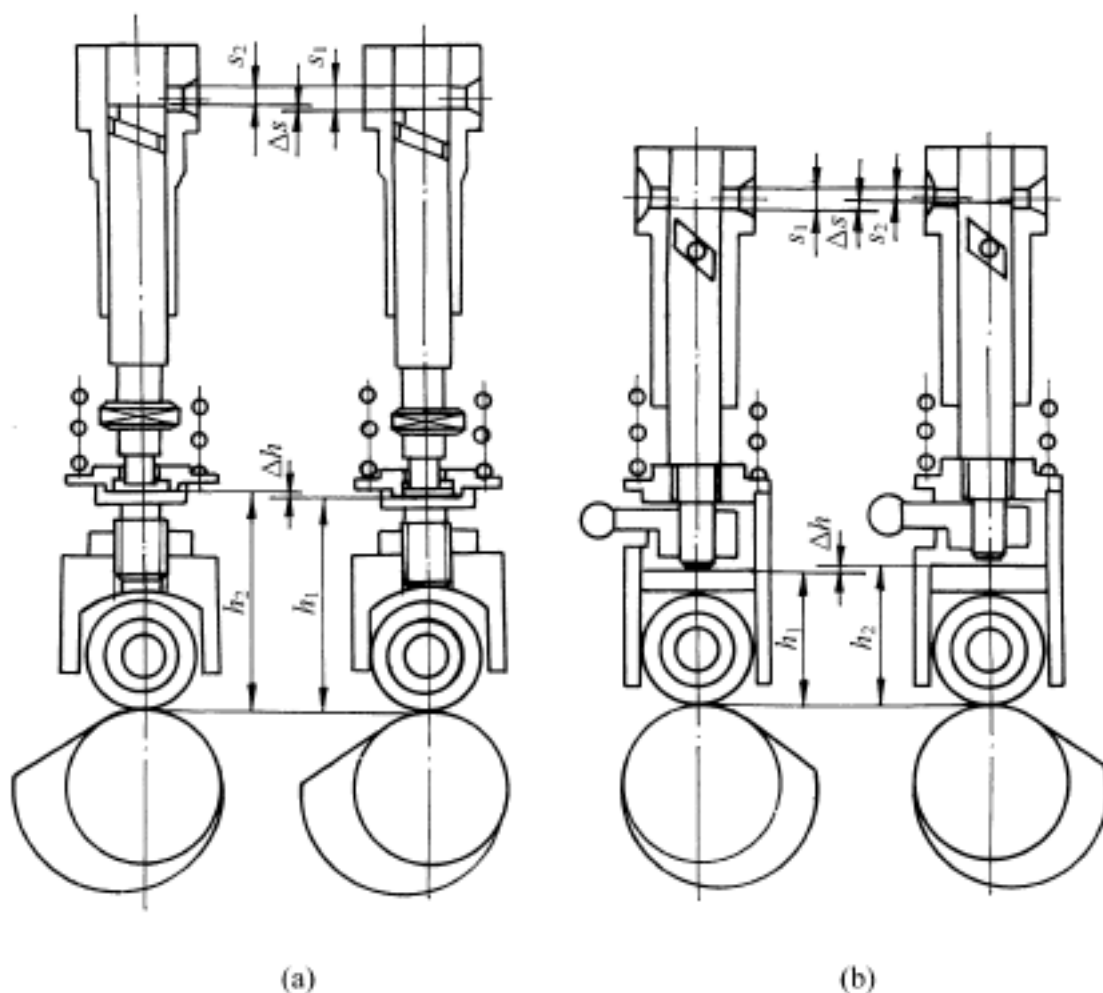


图 3-47 预行程调整
(a) 正时螺钉调整; (b) 垫片调整

可以低些, 柱塞预行程可以减小些, 这就会造成供油正时的提前, 与通常要求转速降低时供油正时迟后相矛盾。此外, 转速升高带来的柱塞实际运动速度的加快, 会使高压油管内的压力增高, 而与喷油泵转速降低时的情况刚好相反。从图 3-48 所示可以看出, 假设柴油机在不同转速时所需要的最佳油管压力曲线为曲线 3, 如以 A 点的转速为基础, 选择了合适的柱塞预行程, 如果它可使相应的供油速率和该转速下的油管压力保证柴油机具有良好的低速性能, 那末, 当转速升高后, 油管压力上升的斜率可能会过大(曲线 2), 甚至于超过油管压力限制曲线 4; 如以 B 点的转速为基础, 选择了合适的柱塞预行程, 假设它可使相应的供油速率和油管压力保证柴油机具有良好的高速性能, 那末, 转速降低时就会引起油管压力下降过快, 使柴油机性能恶化。因此, 固定不变的柱塞预行程很难实现最佳供油速率、最佳供油正时和最佳油管压力, 只能选择折衷的柱塞预行程, 得到相应的供油速率, 兼顾高、低速两方面的要求, 而无法使高、低速工况都在最佳状态下工作。

随着对柴油机 NO_x 排放、颗粒排放和燃烧噪声的限制日益严格, 各种不同类型的喷油速率以及喷油速率形状(即喷油规律)控制技术在传统的喷油系统设计中得到了应用。

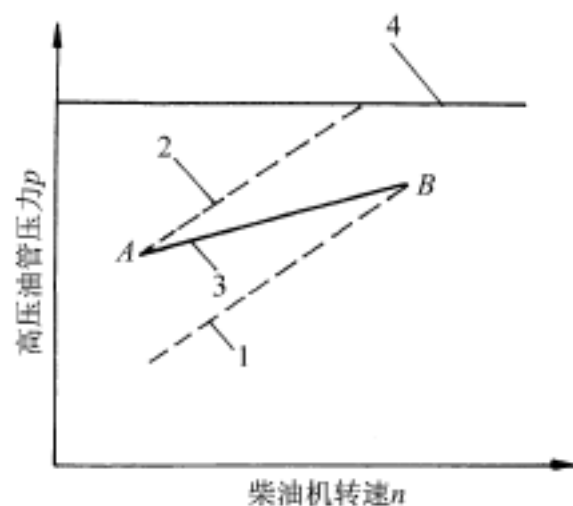


图 3-48 不同预行程高压油管压力比较

- A - 满足低速性能要求的油管压力;
- B - 满足高速性能要求的油管压力
- 1 - 预行程固定满足高速要求的油管压力曲线;
- 2 - 预行程固定满足低速要求的油管压力曲线;
- 3 - 可变预行程的油管压力曲线;
- 4 - 油管压力限制曲线

从流量方程计算的喷油速率公式中可以看出,影响喷油速率的因素有喷孔前与气缸内压差、喷孔的流量系数、喷孔的几何面积、燃油的密度和喷油泵凸轮轴转速。当喷孔的几何面积、燃油的密度被当作常数时,影响喷油速率可变的因素就是喷孔前与气缸内压差、喷孔的流量系数和喷油泵凸轮轴转速。而在某一喷油泵凸轮轴转速下,喷油速率仅取决于喷孔前与气缸内压差和喷孔的流量系数。

喷油时喷孔前燃油压力与气缸内空气压力之差就是喷油压力。其数值不仅要受到开启压力、喷油泵转速、循环供油量、供油速率等因素的影响,还要受到喷嘴端压力波反射叠加的影响,在喷油持续期内,喷油压力是个变量。在传统的喷油系统中,为了实现下面所说的预喷射或实现靴形喷油规律,曾采用了机械的方式通过对喷油压力进行调节,来改变喷油速率。

由于柴油机中存在着从喷油到着火的所谓滞燃期,在滞燃期中如果积累的燃油太多,就会在速燃期中引起气缸压力的急剧升高,造成敲缸引起的噪声。特别是在怠速时,小型车用柴油机特有的 2kHz 左右的噪声,是长期阻碍轿车柴油机发展的阻力之一。很早以来,采用如图 3-49 所示的分段喷射的方法,即在主喷射之前有一个前期喷射的预喷射技术(PIJ)就是作为降低敲缸引起的噪声的代表性技术之一。所谓预喷射就是在主喷射前先喷射少量燃油(约总喷油量的 5%左右),以此作为火源(也称为引燃),使主喷射时喷出的燃油较快而又平稳地着火燃烧,既可缩短滞燃期,又可抑制速燃期中燃烧压力的急剧升高,降低敲缸引起的噪声。图 3-50 所示为有无预喷射时,对冷车怠速噪声的影响。从图中可以看出,有了预喷射后,冷车怠速噪声可降低 4dB (A)左右。由于预喷射可以有效缩短滞燃期(约可缩短 50%左右),而使预混合燃烧的比率减少,同时,也由于预喷的燃烧气体被雾化的主喷油束卷吸而能有效地减缓燃烧速度,所以,放热率峰值可明显降低(约可下降 70%左右),从而可以降低低负荷时 NO_x 的排放。这里要说明的是,在广义上,预喷射的概念和分段喷射相同,但通常所说的预喷射技术是指前期喷射的喷油量相对较少,与主喷射之间的间隔较短(约 15 °CA);而分段喷射则是指前期喷射的喷油量与主喷射的喷油量相差不多,与主喷射之间的间隔相对较长(约 50 °CA)。

为了能在传统的机械式燃油喷射控制系统中实现预喷射,曾经设想和采用过各种不同类型的机械式预喷射技术。例如,曾有过一种装在喷油泵上的如图 3-51 所示的蓄压式预喷射装置。当喷油泵柱塞压油时,柱塞室内油压上升,待压力超过喷油器针阀开启压力时喷油器就开始喷油(预喷射),紧接着装在喷油泵柱塞室顶部的蓄压式预喷射装置中的活塞被推开,由于活塞有较大的受压面积,在油压作用下快速移过规定的行程,导致柱塞室内油压急剧下降,喷油

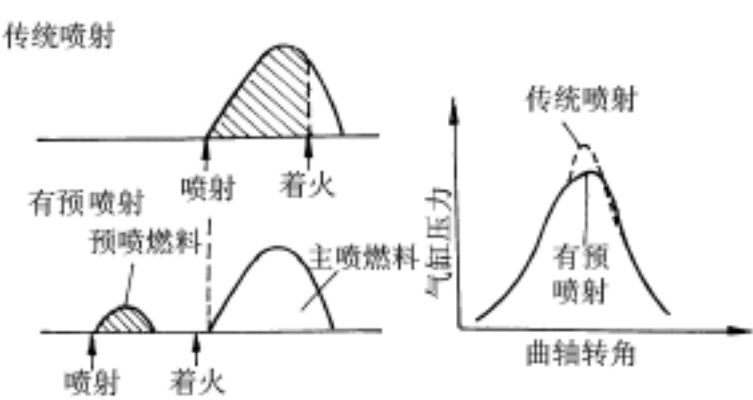


图 3-49 具有预喷射和主喷射的分段喷射

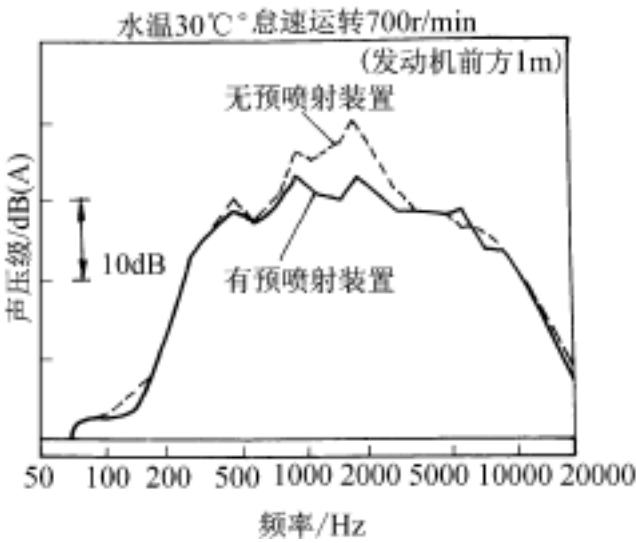


图 3-50 有无预喷射对冷车怠速噪声的影响

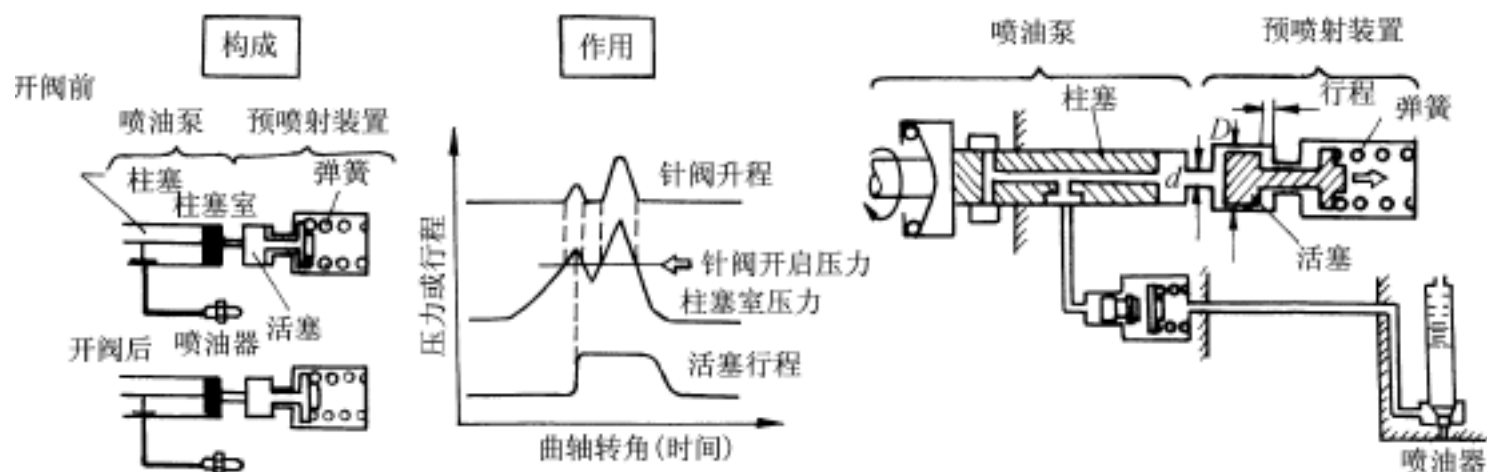


图 3-51 蓄压式预喷射装置

器喷油暂停。在喷油泵柱塞继续压油的过程中,蓄压式预喷射装置中的活塞被弹簧顶着,不再移动,柱塞室内油压再次升高,喷油器的主喷射开始。但是蓄压式预喷射装置中使活塞推开的压力会因复位弹簧预紧力随使用时间的下降而下降,使预喷射量逐渐减少,预喷射与主喷射之间的间隔也会变化。然而,从图 3-52 所示的预喷射量对 NO_x 排放、烟度和燃油耗率的影响中,以及从图 3-53 所示的预喷射和主喷射之间的间隔对相对 NO_x 排放、相对 HC 排放、相对烟度和相对燃油耗率的影响中可以看出,在采用预喷射技术时必须对预喷射量、预喷射与主喷射之间的间隔有严格的控制(约 $0.5 \sim 1\text{ms}$),才能取得较好的结果。因此,尽管这种利用柱塞泵油过程中在给定时刻使喷油泵压力室容积增大的蓄压式预喷射装置是可以实现预喷射的,但仍存在着一些很难解决的问题。再如可采用双柱塞喷油泵或双喷油器来实现预喷射,但系统结构太复杂,很难实用化。又如可采用在压油过程中突然强制切断燃油的突然停油方式,或在压油过程中旁通一部分燃油的旁通泄漏方式来实现预喷射,但因燃油粘度影响太大和各缸

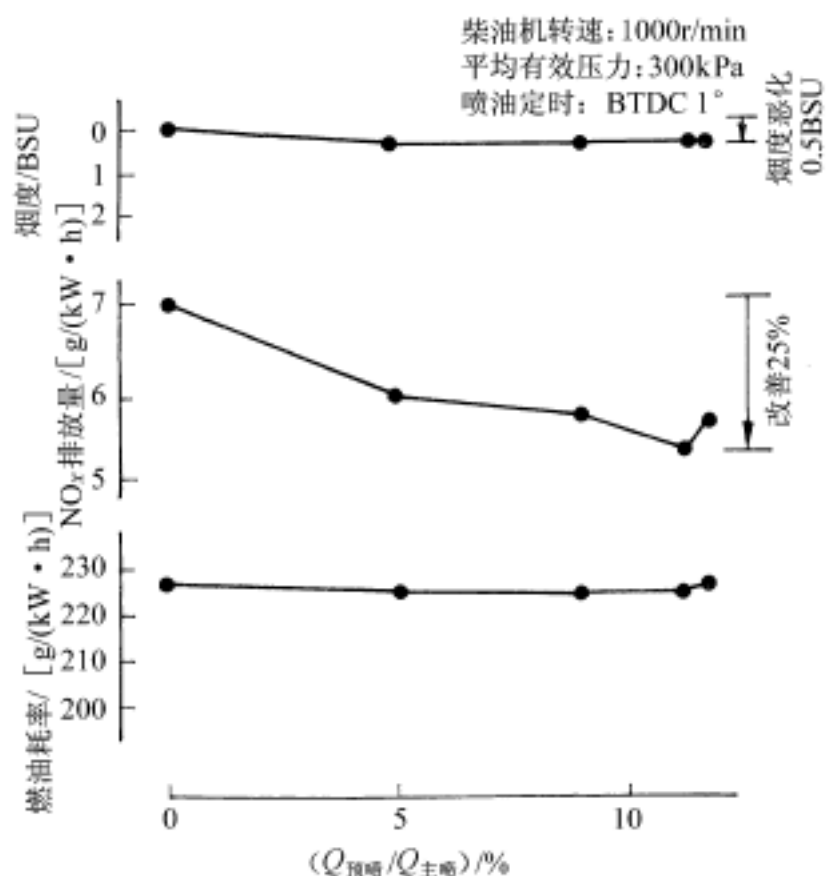


图 3-52 预喷射量对 NO_x 排放、烟度和燃油耗率的影响

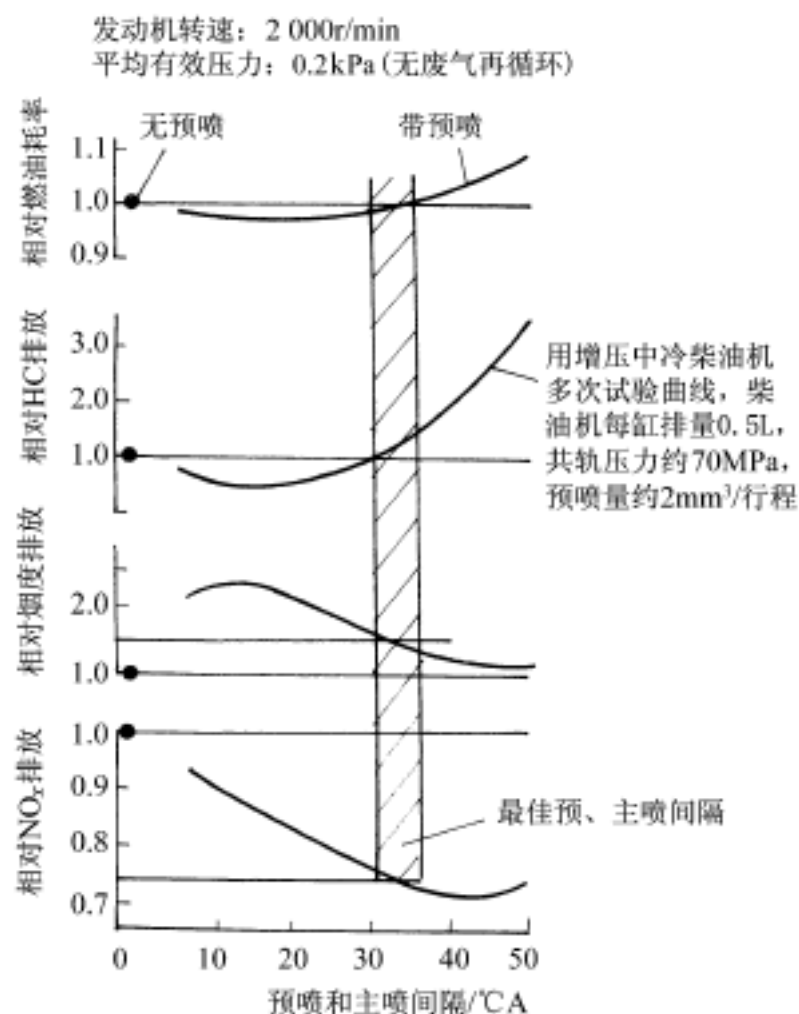


图 3-53 预喷射和主喷射间隔的影响

误差太大也很难实用化。因此,在传统的机械式控制系统中所能采取的各种预喷射技术都存在着许多技术上的难点和缺点。

所谓靴形喷油规律(或称台阶形喷油规律)就是将预喷射和主喷射构成一段完整的喷射而形成的喷油规律。显然,实现图 3-54 中所示的靴形喷油规律,主要是为了降低滞燃期初期喷油速率。这是因为, NO_x 排放与滞燃期内初期喷油量密切相关。从图 3-55 中可以看出,即使喷油正时相同, NO_x 排放也随着滞燃期内初期喷油量的减少而降低。为了实现靴形喷油规律,曾研制过具有两级开启压力的喷油器,即图 3-56 所示的双弹簧喷油器。在这种喷油器中,针阀分段开启,喷油开始时,即针阀的第一段升程,开启压力较低,只有少量的燃油喷入燃烧室;而到针阀的第二段升程时,针阀才全部打开,主油量在这段中喷出。从图 3-57 中可以看出,如果喷油器的第一段和第二段的开启压力差别很大,并将第一段的针阀升程限制得很小,就能以较长的预升程持续期来减小初期喷油速率,但它会使油束贯穿距离的偏差明显增加,从而使烟度恶化。所以必须对针阀第

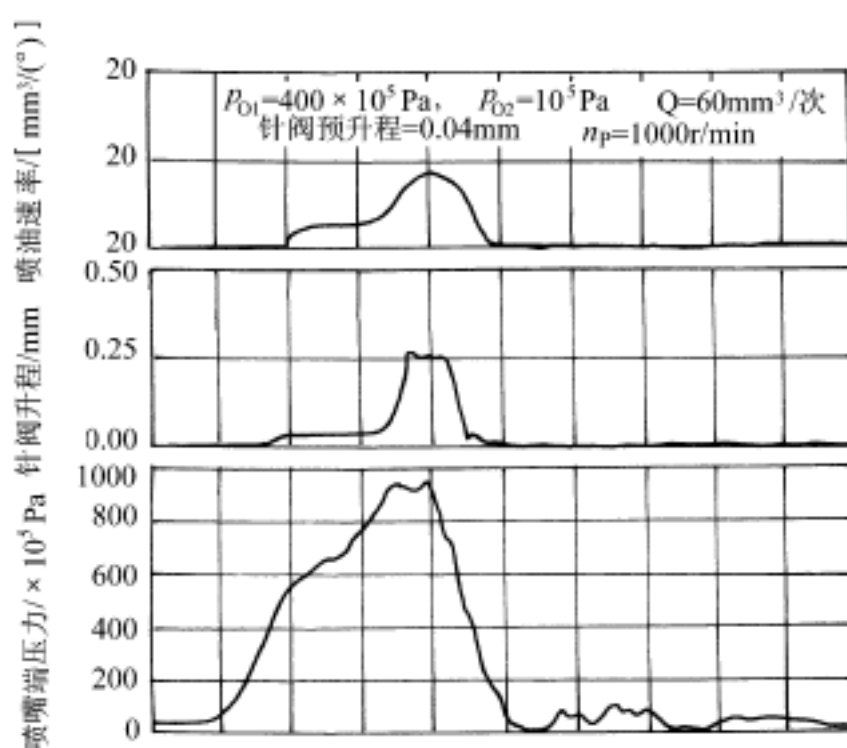
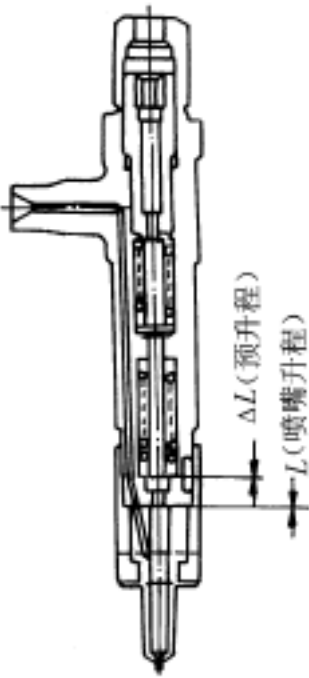
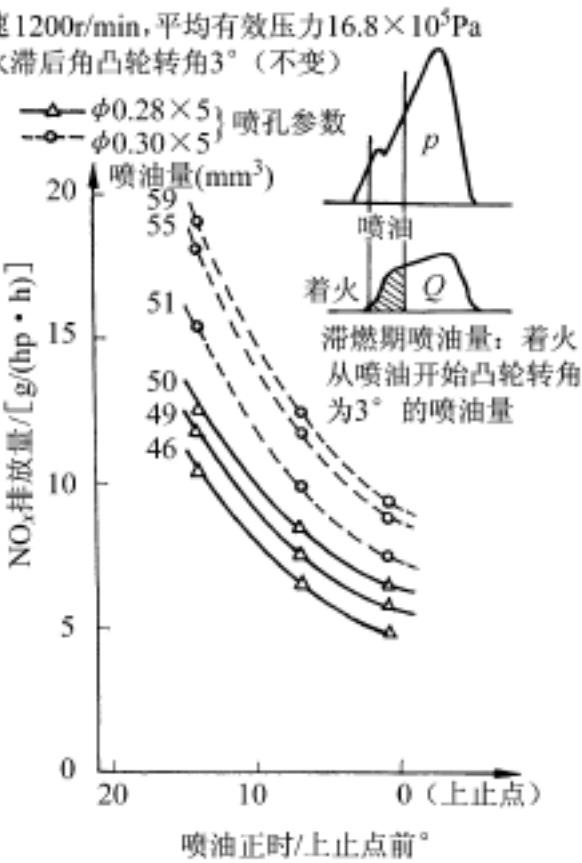


图 3-54 靴形喷油规律

一段完整的喷射而形成的喷油规律。显然,实现图 3-54 中所示的靴形喷油规律,主要是为了降低滞燃期初期喷油速率。从图 3-55 中可以看出,即使喷油正时相同, NO_x 排放也随着滞燃期内初期喷油量的减少而降低。为了实现靴形喷油规律,曾研制过具有两级开启压力的喷油器,即图 3-56 所示的双弹簧喷油器。在这种喷油器中,针阀分段开启,喷油开始时,即针阀的第一段升程,开启压力较低,只有少量的燃油喷入燃烧室;而到针阀的第二段升程时,针阀才全部打开,主油量在这段中喷出。从图 3-57 中可以看出,如果喷油器的第一段和第二段的开启压力差别很大,并将第一段的针阀升程限制得很小,就能以较长的预升程持续期来减小初期喷油速率,但它会使油束贯穿距离的偏差明显增加,从而使烟度恶化。所以必须对针阀第

一段的升程以及第一段和第二段的开启压力差限制得很严格,才能获得较好的效果。这当然也是有相当难度的。



3-55 滞燃期喷油量对减少 NO_x 排放的影响

图 3-56 双弹簧喷油器

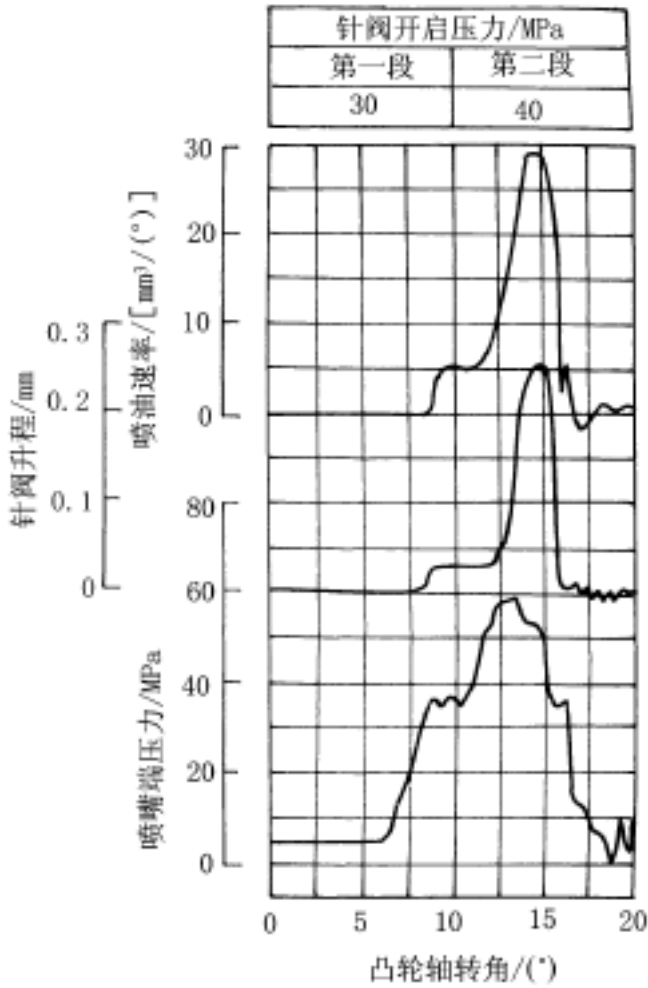


图 3-57 采用双弹簧喷油器后的喷油特性

为了实现靴形喷油规律,曾经研制过具有凹圆弧凸轮型线的直列泵凸轮。由于凹圆弧凸轮具有较陡峭的凸轮速度梯度的特性,具有如图 3-58 中所示的在较低初始供油速率后面跟着一个高的供油速率的特征。上述特征正好适应了靴形喷油规律的要求。然而,这种方法存在着凹圆弧凸轮型线的加工以及凸轮与随动件之间的匹配等诸多问题。此外,也曾经研制过具有两级速度特性的喷油泵凸轮型线(两级凸轮)的分配泵,由于凸轮型线过于复杂以及制造精度要求很高,也很难实用化。

还要说明的是,上述采用机械方式通过对喷油压力进行调节来改变喷油速率的方法,实际上都是在预喷射或靴形喷油第一段时将喷油压力控制得很低来实现的。这样必然会导致此时喷油雾化变差,这对混合气的形成显然是不利的。

对通过改变喷油器喷孔的流量系数来改变喷油速率也作过不少努力。如采用图 3-59 所示的无压力室式喷嘴(即 VCO 喷油器)就是一例。在这种喷油器中,由于喷孔位于针阀体阀座表面,喷孔和针阀的这种位置关系使针阀和喷孔之间的距离随针阀升程而变化,这一距离影响流入喷孔的燃油的流动。这种影响是通过有效喷孔流通面积的变化来反映的。喷孔有效流通面积被定义为速度矢量指向喷孔出口时喷孔中的最小面积。喷孔的流量系数随喷孔有效流通面积和喷孔几何面积之比而变化,而喷孔有效流通面积是随针阀升程而变化的,所以喷孔的流量系数是随针阀升程而变化的。这样,喷油速率也就随着针阀升程而变化。这种无压力室式喷油器可以在小针阀升程时将喷孔的流量系数控制到较小,即在喷油开始时有较低的喷油速率,而在针阀最大升程时将喷孔的流量系数提高到足够大,即有足够高的喷油速率。然而,由于在这种喷油器中,随着针阀与针阀体阀座表面间的磨损,针阀和喷孔之间的距离会发生变化,影响控制的精度。所以,也是不理想的。

上述各种不同类型的喷油速率以及喷油速率形状(即喷油规律)控制技术虽然在传统的喷油系统设计中得到了一些应用,但可以明显看出,任何一种控制方式,除了已指出的那些问题以外,它们都有一个最“致命”的问题,那就是无法在实际运行过程中,根据需要对喷油持续期内的喷油压力/喷油速率按如图 3-60 所示的要求,进行动态而又高度柔性的控制:能采用压力调节实现理想的喷油规律;能实现靴形喷射或单纯的

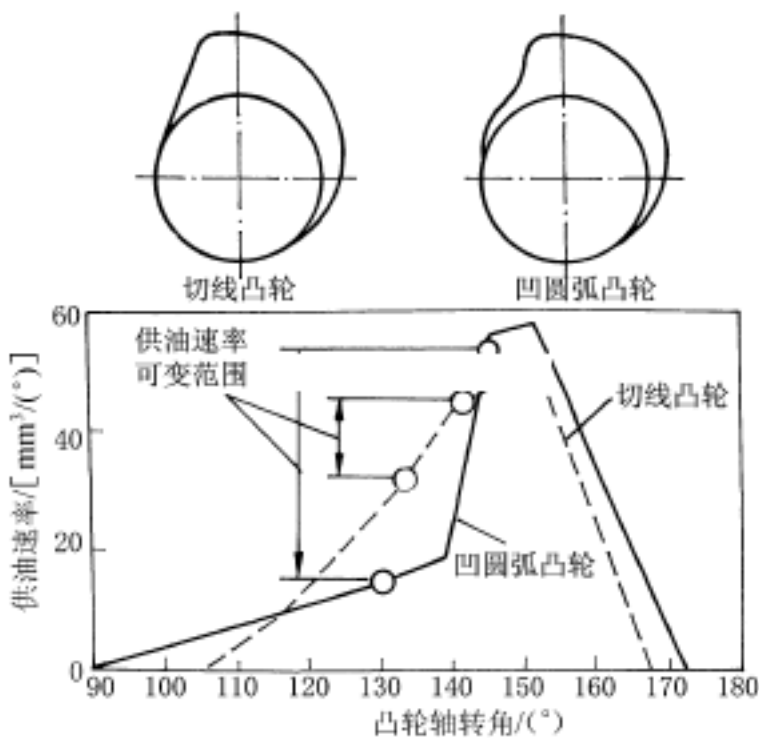


图 3-58 凸轮型线和供油速率

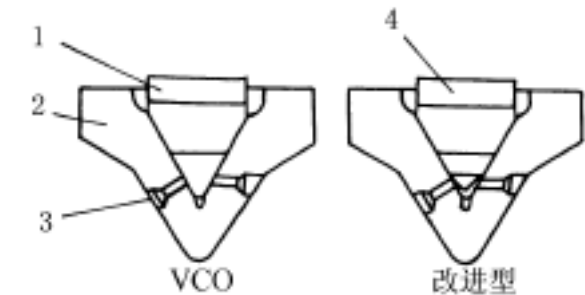


图 3-59 无压力室式喷嘴

1 - 针阀; 2 - 针阀体; 3 - 喷孔; 4 - 双锥面针阀

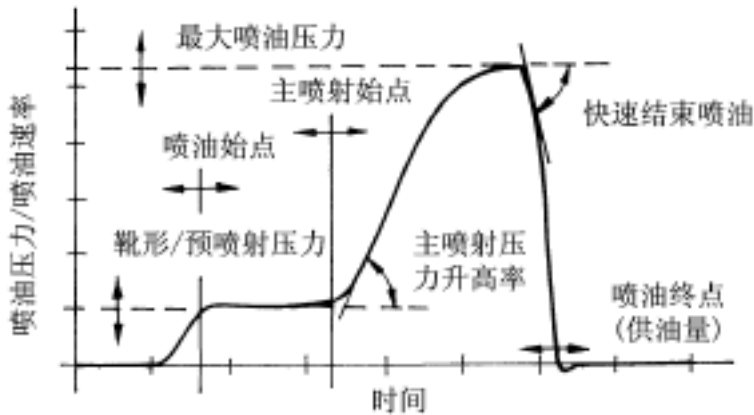


图 3-60 理想的喷油压力/喷油速率随时间变化的规律

预喷射;能灵活地选用靴形喷射或预喷射的始点、主喷油始点和喷油终点;在靴形喷射或预喷射部分灵活地选用喷油压力值;主喷射的初始压力升高率适中;快速结束喷油;灵活地选用最高喷油压力(160MPa 左右)等。

20 世纪 90 年代后,对为降低柴油机 NO_x 排放而采用的 Denox 技术的试验研究表明,如果能使排气中的 HC 有选择地与 NO_x 起作用而不是与氧起作用,则将更有利于 NO_x 的还原。由于柴油机废气中所含的 HC 本身就比较少,为了得到还原 NO_x 所需要的 HC,需要在柴油机膨胀或排气行程中添加一些燃油来提高排气中 HC 的含量,这就需要实施后喷射的方案,即在紧接着主喷射结束后进行后喷射,或者在上止点后 300 °CA 左右进行后喷射。此外,试验表明,精心确定的后喷射还可改善重载柴油机中 NO_x 排放的均衡性并减少高速直喷式柴油机的烟度。而要实现“精心确定的后喷射”,与实现上述预喷射或靴形喷射一样,都需要有柔性的喷油器针阀升程曲线,来提供所需要的喷油速率以及喷油速率形状(即喷油规律)。

3.3.2 第一代电控方法

在以微机为控制单元的现代汽车柴油机燃油喷射电控系统中,就比较容易实现对供(喷)油速率的动态而又柔性的控制。

第一代电控喷油系统对供(喷)油速率和供(喷)油规律的控制同样也经历了从“位置控制”到“时间控制”的发展过程。

1. 对供(喷)油速率和供(喷)油规律的“位置控制”

对供油速率和供油规律的“位置控制”主要用于电控直列泵上,通过改变柱塞预行程来实现对供油速率的控制。只要能够实现喷油泵凸轮随动件上的滚柱体高度的连续可变,就能实现预行程的连续可变。

在循环供油量“位置控制”的电控直列泵中,可以如图 3-61 所示在柱塞偶件上增加一个控制滑套,由控制滑套的上下移动改变供油始点,即用改变柱塞预行程的方法来实现对供油速率的控制,而柱塞有效行程不变,即循环供油量不变。如图 3-62 所示,当滑套上移时,柱塞预行程增大,即喷油泵柱塞在凸轮型线工作段上速度较高的区段工作,供油速率增大;相反,滑套下移时,柱塞预行程减小,即喷油泵柱塞在凸轮型线工作段上速度较低的区段工作,供油速率下降。滑套由偏心导销定位,只能上下移动,不能旋转,其驱动端装有一个自动定位轴承,以减少摩擦。滑套上下移动的位置由一套装在喷油泵内的、用按电控单元指令工作的电磁式旋转螺线管驱动的旋转控制杆转动的角度来控制。这就是供油速率的“位置控制”。由于柱塞预行程的改变(即供油速率的改变)会使供油正时也会发生改变,需要时,要另外设置电控液压喷油提前器。

图 3-63、图 3-64 和图 3-65 所示分别为另一种在循环供油量“位置控制”的电控直列泵中采用通过改变柱塞长度来改变柱塞预行程,实现对供油速率控制的原理图、结构图 and 控制系统示意图。其柱塞分割为上、下两个部分,上柱塞下部有一台阶形弹簧座,连同弹簧一起伸在下柱塞上部的弹簧室内,一般情况下,靠弹簧力将上、下柱塞连成一体。机油泵来的机油从柱塞套筒上的

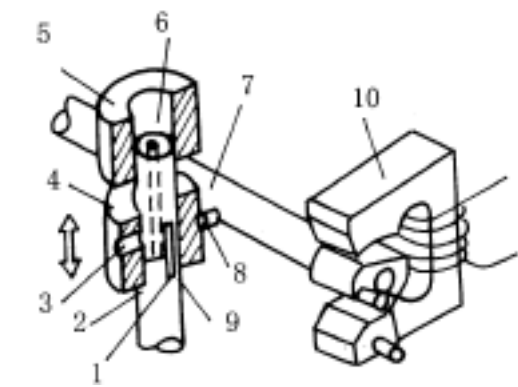


图 3-61 带有控制滑套的可变预行程控制机构

1 - 进油孔(进油及回油);2 - 柱塞;3 - 溢油孔(回油);4 - 控制滑套;5 - 柱塞套筒;6 - 柱塞腔;7 - 控制杆;8 - 销子;9 - 切槽;10 - 转动螺线管

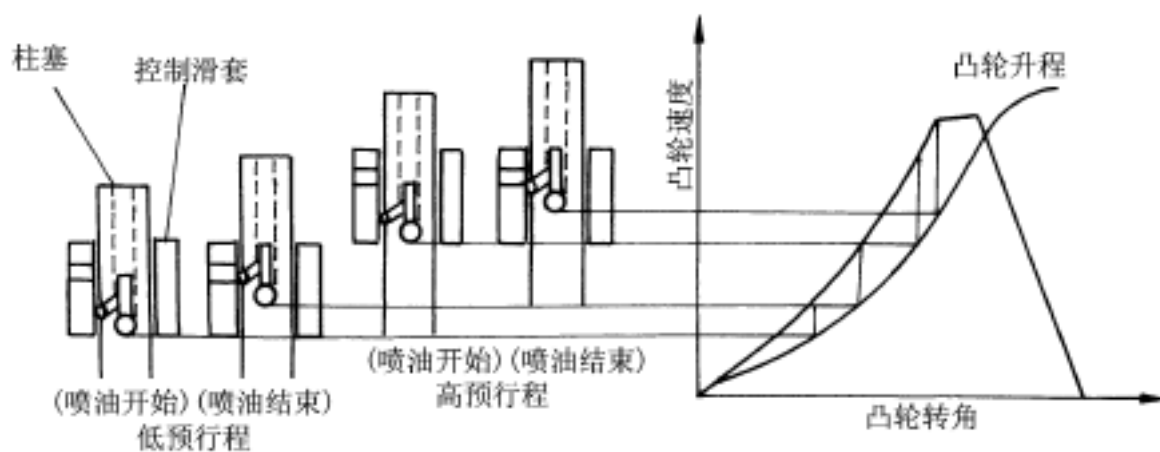


图 3-62 带有控制滑套的可变预行程原理

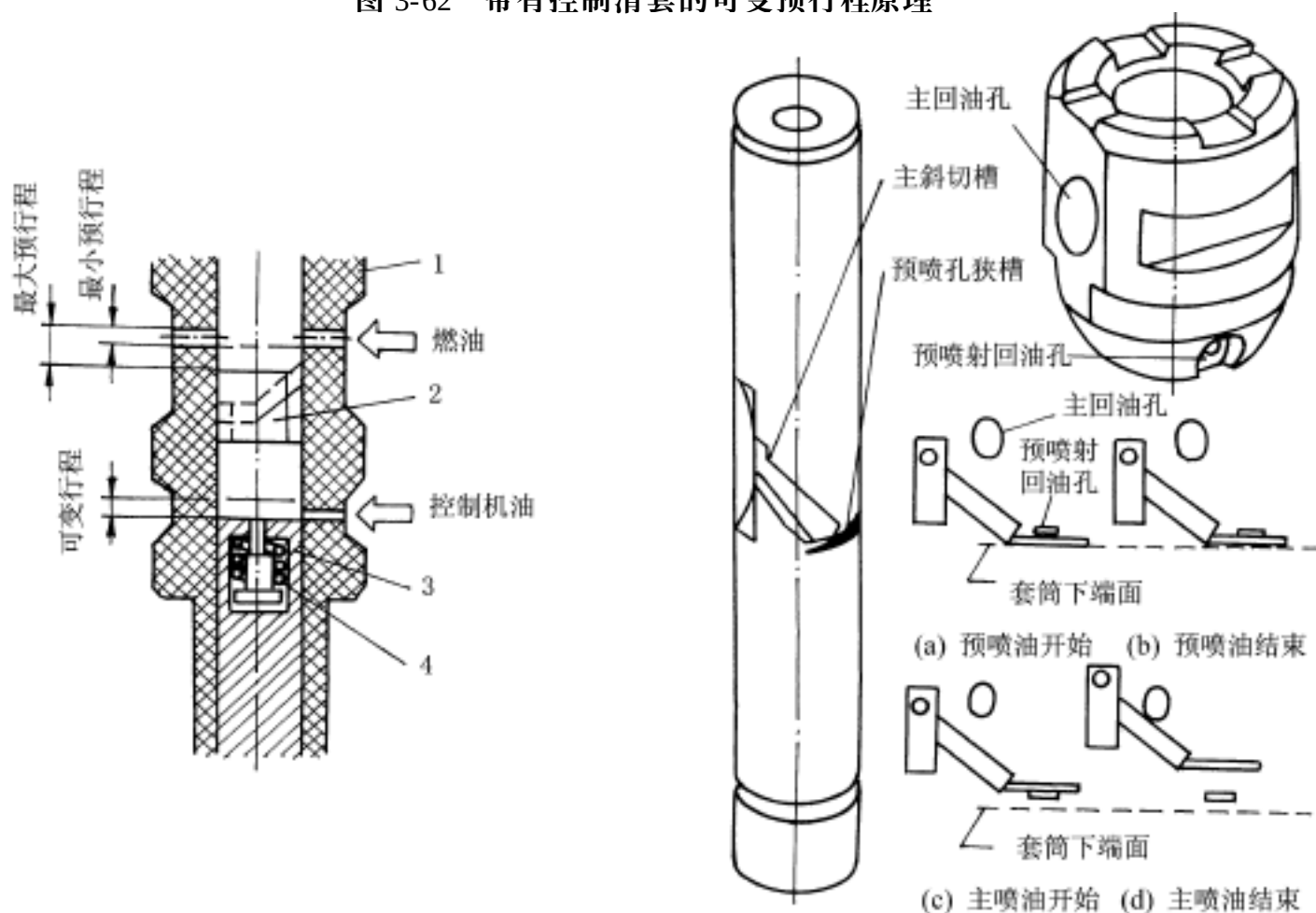


图 3-63 改变柱塞长度的可变预行程原理

图 3-64 改变柱塞长度的可变预行程控制机构

1 - 柱塞套; 2 - 上柱塞; 3 - 下柱塞; 4 - 弹簧

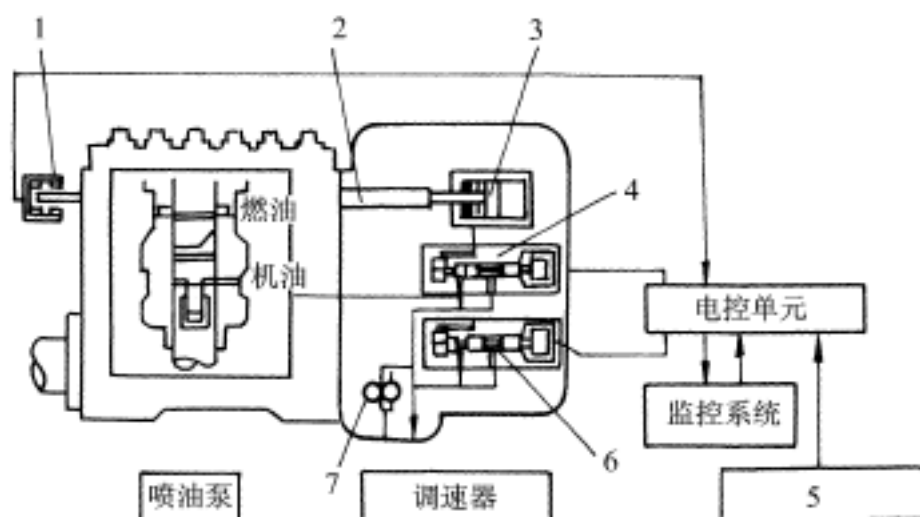


图 3-65 改变柱塞长度的可变预行程控制系统示意图

1 - 齿杆位置传感器; 2 - 齿杆; 3 - 动力活塞; 4 - 电磁/液压比例控制阀(油量控制); 5 - 柴油机转速传感器; 6 - 电磁/液压比例控制阀(正时控制); 7 - 齿轮泵

控制油孔进入弹簧室时,机油压力克服弹簧力,使上、下柱塞分开,柱塞长度相对变长,上柱塞的上端面就较早关闭柱塞套筒上的燃油进油孔,使柱塞预行程减小,供油速率下降。上、下柱塞连成一体时,柱塞预行程最大。上、下柱塞间距离的变化范围在 $0\sim 1\text{mm}$ 之间,这也就是柱塞预行程的变化范围。变化的大小由控制油压和弹簧力的平衡决定。用一个电磁/液压比例控制阀使控制用机油压力按电控单元指令的控制电流的大小成比例变化。同样,由于柱塞预行程的改变(即供油速率的改变)会使供油正时也发生改变,需要时,也要另外设置电控液压喷油提前器。

另有一种在电控单体泵上用的可变柱塞预行程装置。它是用螺旋机构来实现滚柱体高度变化的。在滚柱体内圆加工出内螺纹,把原喷油泵的滚柱体垫片改成有外螺纹的可旋转部件,通过一个类似于拨叉式的油量调节杆的装置来拉动并使其旋转(拉力应为满足螺纹自锁条件的最小摩擦力),从而改变滚柱体的高度。

上述对供油速率和供油规律的“位置控制”只能使平均供油速率的大小成为可变,而不能优化供油规律曲线。

为了实现预喷射,如图 3-64 所示,在柱塞螺旋槽的下方增加一条狭槽,在控制滑套上增加一个预喷射回油用的长方形孔。柱塞向上运动供油时,滑套下缘遮盖了柱塞上的狭槽,开始了预喷射供油;当柱塞上的狭槽与滑套上长方形回油孔一接通,预喷射中止。随着柱塞的继续向上运动,柱塞上的狭槽与滑套上长方形回油孔脱开,主喷射供油开始;当柱塞上螺旋槽与滑套上主回油孔接通,主喷射供油结束。因此,改变柱塞上的狭槽的位置或滑套下边缘与回油孔之间的距离就可改变预喷射供油行程(对应于预喷射供油量)的大小;而改变柱塞上的狭槽的宽度就可改变预喷射和主喷射之间的间隔。当然,对于已制成的系统来说是不能通过调整来改变预喷射参数的。

2. 对供(喷)油速率和供(喷)油规律的“时间控制”

为了能对供(喷)油规律曲线进行优化,必须对供(喷)油速率和供(喷)油规律进行“时间控制”。

在图 3-19 所示的试验型的循环供油量用高速电磁溢流阀进行“时间控制”的电控直列泵系统中,利用喷油泵柱塞上设置泄流槽与电磁阀相结合来实现可控制的低初期供油速率和供油特性。其基本原理是:在如图 3-66 所示的柱塞顶部正对柱塞套进油孔一侧开一段泄流槽,当柱塞顶部到达进油孔上缘后,在柱塞腔和进油孔之间存在着一段泄流通道,靠它的泄流来控制柱塞腔内燃油压力的上升,以获得低的初期供油速率,进而实现低初期喷油速率。供油规律的初期低供油速率段的长度靠电磁溢流阀关闭时泄流通道的有效长度来调节。泄流通道的几何形状及结构参数与喷油泵的结构及电磁溢流阀的供油正时控制相匹配,以便在宽广的工作范围内实现较理想的供油规律。其具体控制过程如图 3-67 所示。柱塞腔内充油后,当柱塞上行到其上顶面超过进油孔时,柱塞腔内燃油压力开始明显上升,只要电磁溢流阀仍处于开启状态,受压燃油就经电磁溢流阀阀口高速泄流,回到低压供油系统。柱塞继续上行,当电控单元根据各传感器信号在一特定时刻发出控制脉冲并接通电磁溢流阀线圈,电磁溢流阀快速关闭,柱塞腔内燃油压力快速上升。但此时由于柱塞腔和进油孔之间的泄流通道的存

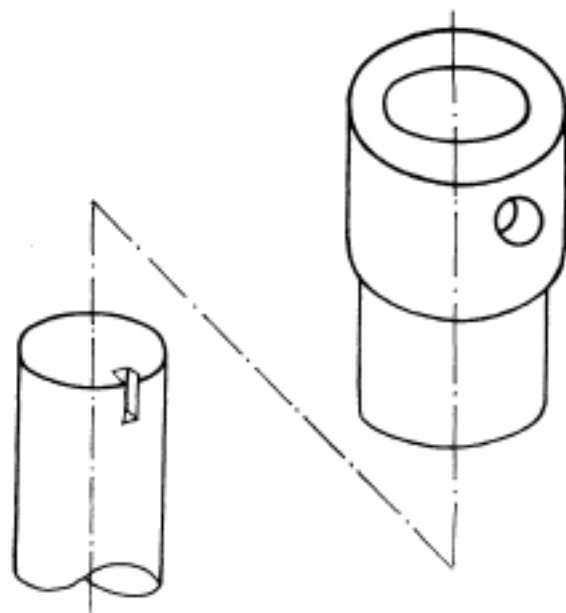


图 3-66 柱塞泄流槽结构示意图

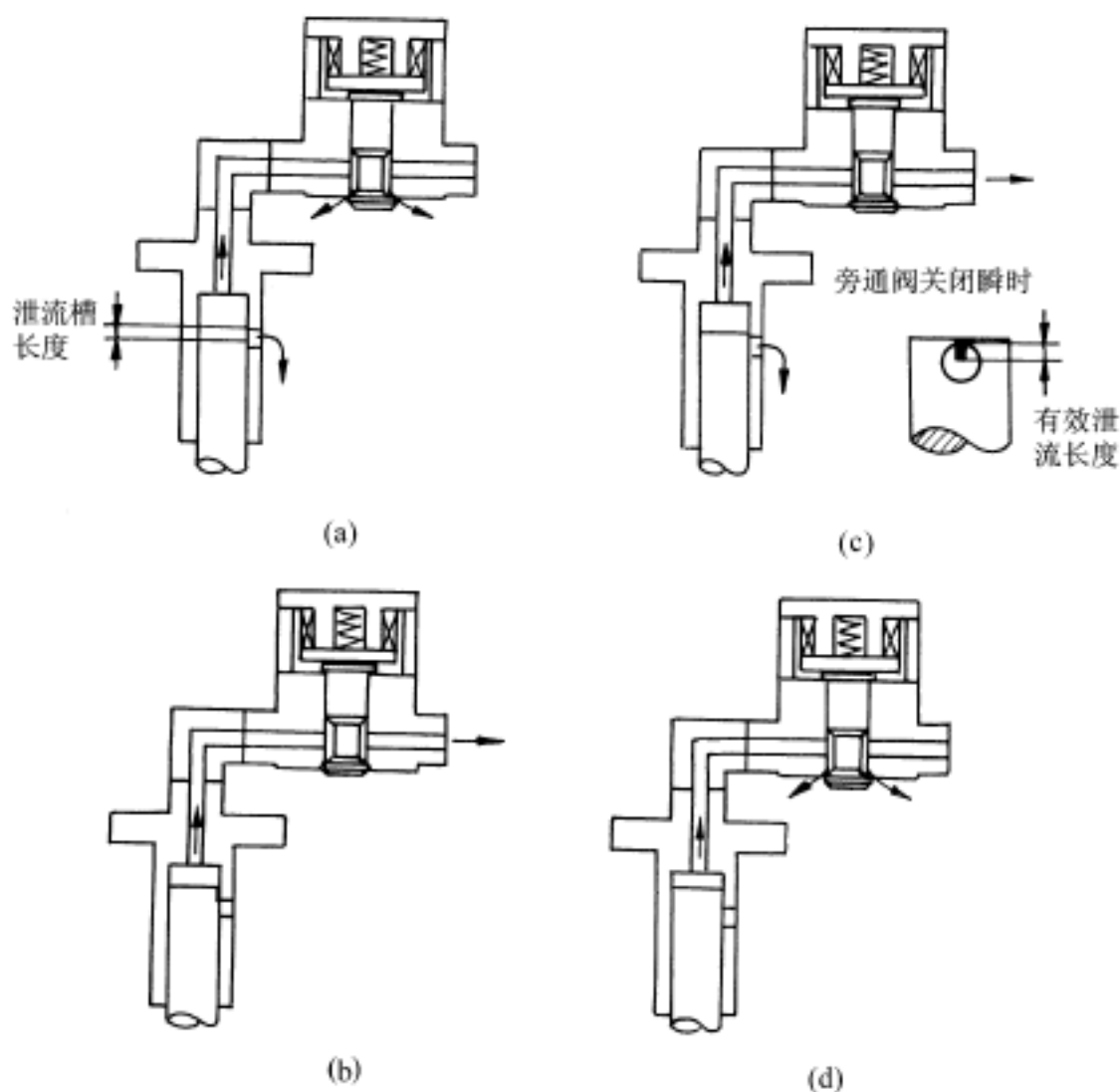


图 3-67 初期喷油速率控制过程

(a) 旁通过程; (b) 预喷开始; (c) 预喷结束, 主喷开始; (d) 主喷结束, 卸载开始

在, 少量燃油会从泄流通道通过进油孔向油泵低压腔泄流, 抑制柱塞腔内燃油压力快速上升的速度。此时, 供油压力波传到喷油器的喷嘴端, 使针阀升起, 形成低喷油速率的初始喷油段。随后, 当泄流通道完全关闭时, 柱塞腔内燃油压力急速上升, 形成高喷油速率的主喷油段。当电控单元发出的控制脉冲终止, 电磁溢流阀线圈断电, 电磁溢流阀在回位弹簧的作用下快速打开, 高压燃油经电磁溢流阀阀口高速泄流, 回到低压供油系统。可见, 是泄流通道的泄流作用形成了低供油速率的初始供油段。其长短与电磁溢流阀关闭时刻泄流通道起作用的长度, 即有效泄流长度有关。因此, 通过改变电磁溢流阀的关闭时刻就可以调节有效泄流长度, 进而控制低喷油速率初始喷油段的长度。低速时, 由于柱塞速度低, 供油速率小, 泄流作用相对较强, 使压力上升缓慢, 喷油始点推迟, 喷油规律形成三角形的形态, 正好满足低速时的燃烧匹配的要求。中等转速时, 供油速率有所加大, 喷油始点逐步提前, 喷油规律形成靴形喷油规律的形态, 正好满足中速时的燃烧匹配的要求。高速时, 供油速率高, 泄流作用相对减小, 泵端压力上升速度加快, 喷油始点提前。尽管此时三角形形态的喷油规律不够理想, 但可通过喷油正时的调整, 利用高速时供油压力波产生预喷射, 在低喷油速率初始喷油段获得靴形喷油规律的形态。泄流槽的结构尺寸(长度、宽度、深度等)对初期供油速率, 进而对初期喷油速率有影响。例如, 初期供油速率的大小与当时泄流通道的当量最小流通面积有关。当量最小流通面积越大, 供油速率越小, 泵端压力上升得越慢, 相应地使喷油器喷嘴端压力上升缓慢, 喷端始点后移, 初期喷油速率逐渐加大呈三角形变化; 而加长泄流槽可使初期喷油速率保持一定宽度, 形成靴形喷油规律的形态。

在图 3-15 所示的循环供油量‘时间控制’的电控分配泵系统中,电磁阀关闭的时刻就是供油的始点,它可以位于凸轮升程的始点,也可以位于凸轮上升工作段上任何一点。因此,在采用非线性速率的凸轮上选择所需要的供油速率段,然后与电磁阀关闭时刻相配合,就可达到改变供油速率和获得最佳供油速率的目的,这就是供(喷)油速率的‘时间控制’。为了在改变供油速率的同时保持原来的供油正时,则需采用供油正时‘位置控制’的电控 VE 型分配泵中使用的那种电控液压提前器。并在提前器内的正时活塞的高、低压侧间设置一个受电控单元控制的滑阀结构的电磁式正时控制阀(TCV),用它来改变正时活塞高压侧流向低压侧的燃油流量,使正时活塞移动到所要求的位置。

3.3.3 第二代电控方法

在循环喷油量‘时间-压力控制’的各种电控共轨式喷油系统中,由于不存在传统喷油泵的凸轮及其随动件柱塞等,所以决定喷油速率和喷油规律的不再是凸轮型线或柱塞尺寸,而是电/液控制喷油器的喷油压力以及喷油器针阀升程的变化规律。也就是说,可以用两种方法,即控制喷油时压力的变化(压力控制)或控制喷油器的针阀升程速度(升程控制)来控制喷油速率和喷油规律。

1. 喷油速率和喷油规律的的压力控制

在图 3-22 所示的带二位三通电磁阀喷油器的电控高压共轨系统中,如需要实现初期喷油速率低,后期断油迅速的‘先缓后急’的三角形喷油规律,可在二位三通阀与液压活塞上方控制室之间专门设置一个单向阀和一个小孔节流通道。当三通阀通电,喷油开始时,液压活塞上方控制室内的燃油不能从单向阀通过,只能由节流孔逐步泄出,使控制室内的燃油压力下降速度减慢,针阀升起速度减慢,满足初期喷油速率低的要求;当三通阀断电,高压燃油迅速经单向阀进入液压活塞上方控制室,并迅速将针阀关闭,满足后期断油迅速的要求。如需要实现靴形喷油规律,则如图 3-68 所示,可在三通阀与控制室之间的单向量孔的位置上设置一个靴形阀,靴形阀和液压活塞之间的间隙作为可调的预行程。当三通阀通电后,靴形阀上部的高压燃油泄放至泄油道,随着靴形阀上方油压的下降,通过液压活塞作用在针阀上的压力降低,针阀顶着液压活塞上升,但由于靴形阀中的节流孔的节流作用,液压活塞与靴形阀之间的油压不可能很快下降,所以针阀顶着液压活塞先升起到相当于预行程的高度。当液压活塞与靴形阀之间的燃油通过靴形阀中的节流孔逐渐泄放至泄油道,使靴形阀末端残余压力下降到一定程度后,针阀才继续升高到最大升程,达到最大的喷油速率。通过对预行程量和靴形阀节流孔直径的合理组合,可以得到各种形式的靴形喷油规律,如图 3-69 所示。在这种系统中实现单纯的预喷射也非常简单,只需在主喷射前给三通阀一个小宽度的电脉冲信号,即每喷射一次驱动两次三通阀即可。

图 3-70 所示为一种能实现包括预喷射、主喷射和快速断油三个部分的喷油速率控制的电控有液压放大的增压共轨式喷油系统的工作原理。电磁阀通电打开后,共轨油压作用在增压活塞上,使小蓄压室、大蓄压室和增压室内的油压上升;电磁阀断电关闭后,增压室内的油压迅速下降,喷油器针阀开启,小蓄压室内燃油喷出,形成预喷射。随着小

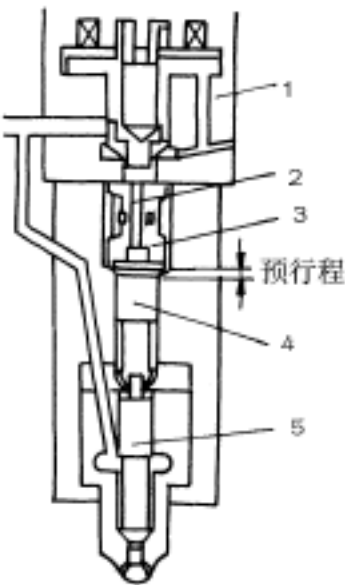


图 3-68 装有靴形阀的喷油器结构
1 - 三通阀;2 - 靴形阀节流孔;3 - 靴形阀;
4 - 液压活塞;5 - 针阀

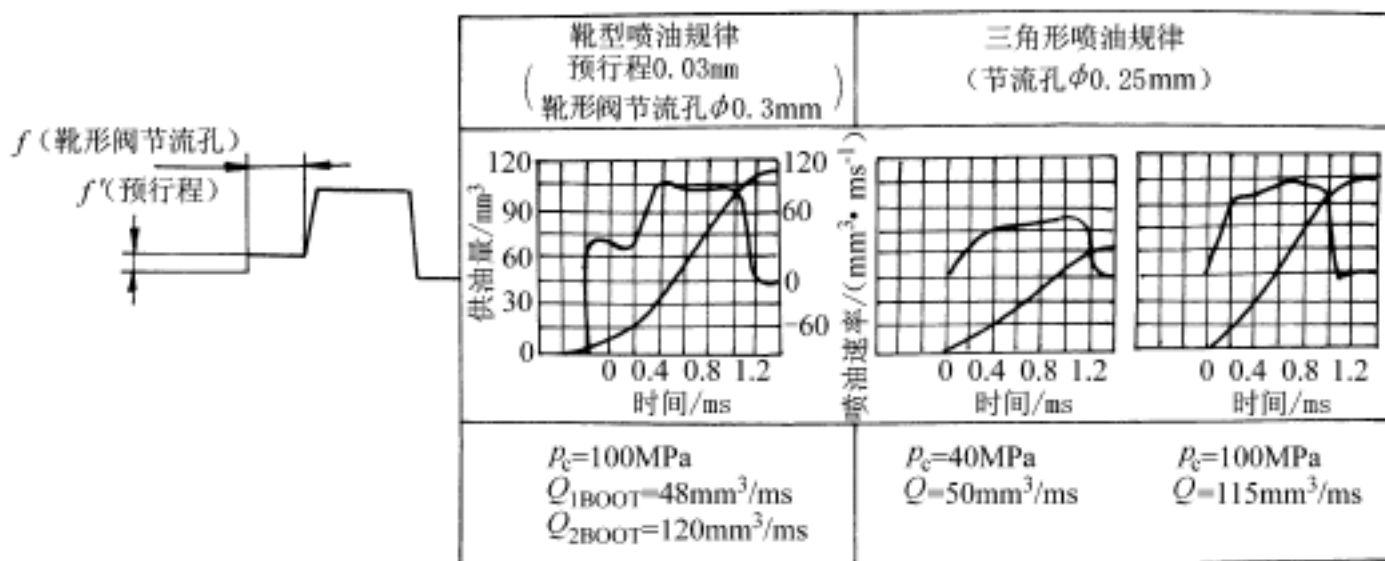


图 3-69 装有靴形阀后的靴形喷油规律

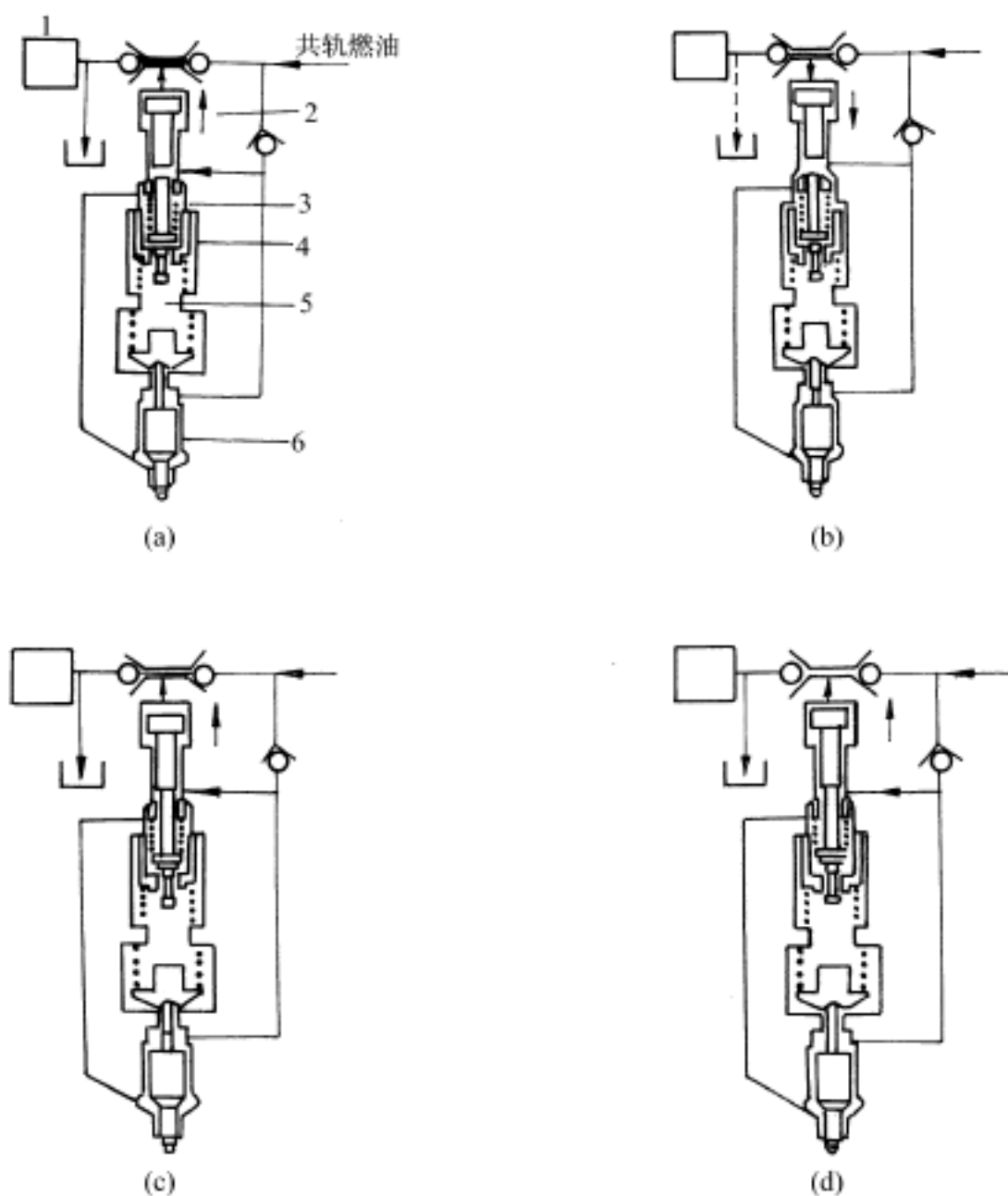


图 3-70 一种喷油规律可控的喷油器工作原理图

(a) 进油; (b) 蓄压; (c) 预喷射; (d) 主喷射

1 - 电磁阀; 2 - 增压活塞; 3 - 小室; 4 - 控制阀; 5 - 大室; 6 - 喷嘴

蓄压室内油压的下降,在大蓄压室内油压的作用下,如图 3-71 所示的控制阀上移,将小蓄压室与大蓄压室隔断,大蓄压室内的燃油不能喷出,而小蓄压室内油压下降后,喷油器针阀很快关闭。随着增压室内油压的继续下降,控制阀继续上移,小蓄压室与大蓄压室接通,小蓄压室内油压再次升高,使喷油器针阀再次开启,大蓄压室内的燃油经小室与小蓄压室内的燃油一起喷出,形成主喷射。控制阀继续上升,再一次将大蓄压室与小蓄压室切断,主喷射迅速结束。从图 3-71 可以看出,上述喷油速率和喷油规律的控制是通过对控制阀 L_A 、 L_B 和 L_C 段以及 L_B 段的流通截面积的精心设计实现的。例如,通过 L_A 长度的设计可决定预喷射与主喷射的间隔;在蓄压室压力和针阀弹簧力一定的情况下,预喷射燃油量取决于小蓄压室的容积; L_B 段的长度决定了主喷射的时间; L_B 段的截面决定了喷油规律曲线的形状,当截面为等截面时,主喷射时的喷油规律曲线为“前高后低”;当截面为两级台阶形时,主喷射时的喷油规律曲线的初期较低;当截面为渐开斜线形时,主喷射时的喷油规律曲线近似于矩形。 L_C 段的设置为大蓄压室提供了减压容积,有利于快速断油。而对于一个已设计好的控制阀来说,最终还是由共轨压力的变化来决定喷油规律曲线的变化。

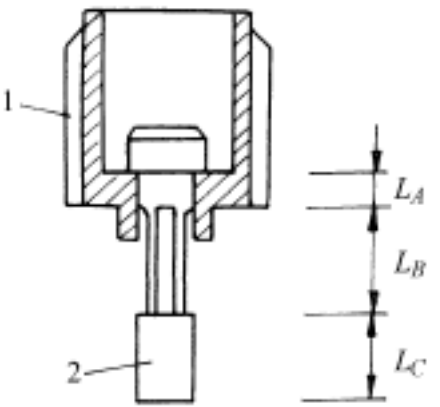


图 3-71 控制阀结构图
1 - 控制阀座;2 - 控制阀

2. 喷油速率和喷油规律的升程控制

在采用压电式喷油器的电控共轨式喷油系统中,控制施加在压电执行器上的反向电压的大小,即控制了针阀升程的大小,也就是喷油量的多少。而在喷油压力和喷油持续时间都不变

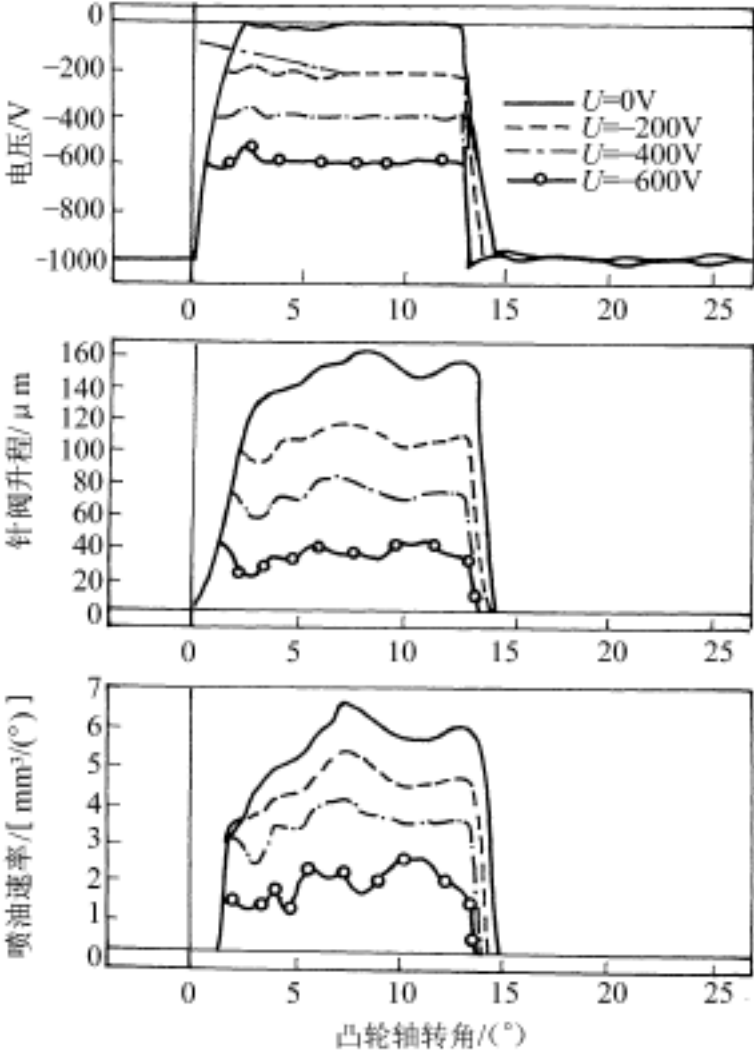


图 3-72 用改变加在压电执行器上的反向电压来控制喷油速率

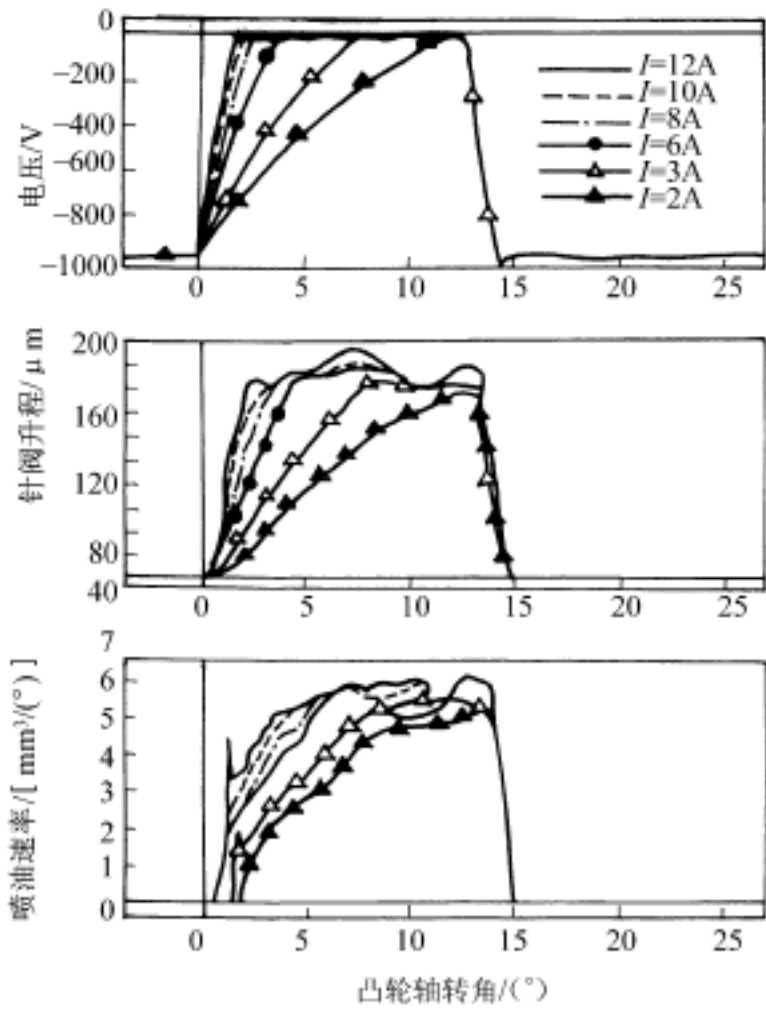


图 3-73 不同放电电流下的电压、针阀升程和喷油速率

的情况下,喷油速率是与循环喷油量的多少成比例的,从图 3-72 中可以看出,对施加在压电执行器上的反向电压的大小的控制也就是对喷油速率的控制。此外,从图 3-73 中可以看出,在相同电压下,放电电流小,则针阀升起的初速度较低,初期喷油速率就低;放电电流大,则针阀升起的初速度高,初期喷油速率就高。因此,在相同的电压下,控制放电电流就可控制喷油规律。显然,在这种系统中实现预喷射也是很简单的,只需在主喷射前给压电执行器施加一个小宽度的反向脉冲电压信号即可。

3.4 喷油压力的控制

3.4.1 传统的控制方法

使燃油细化并均匀分布在燃烧室的空间内是柴油机获得良好的燃烧性能的重要条件。提高喷油压力以增加油雾中空气的导入量,提高油雾中的平均过量空气系数,就是一项重要的措施。

传统的喷油器工作时,喷油器喷嘴压力室(或盛油槽)内燃油压力上升到超过调压弹簧预紧力,使针阀开始升起的瞬间的燃油压力称为开启压力。调压弹簧预紧力调定后,开启压力稳定不变。而喷油压力是指燃油从喷嘴压力室(或盛油槽)喷出时的压力。由于针阀升起时会压缩调压弹簧,使弹簧力更大。因此,在喷油持续期内,喷油压力高于开启压力。其数值大小不仅要受到喷油泵转速、供油量、供油速率等因素的影响,还要受到喷嘴端压力波反射叠加的影响,在喷油持续期内,喷油压力是个变量。尽管非直喷式燃烧室柴油机对喷油压力的反应不很敏感,但对直喷式燃烧室柴油机来说,由于喷油压力直接决定

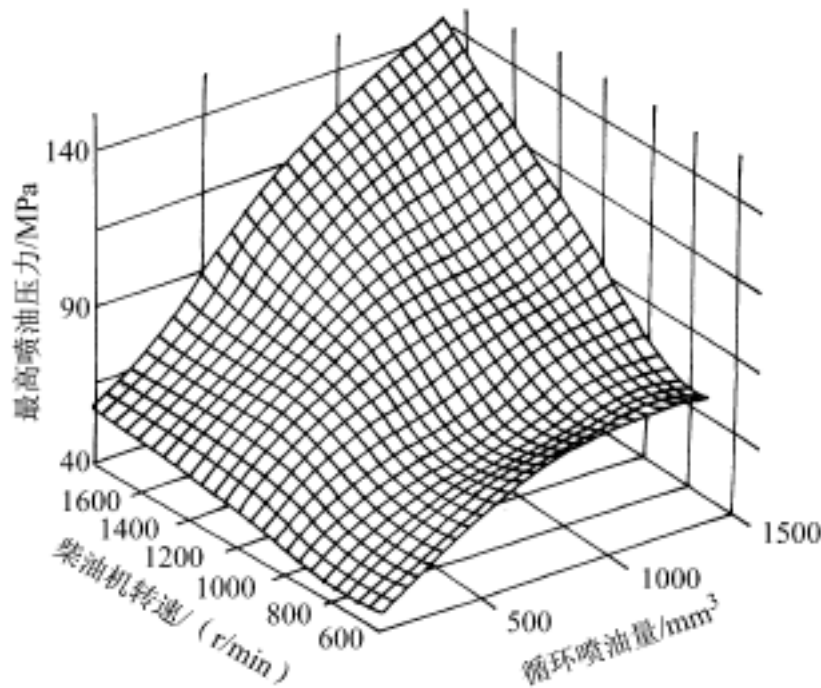


图 3-74 最高喷油压力与柴油机转速和循环喷油量的关系

了喷雾质量和混合气形成的质量,喷油压力低会使油束的贯穿距离缩短,造成燃油雾化分布、蒸发和混合不良,滞燃期延长,影响柴油机的动力性、经济性、排放以及噪声等指标。因此,提高喷油压力已成为直喷式柴油机明显的趋势。为改善直喷式柴油机的低速性能(特别要降低低速排放),必须提高低速时的喷油压力,但喷油压力随转速的平方而增高,高速时会使喷油系统承受过大的负荷。例如,在泵-管-嘴系统中,喷油压力与转速、循环供油量之间的关系如图 3-74 所示。在低速或小的循环喷油量时,喷油压力相对较低,对混合气的形成不利。若提高低速小喷油量时的喷油压力,就会造成高速大喷油量时喷油压力过高。理想的情况是各种工况下都有足够高的喷油压力。上节已经讲过,可以通过机械的方法来改变喷油过程中的喷油压力从而改变喷油速率和喷油规律。例如使用喷油泵压力室容积增大的蓄压式预喷射装置来实现预喷射;使用双弹簧喷油器来实现靴形喷油规律等。然而如前所述,这些方法往往是以牺牲喷雾特性作为代价的。当然,反过来,喷油速率和喷油规律或对它们影响最大的供油速率和

供油规律的改变也能使喷油压力发生变化。若能在工作过程中按需要动态地改变供油持续期内的供油速率,即按需要动态地改变喷油持续期内的喷油速率,也就能按需要动态地改变喷油压力。图 3-75 所示为喷油泵供油速率对喷油压力和柴油机性能的影响。然而,如前所述,在传统的机械式控制系统中,是很难实现动态而柔性地通过对喷油压力的控制来对供油速率或喷油速率进行控制的。

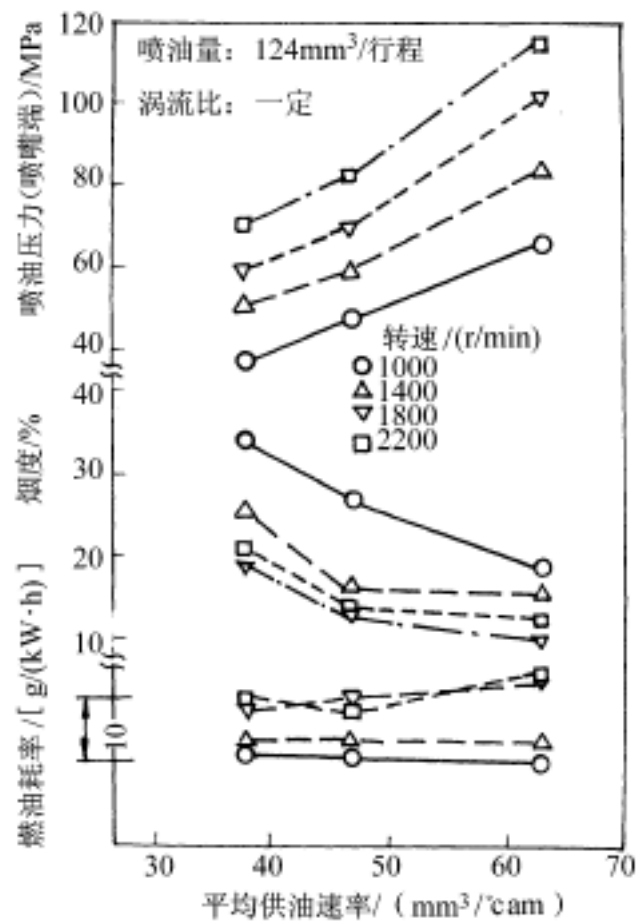


图 3-75 喷油泵供油速率对喷油压力和柴油机性能的影响

3.4.2 第一代电控方法

第一代电控系统可以通过对喷油速率和喷油规律或对它们影响最大的供油速率和供油规律的调节来使喷油压力发生变化,但是它无法实现独立地对喷油压力进行柔性的控制。所以在第一代电控系统中,没有对喷油压力进行柔性控制的典型方法。

3.4.3 第二代电控方法

对喷油压力进行独立控制的愿望在各种共轨式电控喷油系统中得到了实现。在共轨式电控喷油系统中,由于喷油压力直接取决于共轨油压,或由喷油器中的增压活塞对从共轨来的燃油进行增压,所以通过对共轨油压的控制或改变增压活塞上下面积比,就可改变系统的喷油压力,实现对喷油压力的控制。

如图 3-23 所示的电控无液压放大的高压共轨系统中,由凸轮驱动的高压供油泵将高压燃油泵入共轨,由电控单元根据柴油机工况的要求,通过装在供油泵上的 PCV 阀,对泵入共轨的燃油量进行调节,控制共轨油压。共轨上的燃油压力传感器可将共轨中的实际油压的信息反馈给电控单元,由电控单元对高压供油泵上的 PCV 阀实施反馈控制,使共轨油压稳定于目标值。当共轨油压低于目标值时,PCV 阀提前关闭,供油泵提前供油,而供油终点位于凸轮升程

最高点,是不会改变的,所以,提前供油就使供油泵供油量增加,油轨中的燃油压力也就升高,即喷油压力升高;反之,当共轨中油压高于目标值时,控制阀迟后关闭,供油泵供油量减少,共轨燃油压也就降低,即喷油压力降低。

再如在图 3-24 所示的电控有液压放大的增压共轨系统中,低压供油泵将燃油泵入共轨,共轨油压由电控单元控制,共轨中的低压燃油进入增压式喷油器中的增压活塞上方后,经过液力放大,增压活塞下方蓄压室中的油压成比例增高,并等候在喷油器盛油槽内,当针阀打开时,喷油器盛油槽内的燃油压力就是喷油压力。共轨油压升高,喷油开始时压力就成比例升高,喷油量就增多;相反,共轨中油压降低,喷油量就减少。

除了比较容易实现独立于柴油机转速和负荷的条件下对喷油压力的柔性控制外,在上述电控有液压放大的增压共轨系统中,由于系统中高压部分的空间延伸尺寸很小,主要集中在喷油器中,喷油压力提高后整个系统不会遇到太大的结构强度方面的问题;加上高压容积较小,系统响应快,不易产生二次喷射等不良喷射现象,因此可以比较容易地实现高压喷射。

第 4 章 其他控制

4.1 怠速控制

汽车柴油机经常要在怠速工况下工作(如短暂停车、起动暖机等),此时,喷入气缸的燃油量很少,发出的功率仅用于克服柴油机内部机构运转的阻力,使柴油机能以最低稳定转速维持运转而不致熄火。然而,对柴油机来说,由于传统的机械控制的喷油泵反映循环供油量和转速关系的速度特性,使得机内阻力略有增加而转速略有下降时,喷油泵的循环供油量却自动减少,使柴油机转速进一步下降。如此循环,最后导致熄火。反之,当机内阻力稍有减小时,转速将自行上升。为此,在怠速工况下,必须在机内阻力稍有变化而引起转速变化时,对循环供油量进行自动调节。在传统的机械式柴油机控制系统中,这种调节是通过改变调速器中怠速弹簧的预紧力、调节怠速转速来实现的。

由于汽车行驶工况的变化较大,特别是在城市中交通密度大的道路上行驶时,约有 30% 的燃油消耗在怠速工况。因此,从节能的角度看,应在不使柴油机熄火的前提下,尽量降低怠速转速。此外,由于柴油机特有的怠速噪声和振动,大大影响柴油客车特别是柴油轿车乘坐的舒适性,而降低怠速转速可以相对降低怠速噪声和振动。但另一方面,由于柴油机在低的怠速转速下,CO、HC 和颗粒的排放量相对较高,所以,从降低怠速排放的角度看,怠速转速又不能过低。同时还应考虑如冷车运转,以及各种汽车电器、动力转向伺服机构、汽车空调等设备的接入等因素对怠速转速的影响。此外,柴油机经过一段时间的使用、季节的改变、机油粘度的改变等引起的喷油泵特性的改变带来的影响,都会引起怠速转速的变化,使柴油机运转不稳,甚至熄火。因此,必须根据不同的控制目标,进行怠速转速的调节,而且对破坏怠速转速稳定的各种影响必须作出快速的反应。然而,在传统的机械式柴油机控制系统中,只能靠改变调速器中怠速弹簧的预紧力的方法来进行怠速转速的调节,因而是无法满足上述要求的。

此外,由于柴油机喷油系统在制造中产生的,或在使用一段时间后因磨损等原因引起的尺寸偏差,以及由于其他原因造成的有关机构工作特性的偏差,都会使怠速时各缸循环供油量不均匀,这也是造成怠速噪声和振动的重要原因之一。所以,在汽车柴油机控制系统中,怠速控制的内容除了对怠速转速的高低、怠速转速的稳定进行控制外,还应包含为降低怠速噪声和振动的怠速时各缸循环供油量均匀性的控制,或简称怠速时各缸均匀性控制,这种控制在传统的机械式柴油机控制系统中靠调速器中的怠速装置也是无法实现的。

综上所述,现代汽车柴油机控制系统中的怠速控制应包含以下两个内容:怠速转速控制和怠速时各缸均匀性控制。

4.1.1 怠速转速的控制

在以微机为控制单元的现代汽车柴油机怠速控制系统中,怠速转速控制的实质与现代汽车汽油机怠速控制系统中怠速转速控制是不同的。后者是对怠速时流经进气管中节气门体怠

速旁通空气通道的循环空气量进行控制,进而控制怠速转速。而前者是通过对怠速时喷油系统循环供(喷)油量的控制,进而控制怠速转速。所以在现代汽车柴油机怠速控制系统中,对怠速转速控制的方法与一般工况下对循环供(喷)油量的控制是一样的。怠速工况时,电控单元根据从油门位置传感器、柴油机转速传感器、冷却液温度传感器、进气空气温度传感器、空调离合器开关、蓄电池电压传感器等得到的信息,按预存在电控单元中的相对于所要求的怠速转速的怠速循环供(喷)油量脉谱图,确定循环供(喷)油量,通过各种提供反馈信号的传感器,对怠速循环供(喷)油量进行反馈控制,这样,不仅比较容易实现对怠速转速高低的柔性控制,而且能使怠速转速得以稳定。

4.1.2 怠速时各缸均匀性的控制

为实现对怠速时各缸均匀性的控制,通常是在各缸工作行程中,通过对曲轴转速的精确测定,由电控单元算出怠速时各缸循环供(喷)油量的偏差,然后进行补偿调节。例如在图 3-9 和图 3-10 所示的用高速电磁溢流阀作为执行机构的电控 VE 型分配泵的电控系统中,当 IPC 得到从 CCU 来的供参照的怠速循环供油量后,按图 3-11 所示的控制流程,通过测取各缸对怠速转速所作“贡献”的大小,调整各缸循环供油量,并利用标定的数据表,将补偿的循环供油量数据转换为参考的喷油泵凸轮转角,然后根据喷油泵瞬态的转速信息,将参考的喷油泵凸轮转角再转换为电磁溢流阀关闭持续时间,以决定驱动脉冲信号的宽度,对各缸循环供油量进行瞬时的调整。图 4-1 和图 4-2 分别示出了怠速时各缸均匀性有控制或无控制情况下曲轴转速的变化和气缸盖处测到的振动频谱图的变化。从图中可以看出,怠速时各缸均匀性得到控制后,怠速振动明显改善,由此而引起的噪声也必然有所降低。

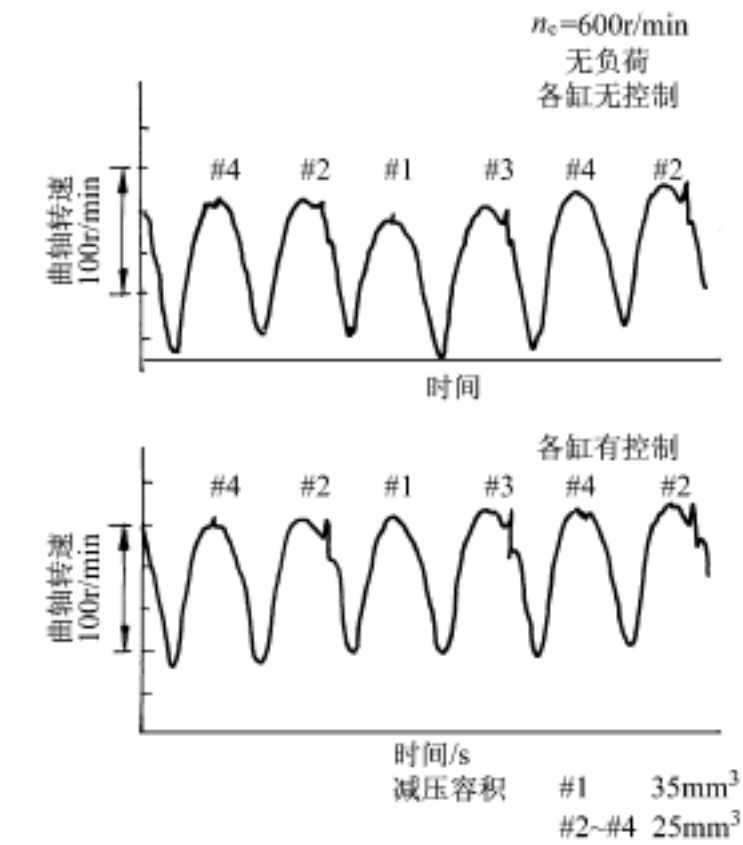


图 4-1 怠速时曲轴转速的变化

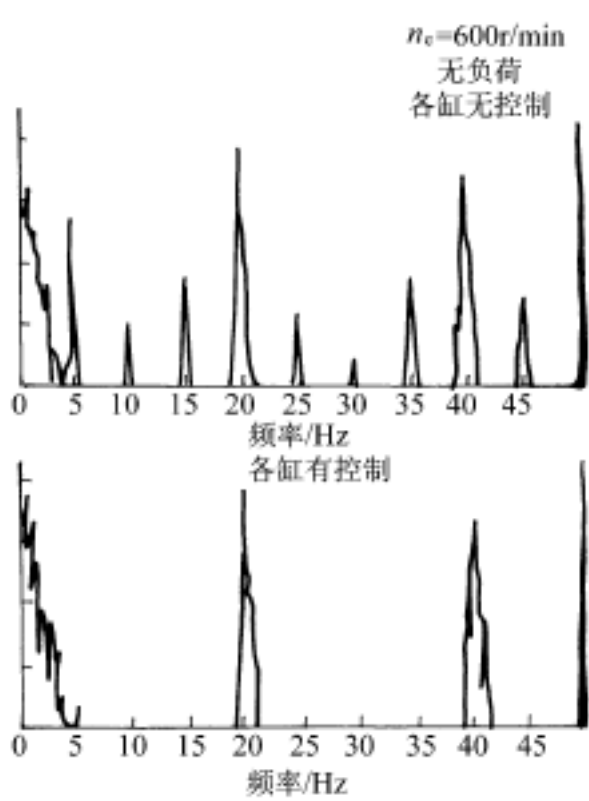


图 4-2 怠速时气缸盖处测到的振动频谱图

4 2 进气控制

在汽车柴油机电控系统中,进气控制通常指进气管节流控制、可变进气涡流控制和可变配气正时控制等。

4 2 .1 进气管节流控制

汽车柴油机转速范围宽广,传统的进气系统通常是按照满足高速时大的进气流量,小的进气阻力的要求而设计的,因此,在低转速小流量时,会使进气流速过低而造成进气气流惯性减小,进气充量减少,进气涡流强度减弱,影响低速性能。所以,传统的进气系统很难兼顾高低转速工况性能的要求,而机械式的控制又很难满足瞬态变化的要求。

以微机为控制单位的现代汽车柴油机电控系统能很方便地通过对进气管中节流阀开度的实时控制,来满足高低转速工况不同性能的要求。

图 4-3 所示为一种用于涡轮增压柴油机的电控进气管节流控制系统。在分隔成两半的进气管总管中,各设有一个节流阀,即主阀和副阀。主阀由油门踏板直接驱动,而副阀则由一真空弹簧膜片阀驱动。分别与真空弹簧膜片阀两侧相通的两个真空开关阀按电控单元的指令改变真空回路,在真空弹簧膜片阀的驱动下,使副阀处于全开、半开或全闭的位置,使副阀的开度得到控制。

在怠速或低速工况下,主阀关闭或开度很小,而受到电控单元控制的副阀开度,除了可使得处于小流量状态下的进气流速增大、气流惯性增大、充量增多、涡流强度增强、为怠速或低速工况下获得较好的工作环境外,还因为进气管中节流所产生的真空度可使气缸压力下降,而有效降低怠速或低速时的噪声和振动。此外,当燃油系统突发故障,造成柴油机转速突然增高(飞车)时,除了将油门踏板松开,使主阀关闭外,电控单元得到来自柴油机转速传感器的超速信号后,也会迅速关闭副阀,防止柴油机飞车。

图 4-4 所示为一种用于自然吸气柴油机的电控进气管节流控制系统。电控单元根据柴油机转速和负荷信号,控制压缩空气罐电磁阀的开启和关闭,进而控制气缸动作,开启或关闭进气控制阀。负荷较大时,进气控制阀关闭,惯性增压效果好,进气量增加;负荷减小时,进气控制阀开启,惯性增压效果差,进气量减少,可达到节能的效果。

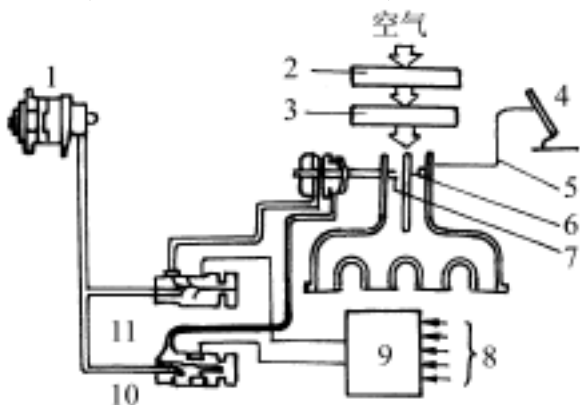


图 4-3 一种用于涡轮增压柴油机的电控进气管节流控制系统

1 - 真空泵;2 - 空气滤清器;3 - 涡轮增压器;4 - 油门踏板;5 - 电缆;6 - 主阀;7 - 副阀;8 - 各种传感器;9 - 电控单元;10 - 真空开关阀 2;11 - 真空开关阀 1

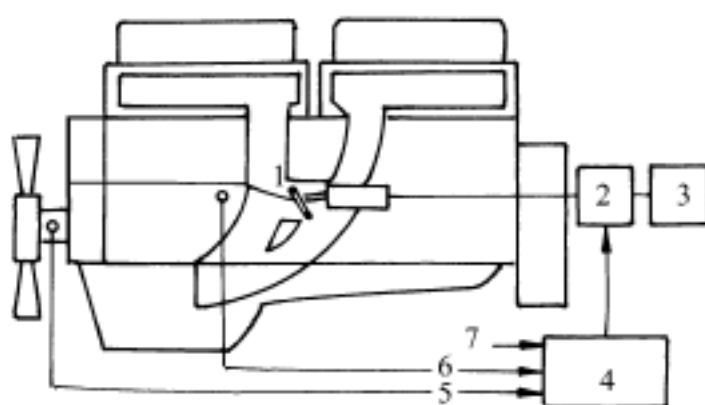


图 4-4 一种用于自然吸气柴油机的电控进气管节流控制系统

1 - 进气控制阀;2 - 电磁阀;3 - 空气罐;4 - 电控单元;
5 - 转速信号;6 - 负荷信号;7 - 电源

4.2.2 可变进气涡流控制

对自然吸气的柴油机,特别是有涡流直喷式柴油机,燃烧系统中油气混合和燃烧过程对空气涡流的要求是很高的。这是因为燃烧过程中的空气涡流对着火时油束穿透率(从喷油器喷孔到油束前端到达位置的距离/喷孔到燃烧室壁面的距离)有明显的影响,气缸内用涡流比表示的不同涡流强度对着火时油束穿透率的影响如图 4-5 所示。可以看出,在一定的转速范围内,有一最佳的穿透率区域,在此区域内,燃烧室壁面上的油雾薄层会被空气涡流迅速卷走。有涡流直喷式燃烧系统中的空气涡流主要由进气道产生绕气缸中心和燃烧室中心旋转的进气涡流,其次是由燃烧室缩口或燃烧室特殊形状产生的挤气涡流等其他附加涡流。进气涡流的强弱对混合气的形成和燃烧

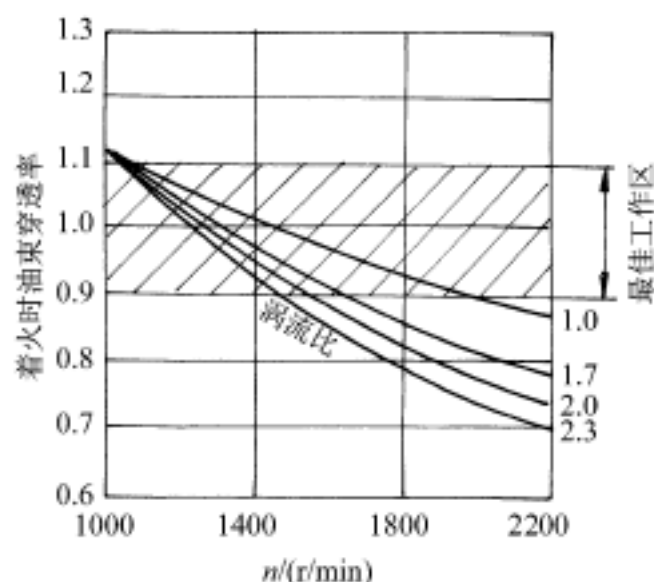


图 4-5 涡流比对着火时油束穿透率的影响

具有很大的影响,因而对柴油机的功率、燃油耗率、排放和噪声等有很大的影响。一般情况下,进气涡流随柴油机转速升高而增强,但当转速升高到一定程度时进气涡流过强,会使充气效率下降,燃烧恶化,气缸盖和活塞的热负荷升高, NO_x 排放增加,燃油耗率增加。所以,在高速时,为降低气缸盖和活塞的热负荷,降低 NO_x 排放和降低燃油耗率,需要较低的涡流比。然而,在中、低速运转时,进气涡流相对减弱,也会使燃烧恶化,烟度增加,燃油耗率增加。为改善燃烧,降低烟度,降低燃油耗率,需要较高的涡流比。由于进气涡流与气缸盖中进气道的设计直接有关,而进气道通常是按照柴油机在额定工况或最大扭矩工况下的性能要求设计的,因此,若采用高涡流比的进气道,虽然能改善低速时的烟度及燃油耗率,但高速时则会使流量系数下降,充气效率下降,燃烧恶化,泵气损失增加,燃油耗率增加;反之,若采用低涡流比的进气道,尽管有利于改善冷起动性能并能减少白烟,然而在低速下烟度会恶化,限制了低速扭矩的提高。为解决这些矛盾,以往只能采取折衷方案,选用中等强度的涡流比的进气道。这就很难实现燃烧过程的优化,也无法满足进气涡流随柴油机工况而变化的要求。所以,有必要随柴油机工况变化对进气涡流强度进行控制,然而,仅用机械控制的方法是很难实现在增加进气涡流强度的同时,确保流量系数不变的。

在以微机为控制单元的现代汽车柴油机进气控制系统中,为控制进气涡流强度,采取了各种形式的可变涡流控制系统。如具有可旋转导向叶片进气门(导气屏气门)的可变涡流控制系统、向进气道喷射空气的可变涡流控制系统、在进气道内布置有水平隔板的双层气道的可变涡流控制系统和具有副进气道的可变涡流控制系统等。其中具有如图 4-6 所示的副进气道的可变涡流控制系统比较简单,气缸盖结构变动较小,容易实现。在这种系统中,气缸盖内设有主、副进气道,由电控单元根据柴油机转速和负荷传信号,根据存储在电控单元中的随负荷和转速变化的最佳涡流比脉谱图,通过脉冲伺服电机驱动一个电磁-气动控制阀来控制副进气道的开闭,调节由储气瓶经副进气道进入气缸的压缩空气量,实现对进气涡流强度的控制。柴油机转速升高,进气涡流过分增强时,电控单元发出指令,控制阀将副进气道打开,进入气缸的压缩空气使进气涡流强度得到抑制;反之,柴油机转速降低,进气涡流过分减弱时,副进气道关闭,全部空气从主进气道流入气缸,进气涡流强度得到提高。当柴油机处于冷起动机况,需要控制起动后冒白烟现象时,电控单元根据冷却液温度信号,使进气涡流保持低涡流比。由于副进气道

的形状、位置及流通面积可以选择,所以进气涡流强度高、低之比可达1.5左右。如图4-7所示,采用这种具有副进气道的可变涡流控制系统后,进气涡流得到了优化,低速扭矩增加了15%,低速时烟度降低了,燃油耗率也得到了改善。

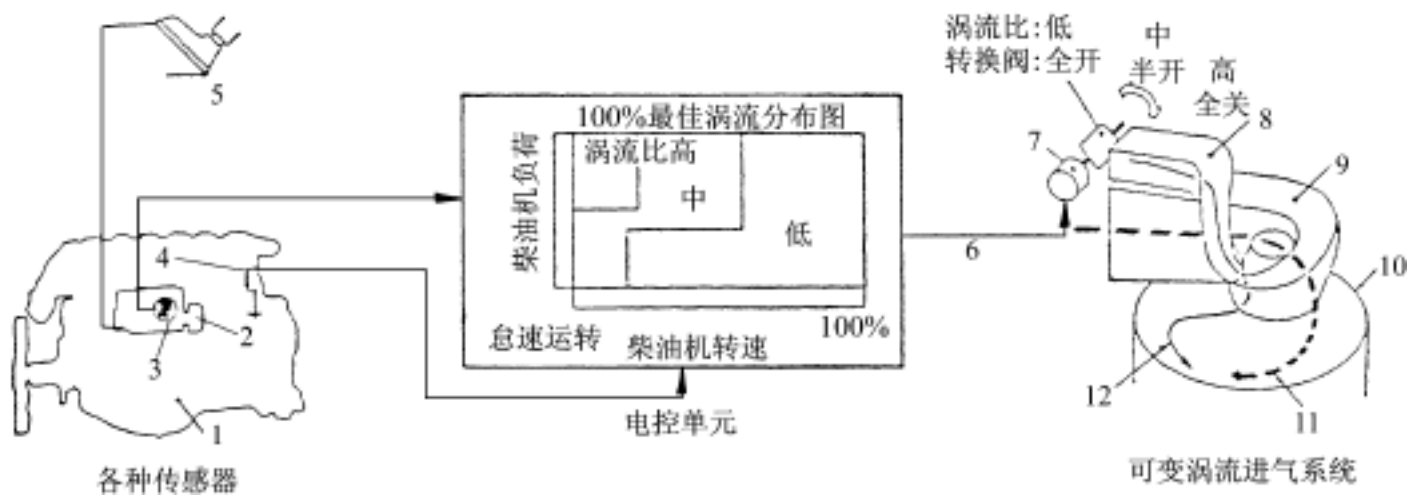


图 4-6 具有副进气道的可变涡流控制系统

1 - 柴油机;2 - 喷油泵;3 - 齿杆位置传感器;4 - 转速传感器;5 - 油门踏板;6 - 涡流调节信号;7 - 执行机构;8 - 副进气道;9 - 主进气道;10 - 气缸;11 - 主涡流;12 - 反向涡流

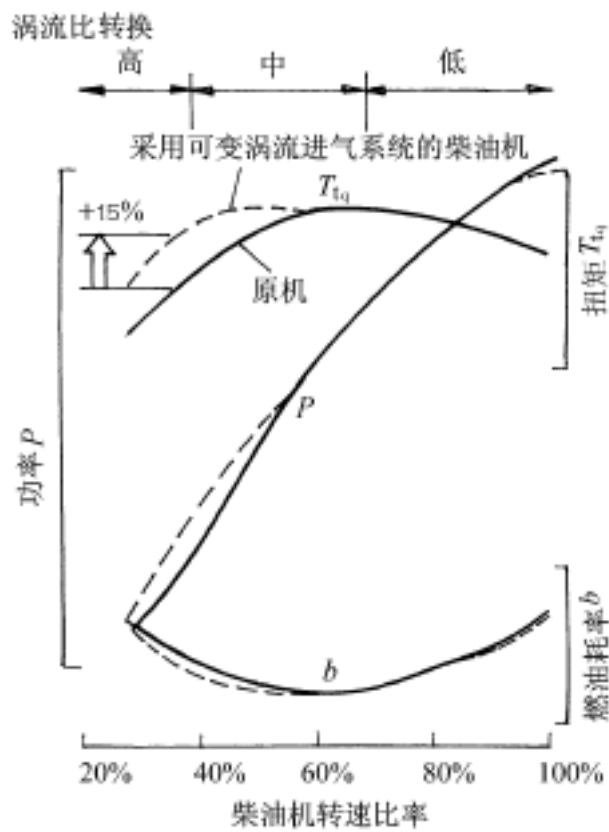


图 4-7 采用具有副进气道的可变涡流控制系统后性能的改善

4.2.3 可变配气正时控制

配气正时对柴油机的充气效率、热效率和机械效率都有影响。每一工况下,进、排气都有一最佳的配气相位。以往,为了兼顾高工况和低工况,不得不通过多目标优化的方法来选定最终的配气正时,或简单地根据额定工况的要求来确定配气正时。由于配气正时被固定,不能随柴油机工况而实时变化,也就不可能满足各工况下都有最佳配气相位的要求。曾有过各种通过对气门摇臂支承点的调节,或通过机械或液力使配气凸轮轴或配气凸轮轴上的凸轮能作可

控制转动的机构,用以对配气正时进行调节。然而,这些可变正时机构除了结构上比较复杂外,要用传统的机械或液力的方法来实现配气正时的实时控制也是很困难的。

在以微机为控制单位的现代汽车柴油机进气控制系统中,配气正时的实时控制是完全可以实现的。

图 4-8 所示为一种用电磁阀与液压伺服机构组成的可变配气正时控制机构。配气凸轮轴和凸轮通过螺旋花键连接,电控单元向电磁阀发出指令后,液压伺服机构动作,使凸轮相对于凸轮轴有一个轴向位移,由于螺旋花键连接的作用,使凸轮相对于凸轮轴还有一个相对的角度位移,从而改变了配气正时。

图 4-9 所示为一种凸轮型线在轴向成斜面,移动凸轮轴轴向位置就可改变配气正时和气阀的升程的可变配气正时控制机构,由电控单元根据不同工况的需要发出指令,让一个液压驱动器来执行使凸轮轴轴向移动的任务。

图 4-10 所示为一种用电磁阀来调节液压挺柱中的润滑油量,从而改变配气正时的控制机构,电磁阀的动作由电控单元控制。

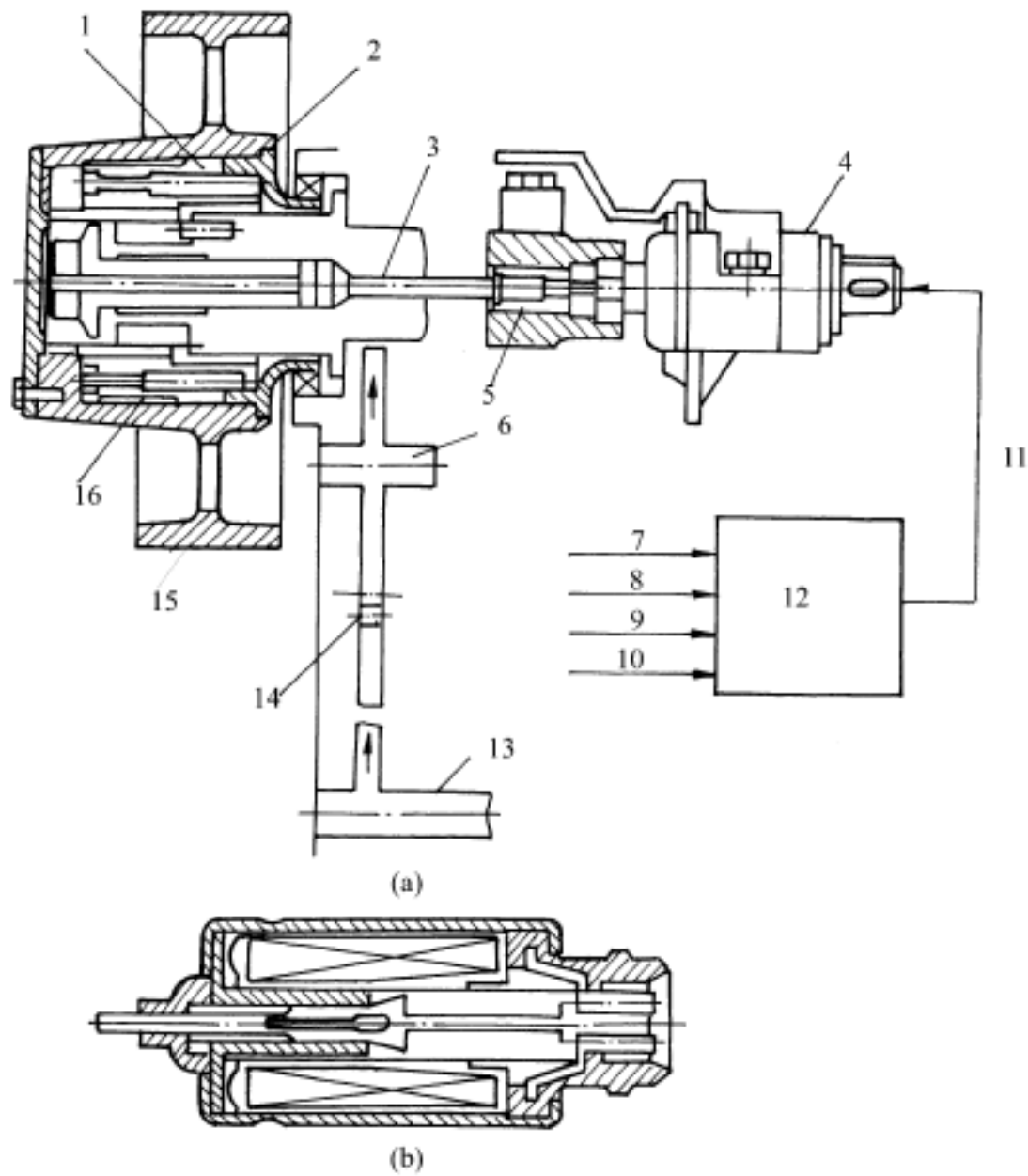


图 4-8 电/液控制的可变配气正时机构

(a) 可变配气正时控制系统; (b) 电磁阀结构

1 - 活塞; 2 - 复位弹簧; 3 - 凸轮轴; 4 - 可变配气正时电磁阀; 5 - 控制阀; 6 - 缸盖润滑油道; 7 - 柴油机转速信号; 8 - 进气量信号; 9 - 冷却液温度信号; 10 - 调节阀开关信号; 11 - 配气正时控制信号; 12 - 电控单元; 13 - 机体主润滑油道; 14 - 节流孔; 15 - 配气正时传动轮; 16 - 螺旋花键轴

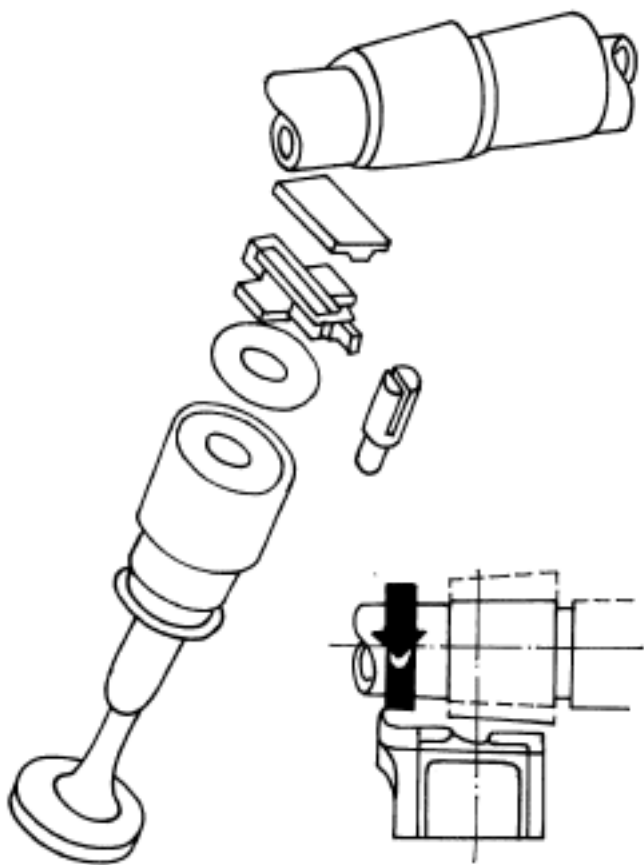


图 4-9 电/液驱动的可变配气正时机构

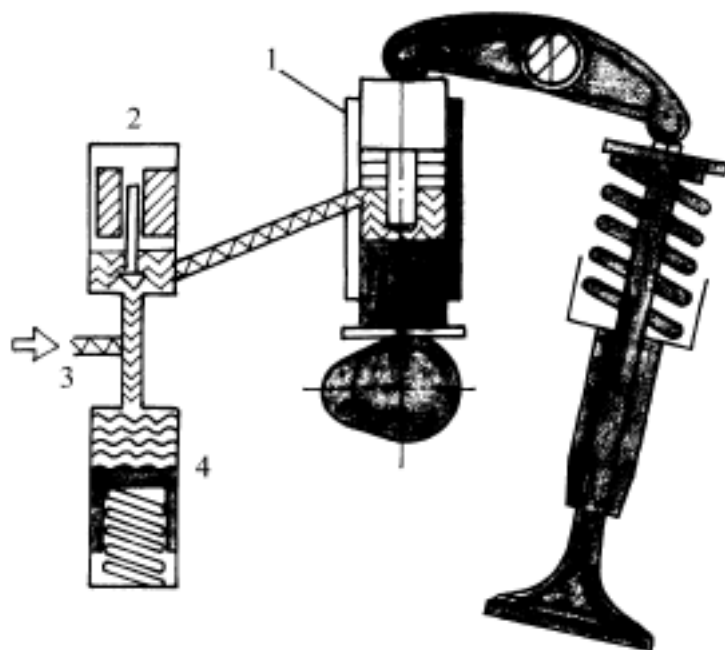


图 4-10 用调节液压挺柱中油量控制配气正时的机构

1 - 液压挺柱; 2 - 电磁阀; 3 - 压力润滑油入口; 4 - 蓄压室

4.3 增压控制

现代车用柴油机采用增压的目的不仅在于提高功率、进行高原补偿等,更重要的还在于通过增压来降低燃油耗率、降低废气污染物排放和降低噪声。增压的方式很多,如废气涡轮增压、机械增压、气波增压、复合增压等。由于采用了废气涡轮增压后废气得到了利用,提高了柴油机的热效率,改善了整机的动力性和经济性,同时排气背压的增高不仅降低了排气噪声,而且有利于 HC 和 CO 的燃烧在排气歧管内继续完成,因此,在现代车用柴油机上用得最多的是废气涡轮增压。这里讲的增压控制是对废气涡轮增压的控制。

由于柴油机是一种容积式机械,而废气涡轮增压器是一种具有喷嘴特性的空气动力涡轮机械,两者的空气流量-转速变化规律是不同的,两者的匹配是相当不稳定的。而废气涡轮增压是靠废气排出的能量来驱动涡轮增压器中的涡轮-压气机轴的,当柴油机转速低时,排气流速也低,由于排气能量不足,涡轮转速下降,增压压力下降,造成燃烧冒黑烟、排气温度和零件温度升高、扭矩特性变差等后果;反之,当柴油机转速升高,排气量多,排气流速高时,涡轮转速升高,增压效果就好。因此,废气涡轮增压在柴油机处于低速大负荷工况下就很难满足车辆对扭矩适应性的要求。所以,为了使车用柴油机在低转速时获得足够高的增压压力以提高低速大负荷时的扭矩,就必须使低转速下最大扭矩工况点匹配在压气机的高效率区,但是这样会使柴油机在高速大负荷时增压压力过高,造成增压器超速、气缸燃烧压力过高。此外,由于运动件惯性的原因,在低速区域涡轮增压器的响应性很差,很难满足车辆(特别是轿车)对瞬变工况快速反应的要求,即在一个宽广的负荷-转速范围内任意变动地运行,特别是部分负荷时运行性能不良,例如在降低转速时,由于涡轮增压器转子惯量的存在,其瞬态响应能力变差,会产生涡轮增压滞后现象。针对上述问题,多年来各国对涡轮增压器及其与柴油机相连接的进排气

系统做了大量的研究工作。重点在采用各种可调系统,优化涡轮增压器与柴油机的匹配性能,以改善涡轮增压器的流体力学性能,改善涡轮增压柴油机的低速扭矩特性和提高其瞬态响应能力。其中,废气旁通和可变涡轮通流面积等技术的采用,特别是电控技术在相应的带废气放气阀增压系统和可变涡轮通流面积增压系统(也称可变几何涡轮增压系统)的应用和发展,有效地拓宽了废气涡轮增压柴油机的工作范围,改善了瞬态响应特性,使车用废气涡轮增压柴油机有了广阔的市场前景。

因而,在废气涡轮增压汽车柴油机增压控制系统中,增压控制通常包括废气旁通控制、涡轮通流面积控制等内容。

4.3.1 废气旁通控制

采用带废气放气阀的增压系统主要是为解决废气涡轮增压汽车柴油机的低速扭矩特性变差的问题,同时又要兼顾低速响应和高速功率之间的矛盾。由于涡轮的工作范围远远窄于压气机的工作范围,所以涡轮增压器与柴油机的匹配性能主要取决于涡轮的工作范围。若将涡轮增压器的最佳工作范围设计在柴油机的低速区,在柴油机高速时涡轮增压器则可能因超速而产生过度增压,造成增压器或柴油机的损坏。若采用较大的蜗壳面积比 A/R (A 为蜗壳曲率半径 R 处的通流截面积),虽不会在高速时引起涡轮超速,但却会使低速响应能力变差。

为了解决这个矛盾,通常将涡轮增压器设计成使柴油机能在低于中等转速以下时获得最大扭矩,而在高速时,为了将增压压力、最高燃烧压力和增压器的最高转速限制在许可的范围以内,有控制地将柴油机的部分废气通过涡轮前的一个放气阀旁通至涡轮后的排气管中。这样,可以使用较小蜗壳面积比的涡轮增压器,以提高柴油机低速时的增压压力,而在高速时由于放掉了部分废气而能保持所需的增压压力。放气阀的开启或关闭由电控单元根据增压压力和其他有关信息进行控制。

20 世纪 70 年代末期,带废气放气阀的涡轮增压器首先在电控车用增压汽油机上得到了应用,较好地解决了由于汽油机增压而易发生爆燃和运行范围狭窄等难题。80 年代后,带废气放气阀的涡轮增压器开始用在车用柴油机上。由于其结构简单,易于布置,成本也低,在中小排量的涡轮增压柴油机上用得较多。

图 4-11 所示为一种电控涡轮增压柴油机采用废气旁通进行增压压力控制的工作原理示意图。控制废气流动路线的旁通阀受弹簧-膜片式控制阀右侧空气室内压力的控制。在压气机出口与空气室之间的管路上装有受电控单元控制的释压电磁阀,它控制进入控制阀的空气室一侧的气体压力。电控单元根据柴油机负荷信号和转速信号,按预存的增压压力脉谱图查得此负荷和转速下的增压压力,将其与增压压力传感器检测到的实际增压压力进行比较,若实际增压压力低于预定值时,受电控单元控制的释压电磁阀的搭铁回路断开,释压电磁阀关闭。此时,由增压器压气机出口引入的增压压力经释压电磁阀进入控制阀空气室一侧,膜片克服控制阀左侧弹簧的压力推动旁通阀将进入涡轮的废气通道打开,同时将旁通通道关闭,此时废气流经涡轮使进气得到增压。当实际增压压力高于预定值时,电控单元将释压电磁阀搭铁回路接通,释压电磁阀打开,通往控制阀空气室一侧的压力空气被切断,膜片在控制阀左侧弹簧力作用下,驱动旁通阀关闭进入涡轮的废气通道,同时,将废气旁通口打开,废气不经涡轮而直接排出,增压器停止工作,进气压力下降,直到增压压力降到规定的压力时,电控单元又将使释压电磁阀关闭,旁通阀又将进入涡轮的通道口打开,增压器又开始工作。也可采用脉冲占空比控

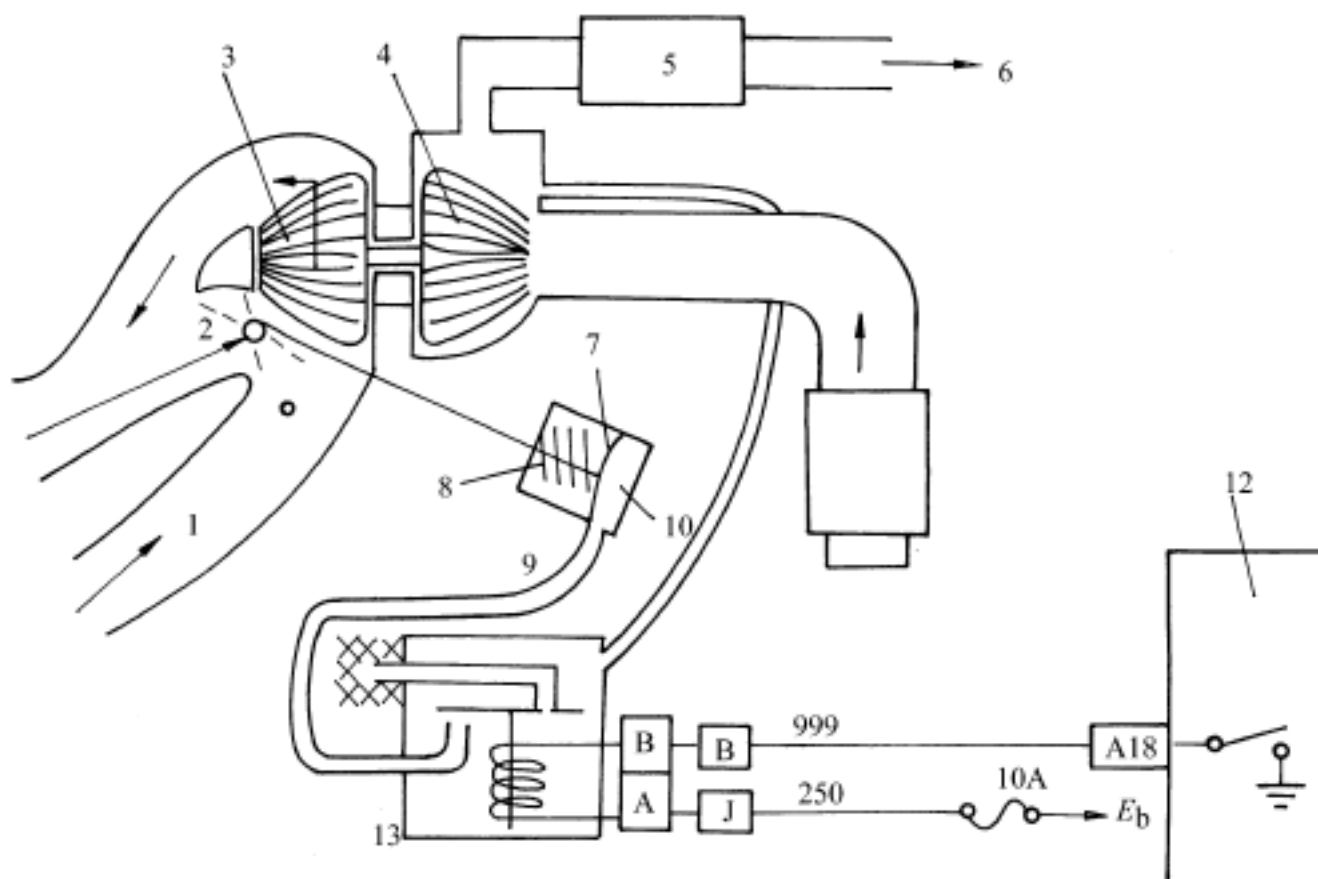


图 4-11 一种采用废气旁通进行增压压力控制示意图

1 - 废气; 2 - 旁通阀; 3 - 涡轮; 4 - 压气机; 5 - 中冷器; 6 - 至进气歧管; 7 - 膜片; 8 - 弹簧; 9 - 控制阀;
10 - 空气室; 11 - 空气滤清器; 12 - 电控单元; 13 - 释压电磁阀

制的电磁阀来代替释压电磁阀,电控单元根据柴油机工况的变化,改变控制电磁阀开闭电压脉冲的占空比,从而改变旁通阀开闭废气旁通口的截面,控制废气旁通量,更精确地控制增压压力。

采用带废气放气阀的涡轮增压器后,虽可采用蜗壳面积比较小的涡轮增压器,但其工作范围相应也变窄了,要同时兼顾低速喘振线和高速阻塞线比较困难,因此不能把涡轮最佳转速定得太低。故它对车用增压柴油机低速性能的改善也是有限的。此外,高速时的放气使废气利用率降低,造成全负荷时燃油耗率增加,影响高工况下的经济性。所以,尽管带废气放气阀的涡轮增压系统是解决废气涡轮增压柴油机低速扭矩和瞬态响应性能差的最简单和成本最低的方案之一,但在大排量重型车用增压柴油机上应用较少。

4.3.2 涡轮通流面积控制

为克服上述带废气放气阀的涡轮增压系统的缺点,可采取改变涡轮通流面积的措施,即在低工况时缩小涡轮通流面积,而在高工况时增大涡轮通流面积。这样,就可在不损害高工况经济性的前提下,扩大低燃油耗率的运行区,增大低速扭矩,提高加速性能,降低排放(特别是降低柴油机的烟度)和噪声。

1. 可变涡轮进口面积

改变涡轮通流面积的方法有很多,其中之一是改变涡轮的进口面积。如在蜗壳中插入一块可移动的板以改变废气的通流面积,或将蜗壳中废气通道分成几个以改变废气的通流面积等。

图 4-12 所示为一种轿车柴油机上用的电控可变涡轮进口面积废气涡轮增压器(VI)的工

作原理图。在涡轮进口处有一个可转动 27° 的掠翼,它的转动支点固定在涡轮壳上。掠翼位置的变化即涡轮进口截面的变化由电控单元根据柴油机转速信号来控制,在上述转动范围内是任意可调的。

图 4-13 所示为另一种用于废气涡轮增压载重车柴油机上的电控可变涡轮进口面积的控制示意图。在涡轮蜗壳中装有两片掠翼,每片掠翼转轴的配置使得燃气流道的截面积形成理想的分布。从图 4-14 可以看出,当掠翼处于“关闭”位置时,“ A_2 ”为涡轮进气喉口最大截面积,“ B_2 ”为涡轮进气喉口最小截面积,此时涡轮流道面积与蜗壳圆周角的变化关系如图左侧所示从 A_2 到 B_2 ,所模拟的是“小”蜗壳;而当掠翼处于“开启”位置时,“ A_1 ”为涡轮进气喉口最大截面积,“ B_1 ”为涡轮进气喉口最小截面积,此时涡轮流道面积与蜗壳圆周角的变化关系如图左侧所示从 A_1 到 B_1 ,所模拟的是“大”蜗壳。这种可变进口面积涡轮的特点是,不论掠翼处于“开启”位置,还是处于“关闭”位置,通流面积与蜗壳圆周角(对应于一个曲率半径)之比均按恒定的比率减小。其结构也非常简单。

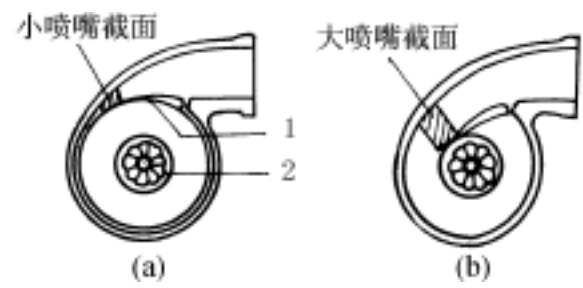


图 4-12 涡轮进口具有可变掠翼的增压器
(a) 低速范围内可变掠翼关闭;
(b) 高速范围内可变掠翼开启
1 - 可变掠翼; 2 - 转子

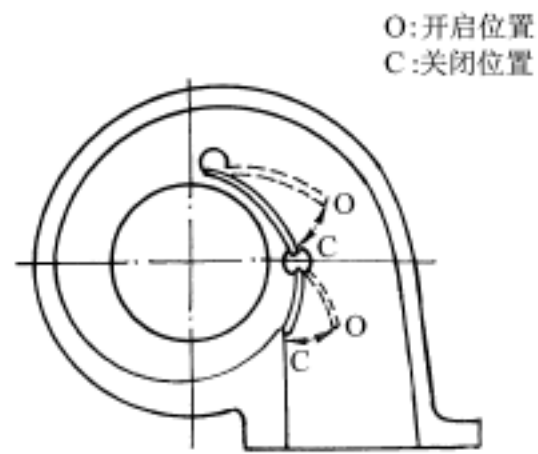


图 4-13 涡轮进口具有双重可变掠翼的增压器

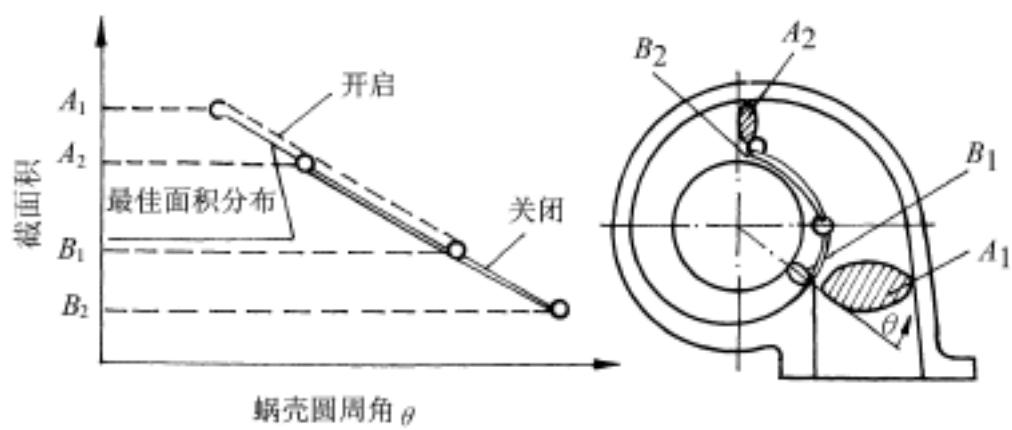


图 4-14 具有双重可变掠翼的涡轮进口蜗壳面积分布

2. 可变涡轮喷嘴截面

在废气涡轮增压汽车柴油机中,比较成熟的改变涡轮通流面积的方法是采用可变涡轮喷嘴截面的涡轮增压器(VNT),即随发动机负荷和转速的变化,用改变涡轮喷嘴角度的方法来改变喷嘴有效截面积和叶轮进气角。柴油机低工况时,喷嘴有效截面积缩小,改善涡轮对废气能量的利用;柴油机高工况时,由于喷嘴有效截面积增大,可不致使涡轮超速或增压压力过高。在车用废气涡轮增压柴油机中,大多采用径流式涡轮增压器,有利于采用可变涡轮喷嘴截面,因为,在有叶径流式涡轮增压器中,可以采用转动喷嘴叶片的方法来改变喷嘴有效截面积和叶轮进气角;在无叶径流式涡轮增压器中,则可以采用在喷嘴出口处用滑动挡板来调节喷嘴出口面积。图 4-15 和图 4-16 所示分别为一种用在载重车柴油机上的、由电控单元控制的涡轮增压器可变喷嘴截面的涡轮结构和控制连杆系统。在涡轮上安装了有 12 个可调叶片的喷嘴环,

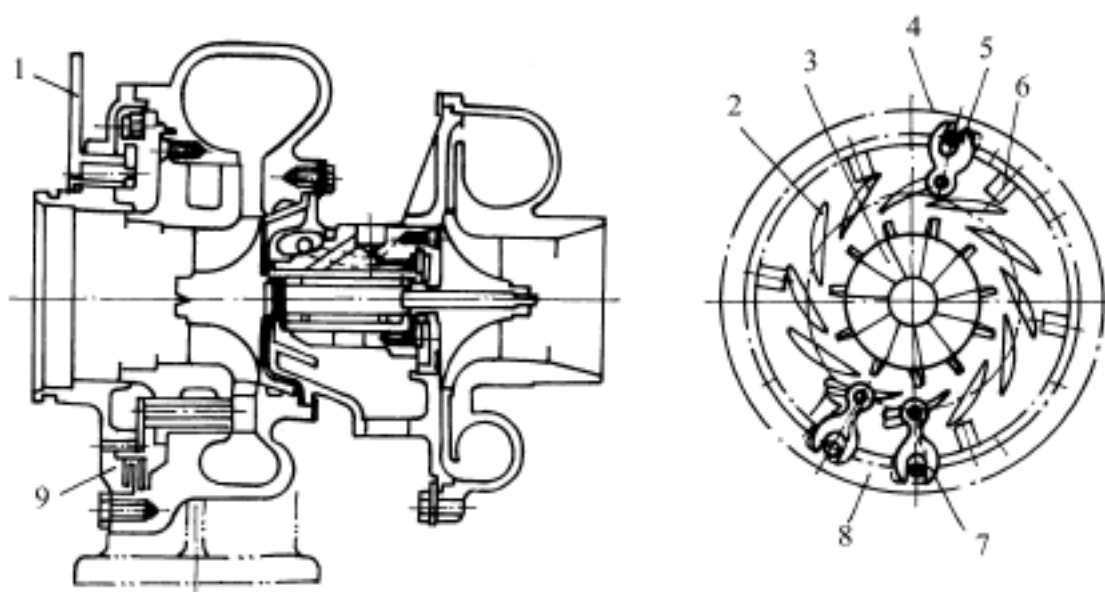


图 4-15 可变喷嘴截面涡轮结构

1 - 操纵杆; 2 - 喷嘴叶片; 3 - 涡轮叶轮; 4 - 驱动连接板; 5 - 滑动接头; 6 - 定心块; 7 - 喷嘴连接板; 8 - 旋转环; 9 - 定心块

通过这些可调叶片进行四级转换控制(即将涡轮通流面积分为四段,用四个涡轮工作区域来覆盖柴油机整个的负荷与转速区)。可调叶片的转动由装在罩盖上的驱动杆来控制,而驱动杆则由两个空气气缸通过连接杆控制。可调叶片转动轴与叶片连接板用摩擦焊焊接。驱动杆带动驱动连接板使转环转动,移动滑动接头,使叶片连接板和叶片转动。空气气缸的四级转换动作由电控单元根据柴油机转速信号通过电磁阀来驱动。图 4-17 所示为可调叶片在四个不同位置时的涡轮的相应效率和通流特性。在全负荷范围和环境温度低时,增压压力有时会高于极限值,系统则能自动将四级转换点降低 200r/min,以保持增压压力在极限范围内。系统出现故障时,电控单元会根据增压压力传感器的信号,使燃油量减少,自动保护柴油机和增压器。

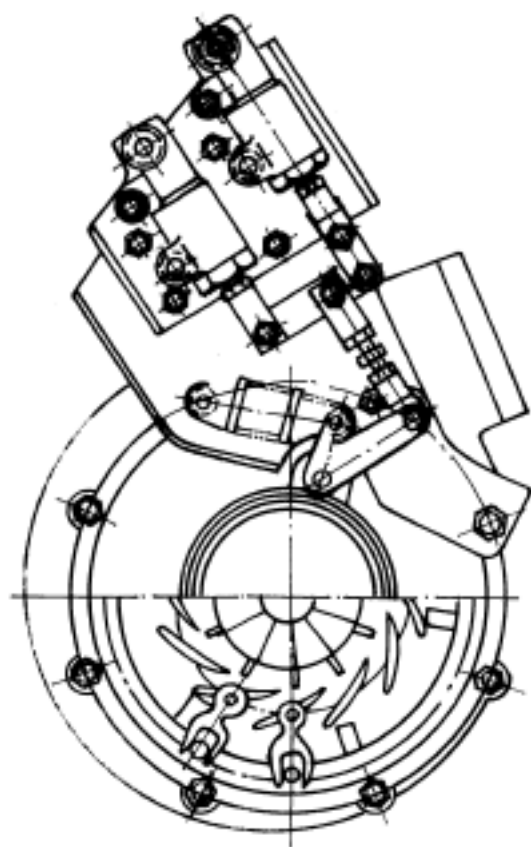


图 4-16 可变喷嘴截面涡轮的控制连杆系统

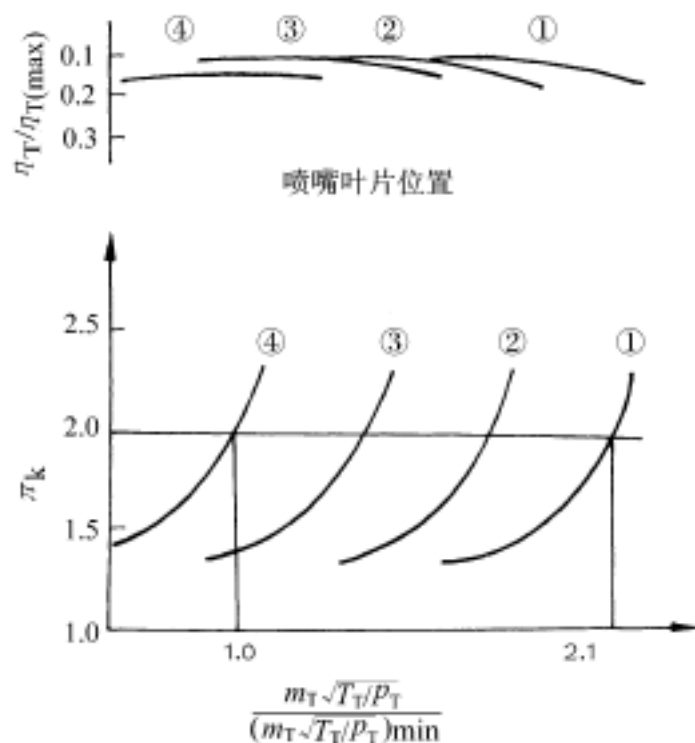


图 4-17 可变喷嘴截面涡轮的气动特性

图 4-18 所示为一种载重车柴油机上用的、可调叶片只有三个可调位置的电控可变涡轮喷嘴环工作原理图。叶片最小开度对应的柴油机转速为 0~1400r/min; 中等开度对应为 1400~1800r/min; 最大开度对应为 1800r/min 以上。从图 4-19 和图 4-20 可以看出, 采用上述可调叶片分级转换控制的电控可变涡轮喷嘴截面的涡轮增压器后, 在低速区可使增压压力提高 1.5 倍左右, 扭矩提高 10% 左右。柴油机动力性和经济性有了十分明显的改善。

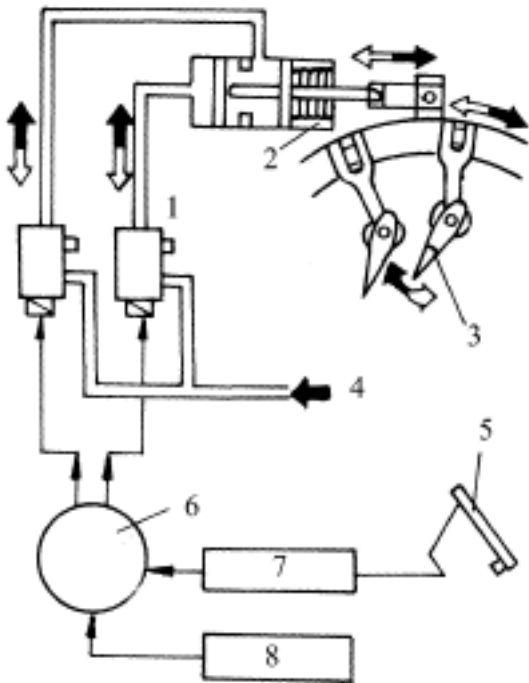


图 4-18 只有三个可调位置的可变喷嘴截面涡轮工作原理图

1 - 电磁阀; 2 - 执行器; 3 - 喷嘴叶片; 4 - 进气箱; 5 - 加速踏板; 6 - 电控单元; 7 - 负荷传感器; 8 - 柴油机转速传感器

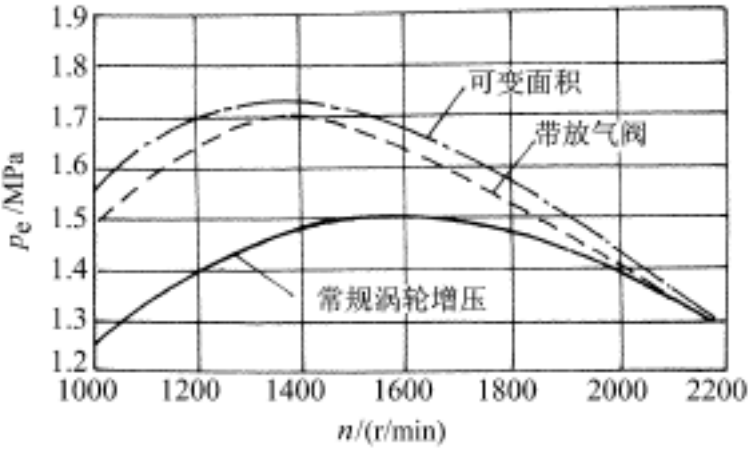


图 4-19 三种涡轮增压系统的扭矩特性

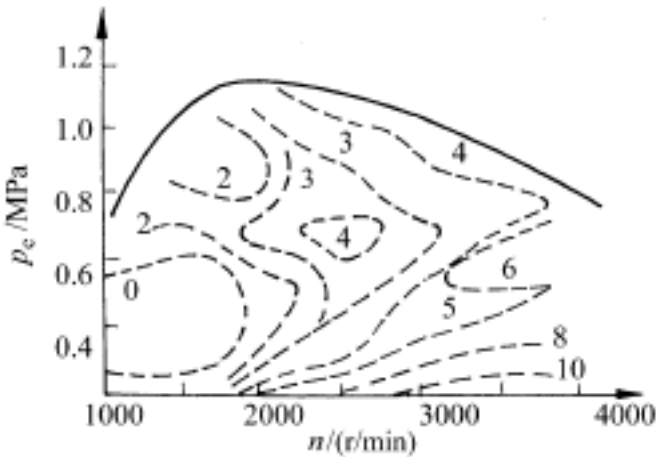


图 4-20 采用可变喷嘴截面涡轮后各种工况燃油消耗率降低的百分率

图 4-21 所示为另一种用于重型载重车柴油机的电控可变涡轮喷嘴截面涡轮增压器的连续反馈控制系统示意图。涡轮增压器内有 19 个可调叶片的喷嘴环, 最大与最小涡轮流量之比为 5:1。可调叶片通过控制杆同外曲柄相连。外曲柄由电动机带动的膜片式真空泵驱动。电控单元根据柴油机转速、负荷、冷却液温度和增压压力等信号, 从脉谱图中得到控制目标增压压力, 把它与增压压力传感器测得的实际增压压力进行比较, 确定对压力调节阀负载比的调节量, 通过改变压力调节阀的开启和关闭时间比(负载比, 即占空比), 调节膜片式真空泵产生的真空度。和上述进行四级或三级的可调叶片转换控制不同, 其可调叶片的控制是无级的, 也就是连续而平滑可调的。

为了实现对最佳增压压力的反馈控制, 采用了一个如图 4-22 所示的 PI(比例-积分)控制系统。它利用预存在电控单元中的最佳增压压力(p_{BSOL})和实测的增压压力(p_{BIST})之差(ΔX_n)确定涡轮增压器叶片的开度, 即确定负载比(D_{PI})。若以 K_P 为比例常数, K_I 为积分常数, 则 $D_{PI} = K_P \cdot \Delta X_n + K_I \cdot \Delta X_n$ 。即假设柴油机在稳定工况下以某一转速和负荷运行时, 增压压力的升高(或降低)意味着负载比的增加(或减少)。根据这样的线性关系, 似乎可简单地按 ΔX_n

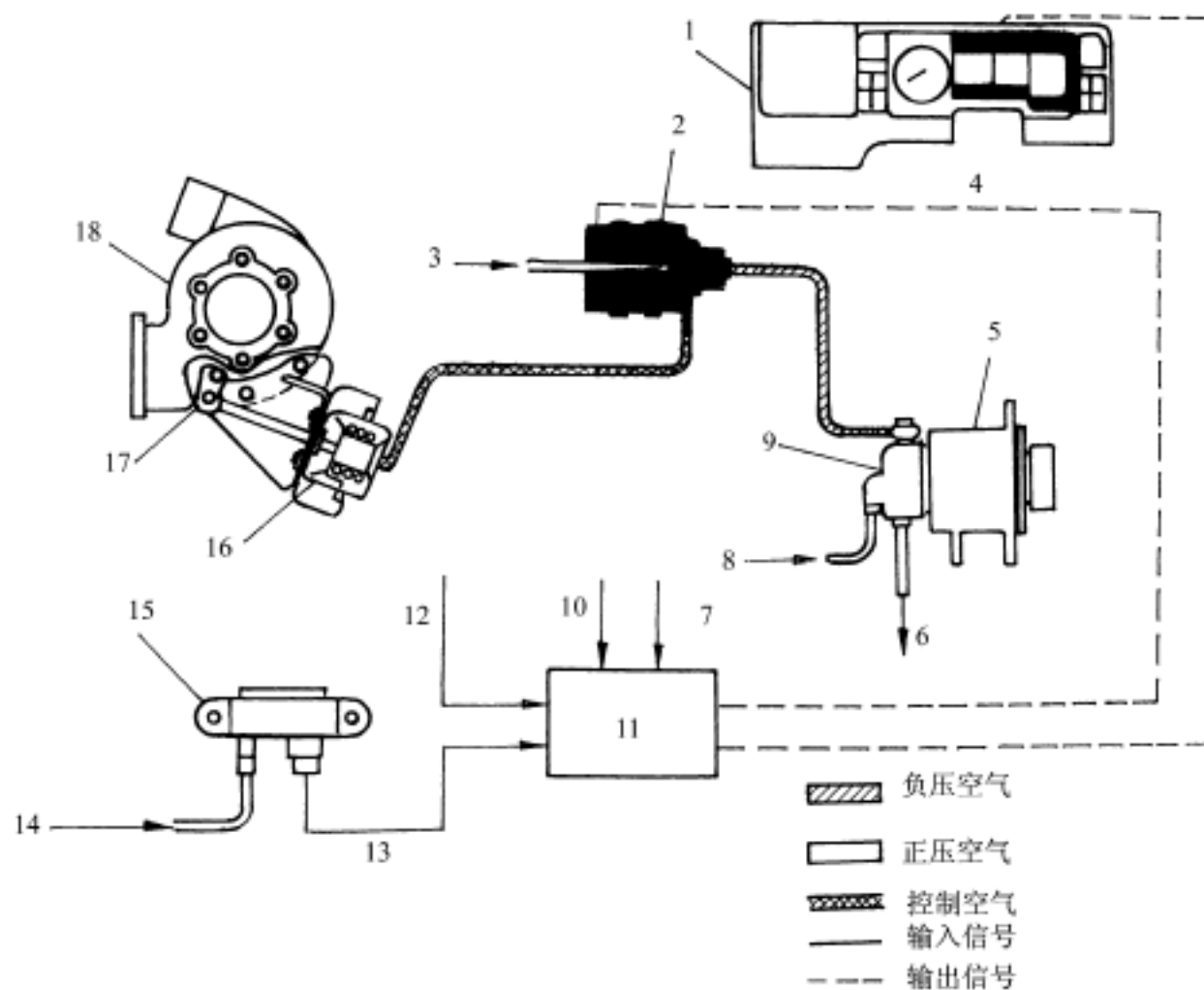


图 4-21 可变喷嘴截面涡轮连续反馈控制系统示意图

1 - 各种仪表; 2 - PCM 阀; 3 - 进口; 4 - 24V 控制信号; 5 - 电动机; 6 - 空气和机油进口; 7 - 油门齿杆位置信号; 8 - 机油入口; 9 - 真空泵; 10 - 曲轴转速信号; 11 - 电控单元; 12 - 曲轴转速信号; 13 - 增压压力信号; 14 - 进气管; 15 - 增压压力传感器; 16 - 喷嘴叶片执行器; 17 - 外曲柄; 18 - 涡轮增压器

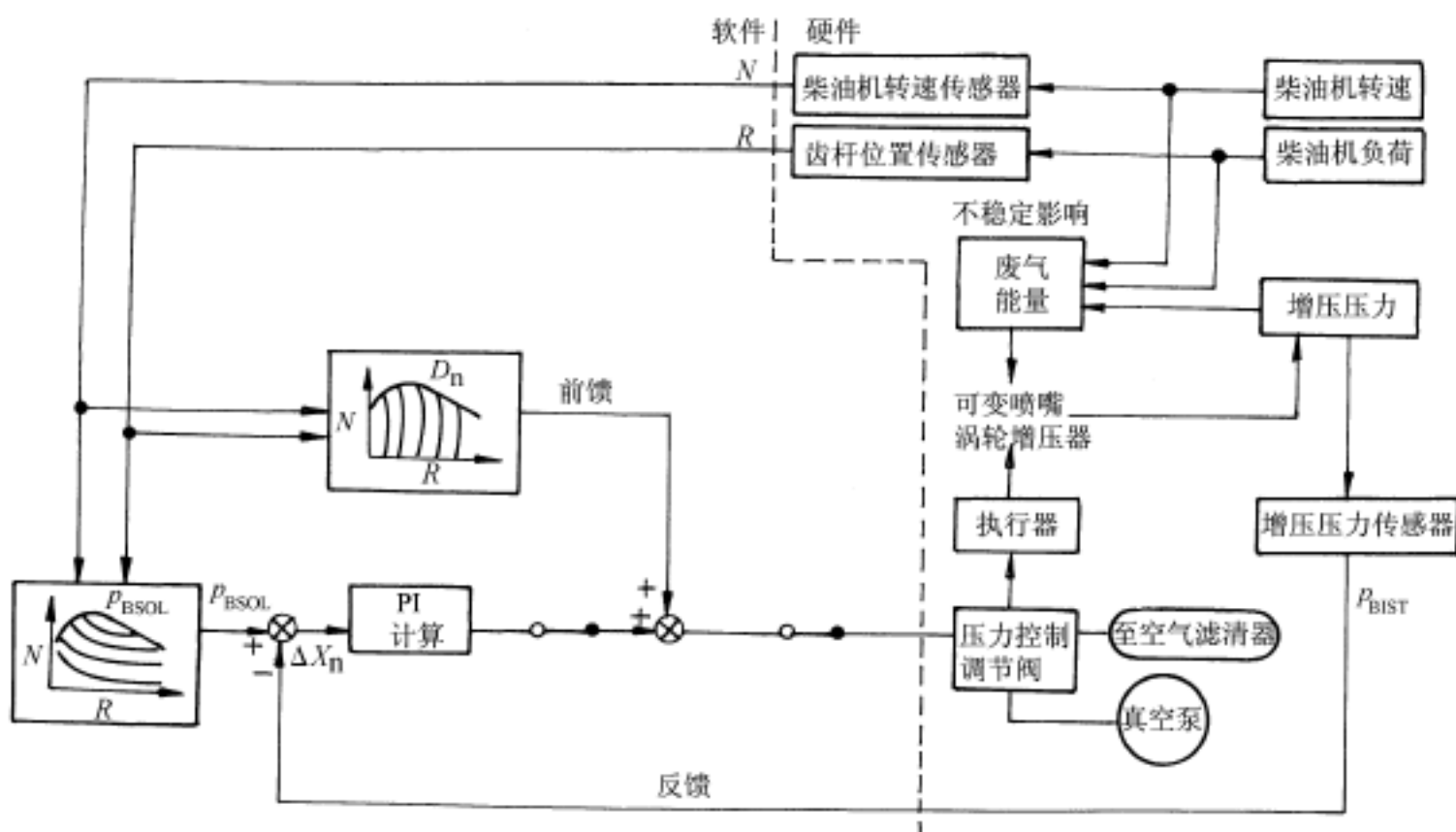


图 4-22 可变喷嘴截面涡轮连续反馈控制流程图

对最佳增压压力进行反馈控制。然而,由于柴油机工况变化时燃烧产生的排气能量也会起变化,即使增压压力控制在同一值,增压器叶片的开度也可能不同。此外,在柴油机起动和加速等瞬态工况时,由于燃烧释放出的能量不足,增压压力变化的响应性要比稳态工况时差得多。因此,在瞬态工况时,单靠PI控制方法即通过 ΔX_n 来确定负载比的调节量,是难以保持工作稳定性和瞬态变化响应性的。从图4-23中可以看出最佳增压压力与所需负载比之间的实际关系。由于柴油机运行工况变化而使目标增压压力改变时,增压压力升高(或降低)具有负载比增加、减小或不变等三种情况,单靠上述PI控制是不行的。为此,必须在将稳定工况下由柴油机转速和负荷所确定的增压压力与所需负载比之间的实际关系以脉谱图(D_n 图)的形式存储在电控单元中,并与用PI控制方法即通过 ΔX_n 确定出的负载比的调节量(D_{PI})一起,组成前馈信号($D = D_n + D_{PI}$)而输送。这里的 D 称为前馈负载比。在稳态工况下,为改善控制性能,通常希望有较大的控制力,但控制力过大会因瞬态变化响应性差而发生振荡。为了保证良好的稳态控制性能,系统在柴油机进入非稳态工况时,停止反馈。从图4-22中可以看出, ΔX_n 超过一定范围时,即表明振荡已经发生,反馈已停止,只有上述前馈控制仍在进行。这时,为了尽快返回反馈区,在前馈负载比上加上一个修正值(+A%或-B%)。一旦通过单独的前馈控制消除了振荡,反馈控制又重新开始。然而,当柴油机起动或突然加速时,只有前馈控制是有效的,这将会影响瞬态变化时实际增压压力的响应性,使柴油机瞬态性能变差。为此,在判断振荡的区域外再增加一个判断目标增压压力突然变化的区域,并且通过目标增压压力急速升高时产生一个负载比为100%(增压器叶片最小开度指令)的信号,或通过目标增压压力突然下降时发出一个负号,来改进瞬态变化时实际增压压力的响应性。

柴油机起动后怠速运转时,电控单元根据转速和负荷信号判断怠速状态,使增压器叶片的开度最大,由于气缸泵气损失减少,燃油经济性可改善5%左右。在怠速时反馈停止。低温怠速时电控单元还要按冷却液温度信号,将增压器叶片开度调节到最小,使废气压力升高,增加柴油机功率,促使燃烧室温度升高,加快柴油机暖机速度和减少白烟。

从图4-24和图4-25中可以看出,与前述可调叶片分级转换控制的电控可变涡轮喷嘴截面的涡轮增压器相比,采用了这种连续而平滑可调叶片的气控可变涡轮喷嘴截面涡轮增压器后,可消除过增压或增压不足区,柴油机动力性和经济性得到了改善,特别是低速工况性能有了十分明显的改善,最低转速扭矩可增加16%,即达到最大扭矩的97%,烟度

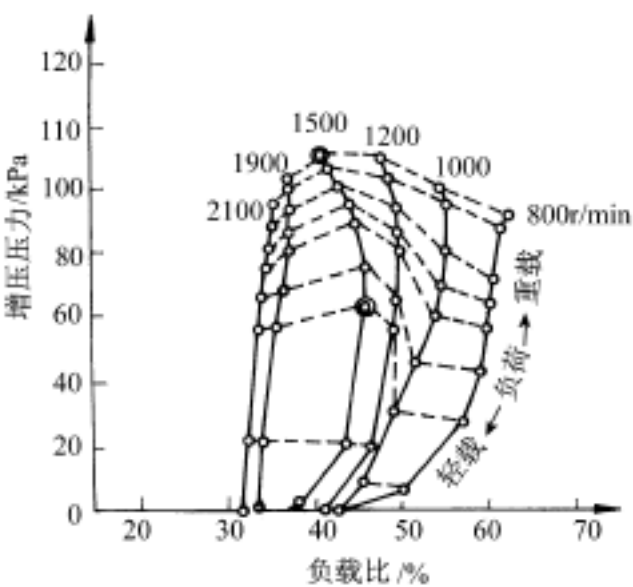


图 4-23 负载比和最佳增压压力的关系

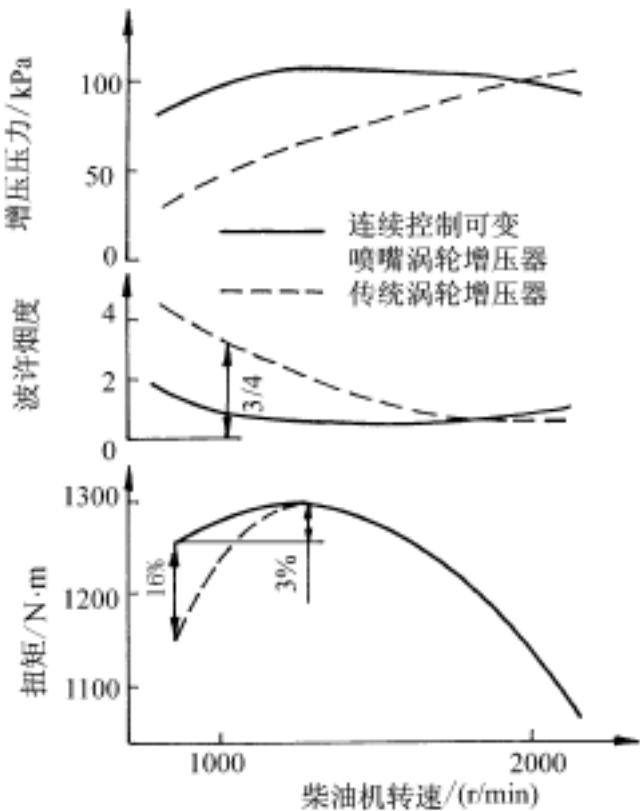


图 4-24 全负荷性能的比较

减小 3/4 左右,燃油经济性提高 0.7%~1.1% 左右。起动性能和怠速排放也得到了改善。此外,如图 4-26 所示,在突加负荷后达到稳定状态的时间与分级转换控制相比,可减少 30%;而与传统涡轮增压器相比,可减少 50%。可见,瞬态变化时实际增压压力的响应性得到了很大的改进。

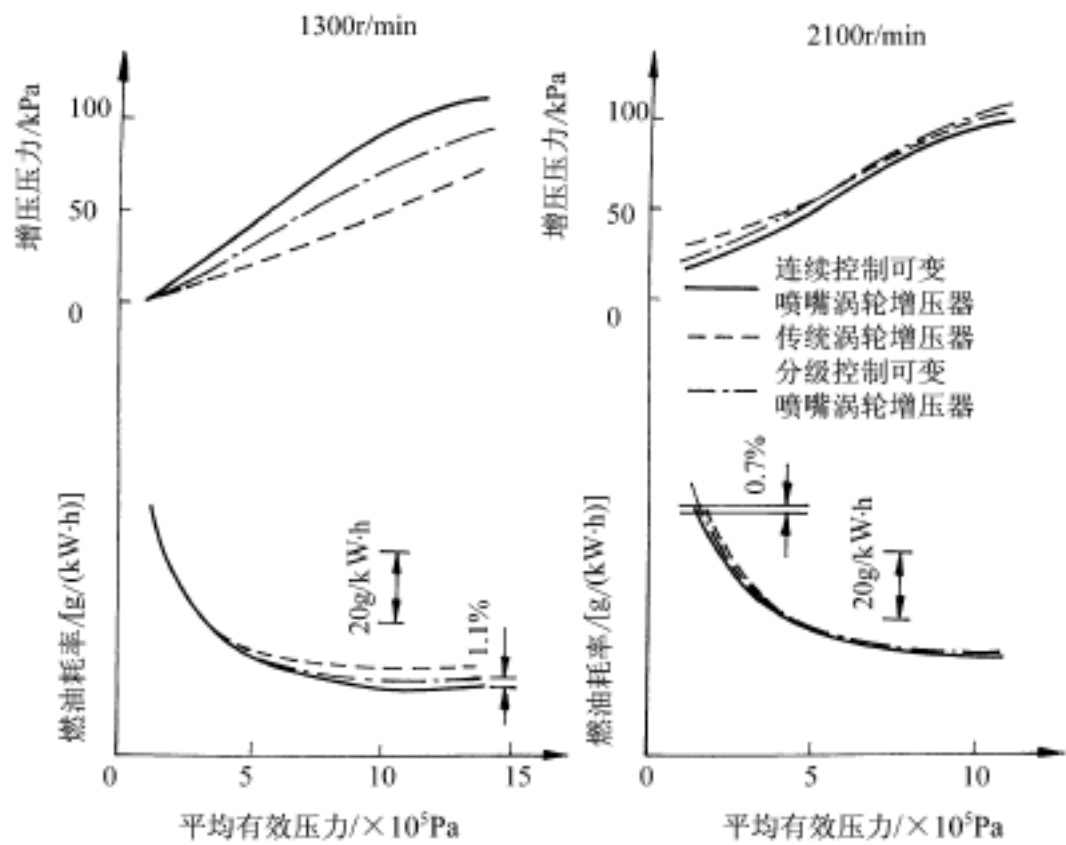


图 4-25 稳态工作时增压压力升高和燃油耗率的比较

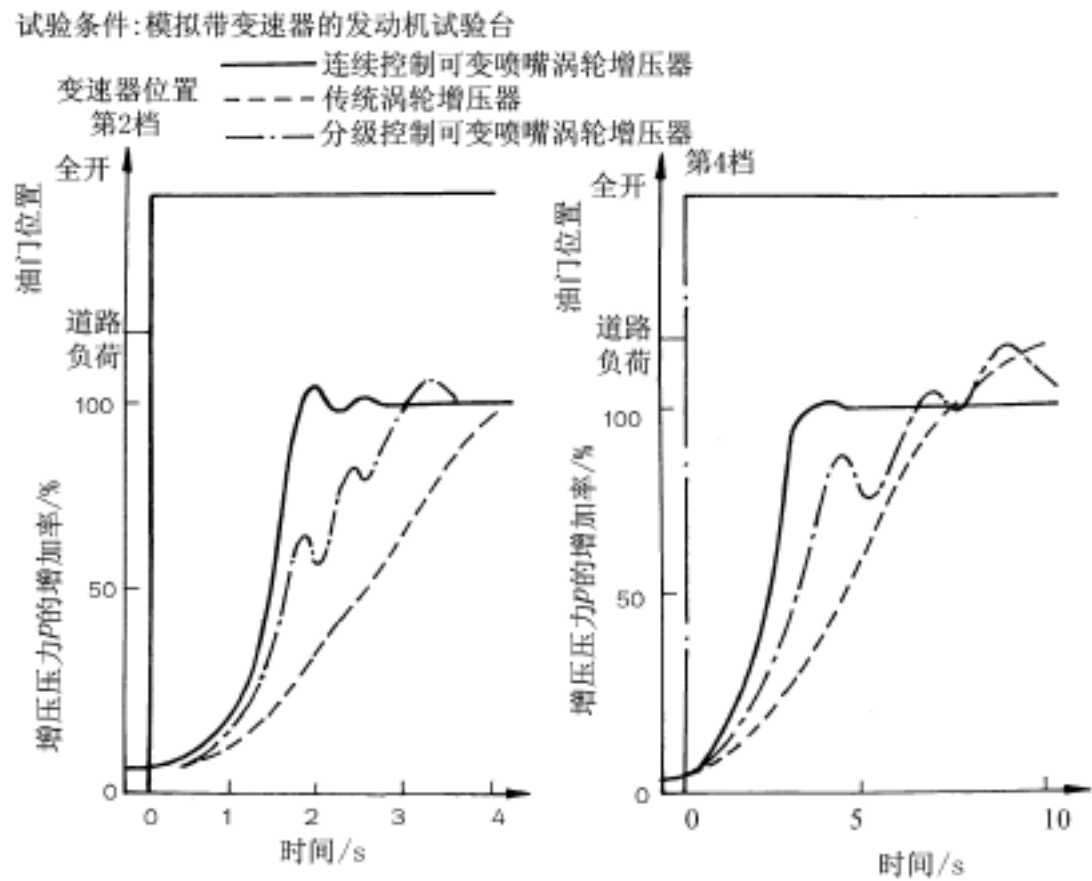


图 4-26 瞬态工作时增压压力升高响应性的比较

4.4 排放控制

如前所述,降低柴油机特别是直喷式柴油机排放的主攻方向是降低 NO_x 和降低颗粒排放。上述以微机为控制单元的现代汽车柴油机电控系统燃油喷射控制、进气控制、增压控制等都能在不同程度上改善工作过程,有效地降低 NO_x 排放和颗粒排放。与此同时,也采取了各种机内或机外的净化措施。

对降低颗粒排放而言,主要是通过安装在排气管上安装各种形式的颗粒捕集器、颗粒净化器等机外净化的方法。而对降低 NO_x 排放来说,由于柴油机的燃烧过程是属于富氧燃烧,所以无法采用汽油机所用的在排气管上安装三元催化反应器加上氧传感器那样的反馈控制系统来降低包括 NO_x 在内的废气中有害气体的排放。所以迄今为止,主要采取以废气再循环(EGR)为代表的机内净化措施。实践证明,和汽油机一样,这是降低 NO_x 排放最简单而有效的方法之一。

所谓废气再循环(EGR)就是将一部分废气引入进气管。利用废气中主要成分是 CO_2 、 H_2O 等(其比热容较高),与新鲜混合气混合一起进入气缸燃烧后,不仅可降低混合气中 O_2 的浓度,而且由于热容量增大,在燃料燃烧放热量不变的情况下,废气稀释后的混合气燃烧温度下降,从而可有效地抑制 NO_x 的生成。通常,废气再循环程度用 EGR 率来表示,其定义为:

$$\text{EGR 率} = \frac{\text{再循环废气流量}}{\text{进气空气流量} + \text{再循环废气流量}} (\%)$$

和汽油机一样,在柴油机的 EGR 系统中,也是采用一个特殊的通道将排气歧管与进气歧管连通,在通道上装有 EGR 阀,通过控制 EGR 阀的开度来控制废气再循环量。在采用机械式控制时,所能控制的 EGR 率的范围约为 5%~15%,控制的自由度也比较小,控制的精度也低。所以,在以微机为控制单元的现代汽车柴油机电控系统中,理所当然的用电控单元来实现 EGR 控制。

但 EGR 不仅会使柴油机动力性和经济性下降,更严重的负面影响则是颗粒排放的增加。图 4-27 所示为在一台重型载重车用柴油机上使用废气再循环后,各种工况下以降低或升高百分率表示的相对 NO_x 排放和相对颗粒排放随 EGR 率变化的情况。可以看出,在重型载重车用柴油机常用的较高负荷下,随 EGR 率的增加会使颗粒排放急剧增加。所以如果要在高负荷下用 EGR 来控制 NO_x 排放而又不希望产生过多的颗粒排放,必须要对 EGR 率进行严格控制,要有非常精确的 EGR 率计量系统。

DI/CIHD柴油机、低硫美国2号柴油

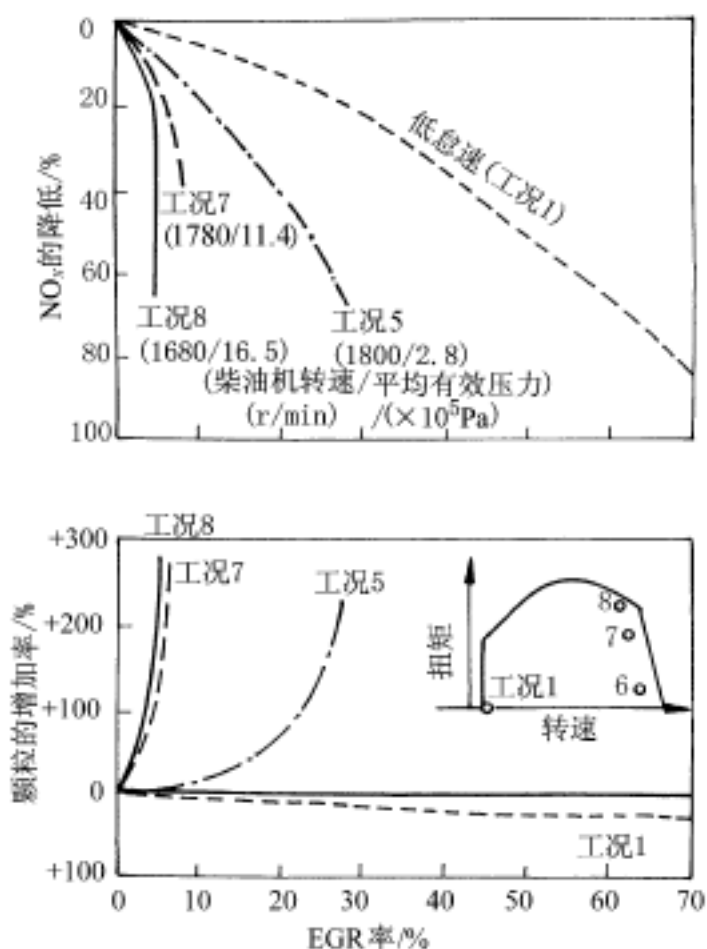


图 4-27 各种工况下 EGR 对相对 NO_x 和颗粒排放的影响

近年来,一种旨在同时降低直喷式柴油机 NO_x 和颗粒排放(同时也可降低噪声)的燃烧方式即“低温预混合燃烧方式”(MK 燃烧方式)已开始实用化,其基本概念如图 4-28 所示。它是通过推迟喷油正时、延长滞燃期来增加预混合燃烧在整个燃烧过程中的比例,在预混合燃烧过程中采用 EGR 率高达 45% 的废气再循环,通过大幅度降低缸内气体中氧浓度来降低火焰温度,从而降低 NO_x 排放。另一方面,由于扩散燃烧在整个燃烧过程中比例的减少,而颗粒又是大多在扩散燃烧中生成的,所以,颗粒排放相对也减少了。此外,由于喷油正时大幅度推迟,燃烧开始的时间较常规燃烧时晚,燃烧速率上升平缓,气缸内压力升高率降低,燃烧噪声降低。至于因喷油延迟和等容燃烧部分减少而造成的热效率下降,则通过涡流比和燃烧室形状的优化等来加以补救。显然,要实现上述 MK 燃烧方式,在预混合燃烧过程中精确控制 EGR 率是十分关键的。

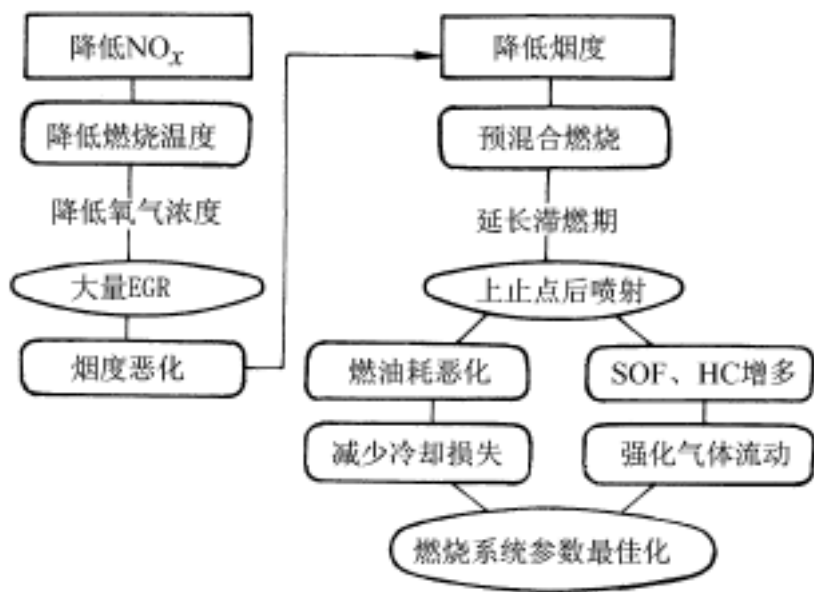


图 4-28 MK 燃烧的基本概念

以微机为控制单位的现代汽车柴油机电控系统中,对 EGR 的控制是由电控单元完成的。主要有两种控制方式,即可变 EGR 率废气再循环开环控制和可变 EGR 率废气再循环闭环控制。

可变 EGR 率废气再循环开环控制系统(参见第 6 章图 6-8)通常是在一个与排气歧管和进气歧管连通的通道上设置一个弹簧/膜片式 EGR 阀,膜片在弹簧及两侧大气室和真空气室内的气压作用下可带动阀杆移动,将阀门打开或关闭,改变废气再循环量。而其真空气室内的气压则由受电控单元控制的 EGR 真空电磁阀(VSV)控制。系统的工作原理是:根据柴油机台架实验确定的 EGR 率与柴油机转速、进气量的对应关系,存入 ROM 中。柴油机工作时,电控单元根据各种传感器送来的信号,确定柴油机在哪一种工况下工作,经过查看和计算修正,输出适当占空比脉冲电压,控制 EGR 真空电磁阀通电时间的长短,进而控制进入 EGR 阀上方真空气室内的真空度,即控制 EGR 阀的开度,以调节 EGR 率。

图 4-29 所示为在一台五缸电控汽车柴油机上的 EGR 控制系统示意图。电控单元根据柴油机转速和负荷,按预存的 EGR 率脉谱图,查出 EGR 率的基本值,对 EGR 阀的开度进行控制。在特殊工况下,如低温起动或在特别高的冷却液温度下,为了限制掺入进气空气的废气量,电控单元会对 EGR 率基本值自动进行修正。而在负荷突变的情况下,则用一个动态预调装置对 EGR 率进行修正,以免在此过渡工况下,因空燃比过低而造成颗粒排放过高。再如,在采用 MK 燃烧方式时,为了达到对 EGR 率,特别是过渡工况时 EGR 率的精密控制,电控单元通过如图 4-30 所示的算法和控制方框图来进行控制。

上述 EGR 率只受电控单元预先设置好的程序工作,电控单元不检测柴油机各种工况下实际 EGR 率。由于废气再循环电磁阀使用时间过长后,会因电器性能老化等因素,造成 EGR 率实际值与理论设计值差异,柴油机动力性、经济性及排放也会因此而变劣。为达到 NO_x 排放降低与颗粒排放增加之间的适当平衡,必须根据柴油机转速和负荷来控制 EGR 率。此外,还要能检测出柴油机在各种工况下实际的 EGR 率,提供反馈信号,实现对 EGR 率的反馈控

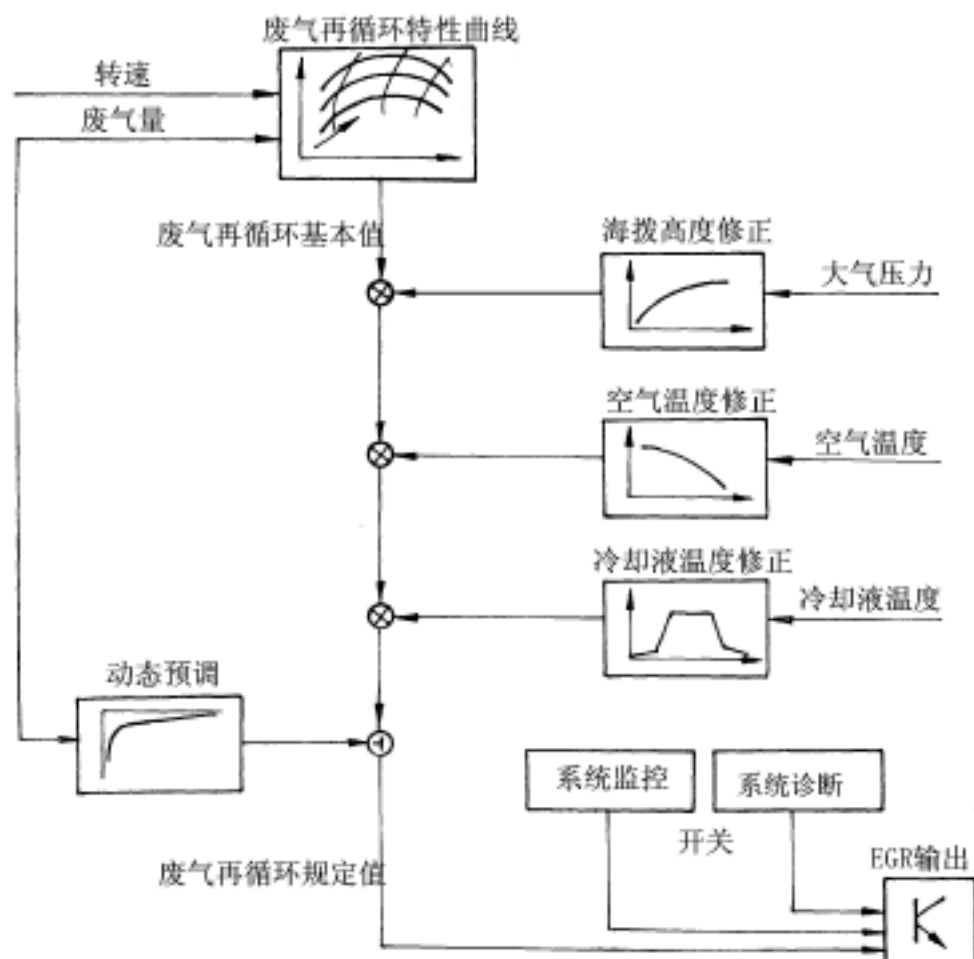


图 4-29 电控 EGR 控制系统流程图

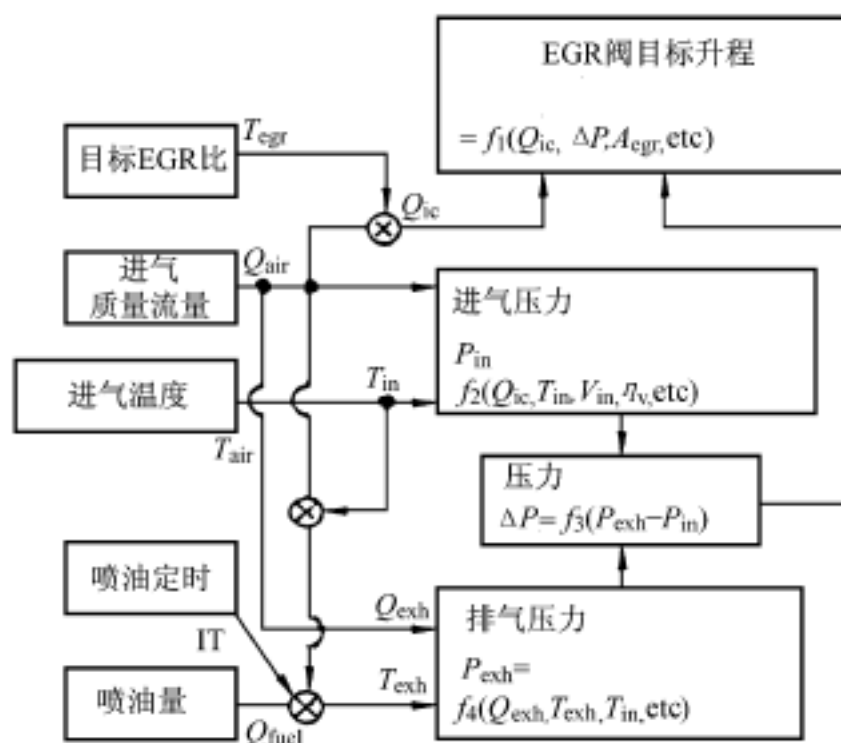


图 4-30 EGR 控制算法和控制方框图

制。为此,可使用可变 EGR 率废气再循环闭环控制系统。图 4-31 示出了一种带检测 EGR 率传感器的 EGR 闭环控制系统方框图。由图可见,新鲜空气和柴油机废气中一部分经废气再

循环阀部分回流到稳压箱。稳压箱中设置 EGR 率传感器,它对稳压箱内新鲜空气与废气所形成的混合气中氧浓度不断进行检测,并将检测结果输入电控单元中,电控单元经分析计算后向废气再循环阀输出控制信息,不断调整 EGR 率,使 EGR 率始终处于理想状态。

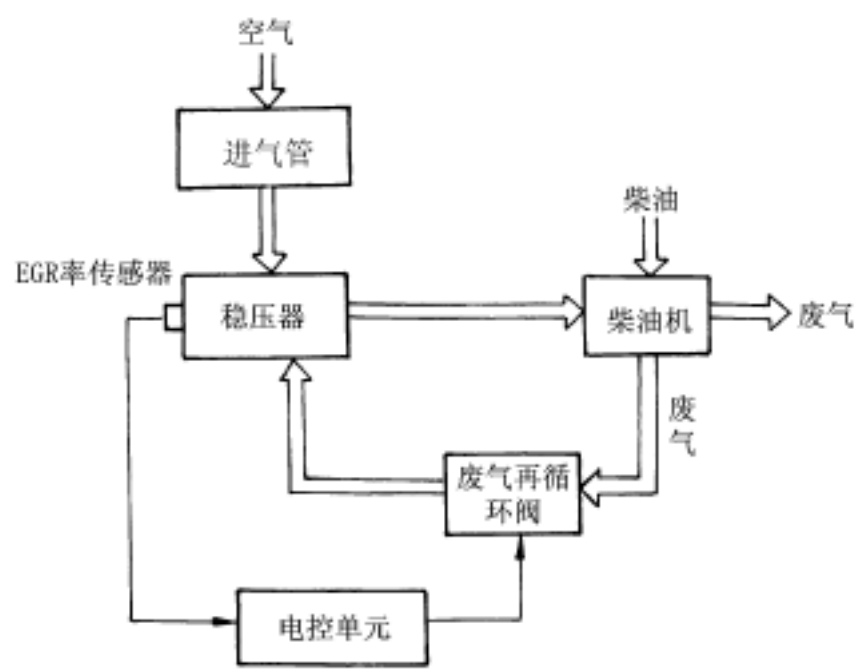


图 4-31 带 EGR 率传感器的闭环控制式废气再循环控制系统方框图

4.5 起动控制

起动是柴油机能否工作的先决条件。起动性能中最重要的就是起动的可靠性,即在规定的
使用环境温度下迅速而可靠地起动,并能在需要时多次连续起动。它是柴油机工作可靠性
的重要表现之一。由于起动时所需的起动力矩和最低起动转速随温度降低而增加,所以,改善
起动性能主要从降低起动阻力(包括预热润滑油,稀释润滑油或采用低温稠化润滑油、减压起
动等)和改善着火条件(包括进气预热、冷却液预热、起动加浓、燃烧室局部加热、采用自燃性能
好的燃料等)着手。汽油机由于燃料蒸发性好、压缩比低、运动件质量较小和采用电火花强制
点燃,起动性能较好。必要时采取预热进气管和油底壳机油,注意蓄电池保温等,低温起动并
不困难。而柴油机由于燃料蒸发性差、压缩比高、运动件质量大和靠压缩自燃,因此起动性能
较差,低温起动困难较大。

为了使柴油机在低温条件下仍能可靠起动,或为了降低起动时所需的功率,许多柴油机都
采取了一些改善起动性能的措施和设有一些辅助起动装置(仅在 - 15℃以下严寒条件下使用
的称低温起动设备)。

为解决分隔式燃烧室(预燃室式和涡流室式)柴油机和一些小排量直喷式柴油机冷起动比
较困难的问题,通常在这些柴油机燃烧室内靠近喷油器的部位设置用螺纹拧入的、利用蓄电
池供电的电热塞。起动前通电 1min 左右,把电热塞的电阻丝加热至炽热状态(900~1000℃),
以提高燃烧室中局部区域的温度。此时,在空气紊流的作用下,这一区域部分燃油蒸发,电
热塞在此形成的炽热点引起了对混合气的炽热点火。为减少柴油机暖车期间蓝烟排放和燃
烧噪声,电热塞在柴油机起动后往往还要工作一段时间。图 4-32 所示为一种常用的封闭
型电热塞,其电阻丝埋入绝缘的填料中,并用一个不锈钢套密封起来。电阻丝线圈由焊接
在电热塞头

部的加热线圈和与其串联的、尾部和螺纹引线接头相连的控制线圈构成。加热线圈电阻对温度的变化不敏感。而控制线圈具有电阻随温度下降而变小的特性(PTC 特性),在温度低时可让更多的电流通过,使加热线圈温度很快升高;而在温度高时则使通过的电流减少,从而对加热线圈的温度进行控制。

进气预热塞又称起动预热器,装在柴油机进气管中用以加热进气。一般通过一个电磁阀使柴油机燃油供给系统中的低压输油泵向其供应燃油。如图 4-33 所示,进气预热塞由进油装置(包括滤清元件和燃油计量元件)、蒸发点燃装置(包括蒸发管和内装电热丝的炽热管)等构成。燃油经滤清、计量后,在与通过预热塞外壳小孔进入预热塞内的进气管空气混合前,已在围于炽热管外的蒸发管内蒸发了。混合气在炽热管头部被点燃,通电 1~1.5min,温度就可达到 1000℃以上,将进气加热。现已有尺寸标准化的两边带连接凸缘的进气预热塞装置可直接配装在两段进气管之间。

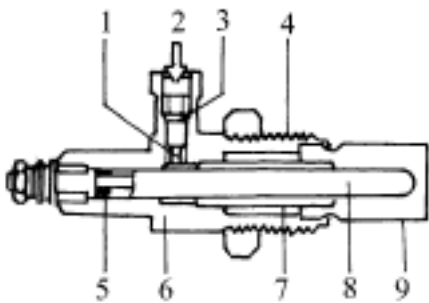


图 4-33 进气预热塞

- 1 - 燃油计量元件;2 - 进油口;3 - 滤清元件;4 - 螺纹;5 - 密封元件;6 - 壳体;
7 - 带滤清元件的蒸发管;8 - 炽热管;
9 - 罩焰套

NTC 冷却液温度传感器以更精确地控制通电持续时间,其输出信号也被控制单元用来作为对蓄电池电压波动进行补偿的依据。

在以微机为控制单位的现代汽车柴油机起动控制系统中(如图 4-34 所示),由电控单元来实现上述控制。当点燃/起动开关处于“点燃”位置时,根据柴油机冷却液温度,由电控单元决定电热塞或进气预热塞是否要点燃和决定通电持续时间。当点燃指示灯熄灭,表示起动条件已具备,点燃/起动开关转到“起动”位置,柴油机起动。起动完成后或需中断起动时,则自动将电源切断。

除了上述冷起动时的预热控制外,起动控制还包括起动阶段循环供(喷)油量(起动油量)

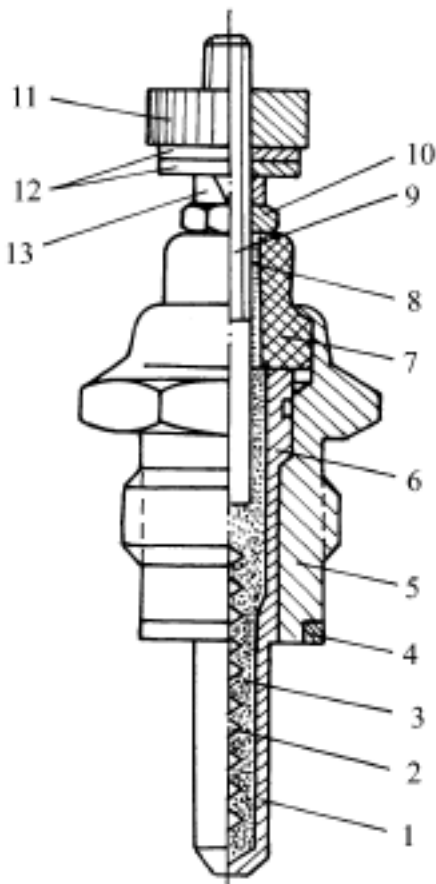


图 4-32 电热塞

- 1 - 发热体钢套;2 - 电阻丝;3 - 填充剂;4 - 密封垫圈;5 - 外壳;6 - 垫圈;7 - 绝缘体;8 - 胶合剂;9 - 中心螺杆;10 - 固定螺母;11 - 压线螺母;12 - 压线垫圈;13 - 弹簧垫圈

起动完成后,通常利用温控双金属片开关切断电热塞或进气预热塞电热元件的电源。

在常规的起动控制系统中,已将电热元件通电持续时间和“可以起动”信号指示的控制合在一起,构成一个用塑料外壳密封,能起控制、保护和监控作用的控制单元,它包括一个调节电流大小的功率继电器、控制通电持续时间和“可以起动”信号指示的电路以及起保护功能的元件。由装在控制单元中的温度传感器控制通电持续时间,来满足起动要求。通电结束,起动指示灯点亮,表明柴油机可以起动。需要时,在起动机运转过程中炽热点燃可以继续,当蓄电池和炽热元件到达规定可承受的负荷极限时则自动断电。此外,在一些柴油机上还装有

和起动时供(喷)油正时的控制。图 4-35 所示为一台现代轿车用柴机电控系统 中的起动过程电控方框图。可以看出,它综合了多种对起动有影响的因素,并使之自动地 与变化了的起动条件相适应。

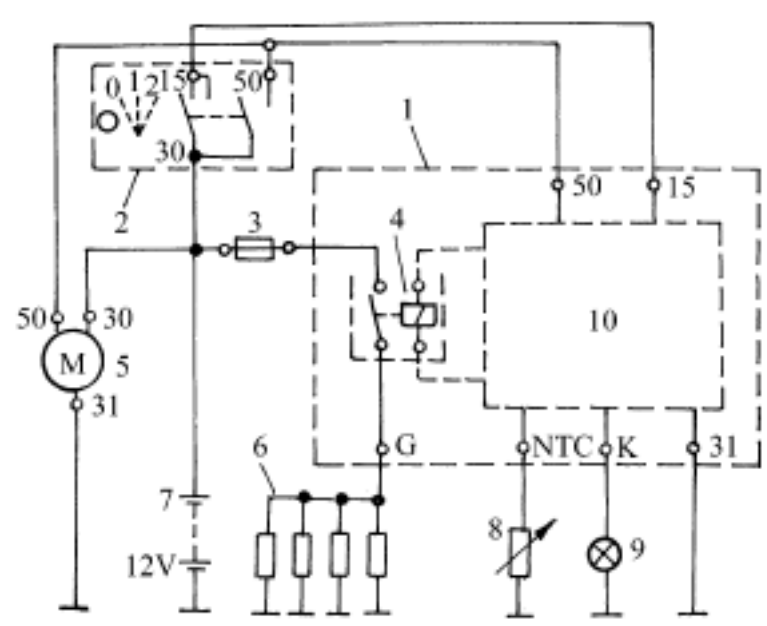


图 4-34 快速起动电控系统

- 1 - 电热塞点燃时间控制器;2 - 点燃 起动开关;3 - 保险丝;4 - 继电器;5 - 起动机;6 - 快速起动电热塞;7 - 蓄电池;8 - 冷却液 温度传感器;9 - 指示灯;10 - 电控单元

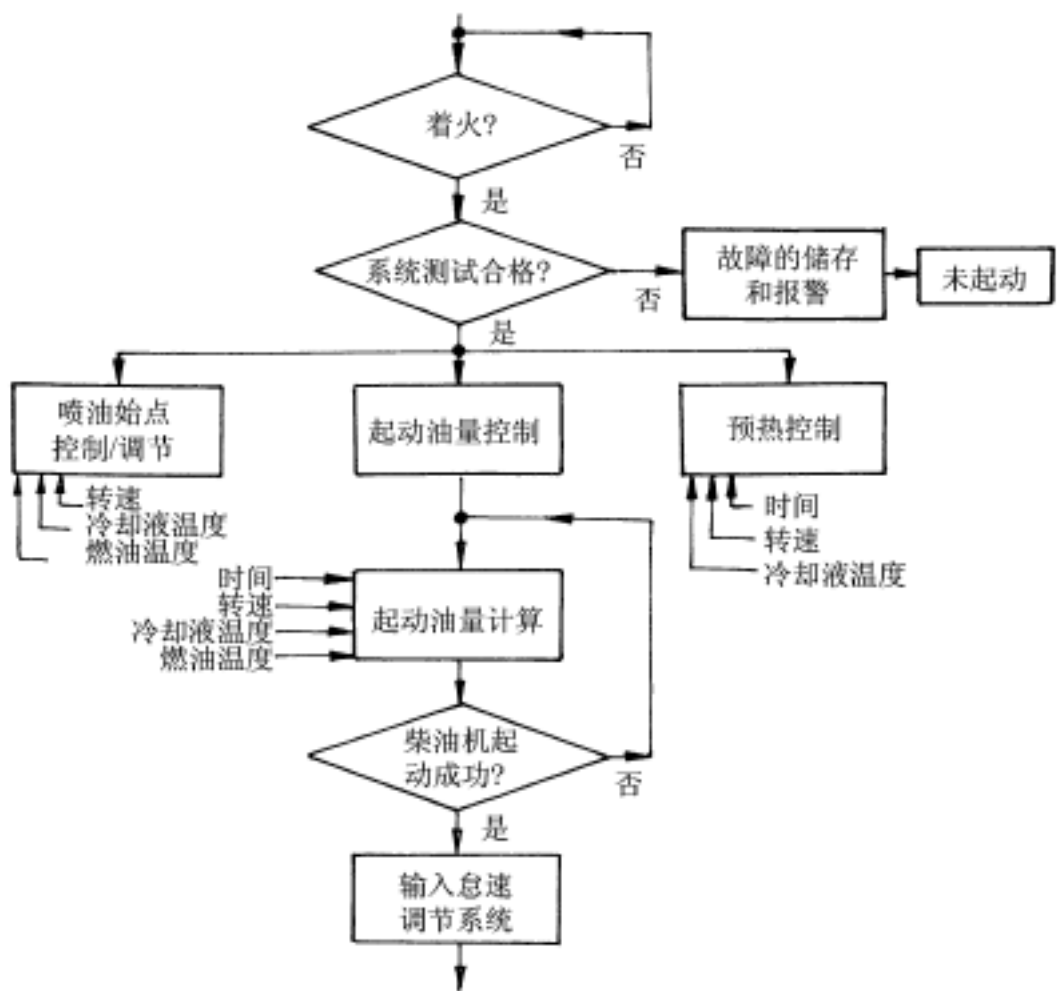


图 4-35 起动过程电控方框图

4.6 故障自诊断和失效保险功能

控制项目越多,控制系统就越复杂,故障率相对也高。为此,现代汽车柴油机电控系统都具有故障自诊断和失效保险功能。

4.6.1 故障自诊断

1. 故障自诊断的内容

1) 发现故障

柴油机在正常运转情况下,输入电控单元的各种传感器电平信号是处在一定范围内的。一旦出现该范围外的信号,电控单元即诊断为故障信号。但对开环控制系统中的执行器,由于只接受电控单元信号,不反馈“执行”情况,故需设置专门电路来检测执行器工作情况。

2) 故障分类

制造厂在设计自诊断系统时,预先根据不同的故障部位信号的输入、输出电平信号,将故障代码编制在程序中。电控单元一旦发现故障,立即按故障信号对号入座,并编上预定的故障代码。

3) 故障储存

为了给维修人员提供方便,通常将上述的故障代码存入存储器中,即使在电源钥匙开关(俗称点火开关)断开的情况下,电控单元的存储器电源仍处在通电状态下,不会失去已存储的故障代码。

4) 故障报警

当电控单元检测到故障后,通过设置在仪表板内的报警灯向用户报警,或通过液晶显示仪直接以文字的形式向用户报警,同时还显示故障部位。

5) 应急反应

汽车在运行中如果发生故障,为了不妨碍正常行驶,电控单元通常采用应急反应措施,即利用预编程序中的代用值(标准值的电平信号)进行计算以保证正常的行驶功能。停车后再由用户或维修人员进行检修。

2. 故障自诊断的工作原理

1) 传感器的故障诊断

柴油机运行时,如果传感器电压信号多次或持续一定时间超出了规定范围,自诊断系统诊断为故障。以图 4-36 所示的冷却液温度传感器的故障诊断为例,正常工作时,其输出电压应在 $0.1\sim 4.8\text{V}$ 范围内,如果输出电压低于 0.1V (相当于冷却液温度高于 139°C)或高于 4.8V (相当于冷却液温度低于 -50°C)时,系统诊断为故障信号。在“记录”故障代码、显示故障(车内仪表盘上“检查发动机”灯亮)的同时,采用应急反应措施,用事先存储的代用值 80°C 作为冷却液温度的控制值,以防因传感器信号异常造成控制混乱而导致汽车不能行驶。自诊断随车检测系统只能诊断出该传感器有故障,或其电路发生短路或断路,而无法确认传感器性能的好坏。对偶然出现的异常信号,自诊断系统并不立即判定为有故障,如柴油机转速为 1000r/min 时,转速信号丢失 $3\sim 4$ 个脉冲信号,电控单元不会判定为转速信号故障,转速信号的故障码也不会存入存储器中,当然“检查发动机”灯不会点亮。

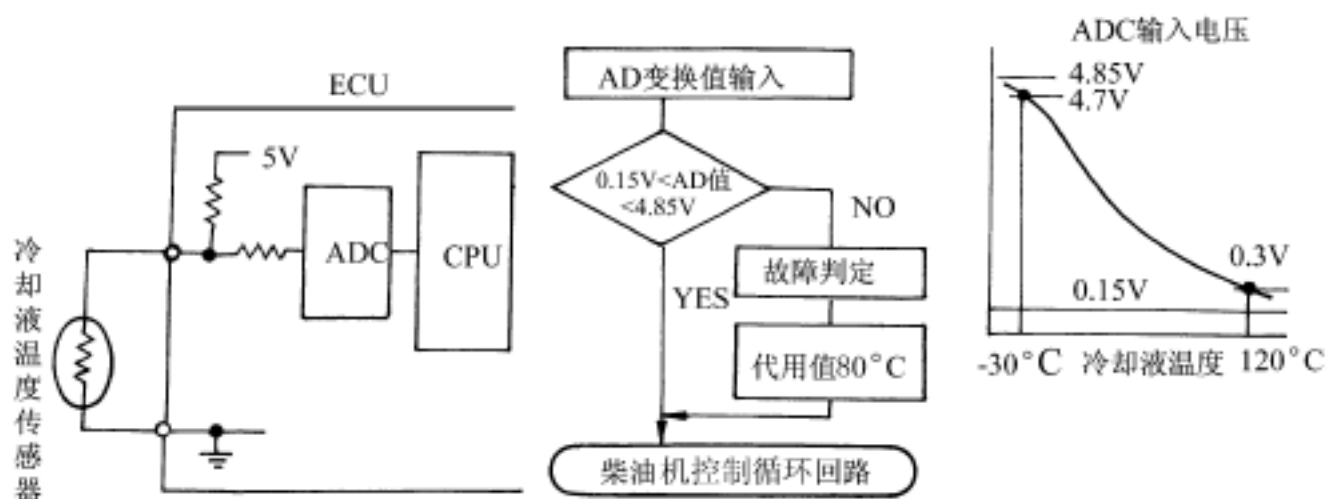


图 4-36 冷却液温度传感器的故障诊断实例

2) 执行器的故障诊断

柴油机运转时电控单元按柴油机工况的要求不断地向执行器发出各种指令。但开环控制系统中的执行器不可能反馈“执行”情况信息,需增加专用电路监视其工作情况,并对执行器故障采取相应措施。

3. 自诊断故障代码的读取

通常诊断的输出接口有检查发动机(Check Engine)警告灯、超速档指示灯、ABS 警告灯、电控单元检测插座(Check Connection)、故障诊断插座(TDCL)等组成(如图 4-37 所示)。警告灯或指示灯作为指示有无故障的标志,一般位于汽车仪表板上(如图 4-37(a)所示);电控单元检测插座一般位于发动机舱内。当将检测插座与检测端子 TE₁ 对地短接后(如图 4-37(b)所示)发动机警告灯会闪烁,闪烁次数即为故障代码;故障诊断插座通常位于仪表板下方,它是电控系统诊断信号的专用连接器,主要用于与专用的车外故障诊断仪(也称电脑解码器)相连接,进行车外诊断,以扩充随车诊断系统的诊断信息和诊断功能。它也可用于随机诊断,这时它的作用完全同电控单元检测插座。

故障代码既可采用随车自诊断系统也可采用车外诊断系统读取。

1) 采用随车自诊断系统读取

如图 4-38 所示,汽车正常行驶中,若发现发动机警告灯持续点亮,意味着存在故障。为读取故障代码,先将电源钥匙开关置于 OFF,用一根导线连接故障诊断插座(或检测插座)内 TE₁ 和 E₁。在读取故障代码之前,要使柴油机处于规定的状态:蓄电池电压 ≥ 11V;松开油门;变速器置空档;关闭所有附属电器设备;柴油机为热机状态。在以上状态下,将电源钥匙开关置于“ON”,但不启动柴油机。读取故障码的方法有以下三种。

(1) 用仪表板上“检查发动机”警告灯的闪烁规律读取

若电控系统工作正常,电控单元内存无故障代码,则警告灯以每秒 5 次的频率连续闪烁(如图 4-38(a)所示)。若电控单元内存有故障代码,则警告灯以每秒 2 次的闪烁频率连续闪烁,将两位数组成的故障代码的十位数和个位数,先后用警告灯的闪烁次数表示出来(如图 4-38(b)所示)。若电控单元内存有若干个故障代码时,电控单元按故障代码的大小,依次将所有储存故障代码显示出来。两个故障代码之间的间歇时间为 2.5s。当所有故障代码全部显示完后,灯闪停顿 4.5s,然后再重新开始显示。如此反复,直至从检测插座上拔下连接导线为止。

(2) 用故障诊断插座上输出的电脉冲读取

这种方法是用万用表来检查故障诊断插座上故障代码输出孔中的电脉冲信号。所有柴油机准备及故障诊断插座内连接均同前。将电源钥匙开关置于“OFF”,万用表置于直流电压档(25V 量程),正极测笔接故障检测孔上的W 插孔(代码输出孔);负极测笔接地。然后将电源钥匙开关置于“ON”,但不起动柴油机,W 插孔就会输出一连串脉冲,其形式和上述“检查发动机”警告灯闪烁形式相同。通过观察万用表指针摆动规律和次数,就可以读出故障代码。

(3) 用车上液晶显示检测装置读取

在一些新型汽车上,可以利用液晶显示装置,直接读取故障代码。其步骤为:电源钥匙开关置于“ON”,但不起动柴油机;同时按下选择(SELECT)和输入(INPUT)两个按钮,时间至少3s,这时屏幕上显示DIAG 字样,表示自诊断系统已进入工作状态;稍等片刻,按下置位钮(SET),时间也至少3s,如果电控系统工作正常,屏幕上显示“ENG——OK”;故障代码显示于屏幕上,两个故障代码间也有3s 暂停时间;输完代码后,宜将电源钥匙开关置于“OFF”。

无论采用哪种方法来读取故障代码,在故障排除后,均应清除电控单元内存储的故障代码,否则一旦另有故障发生,它还会随新的故障代码一起显示出来。清除的方法是:拆下车上蓄电池负极桩搭铁约30s,即可清除电控单元内存储的所有故障代码。

2) 采用车外诊断系统读取

车外诊断系统是用一种专用的故障诊断仪(电脑解码器),通过插头与汽车上故障诊断插座(TDCL)连接,打开电源钥匙开关,就可以很方便地从故障诊断仪的显示屏上,读出所有储存在电控单元中的故障代码。除此以外,它还有以下几个功能:

(1) 通过故障诊断仪向电控单元发出工作指令

在柴油机运转过程中或熄火状态下通过故障诊断仪可向执行器发出工作指令。例如,在柴油机运转过程中,或停止某缸喷油器的喷油;或模拟加速;或模拟各种行驶状态;或设定喷油正时;或设定怠速所需的初始状态。再如,在柴油机熄火状态下,让某个喷油器喷油,某个继电器或某个电磁阀工作。通过这些来检测执行器的工作情况,查找有故障的控制电路。因此,这种功能特别适合于检测执行器及其控制电路的故障。

(2) 清除电控单元内存储的故障代码

通过故障诊断仪发出指令,清除电控单元内存储的故障代码,使故障警告灯熄灭。

(3) 进行数据传送,直接读取各部分电路中的诊断参数

柴油机运行过程中,电控单元的工作情况,各种输入、输出信号的瞬时数值(如各传感器信号、电控单元计算结果、控制模式以及向各执行器发出的控制指令)等,都可以串行通信方式,反映在故障诊断仪上,使整个电控系统的工作情况一目了然。检修人员即可根据柴油机运行过程中电控系统各种数据变化情况,来判断系统工作情况正常与否。它特别适用于诊断故障是因传感器故障造成的或是因连接电路开路或短路造成的。

4.6.2 失效保险

电控单元内设有监控回路,用以监视电控单元是否按正常的控制程序工作。在监控回路内设有监控时钟,按时对电控单元进行复位,当电控单元发生故障时,程序不能正常执行,时钟就不能使电控单元复位,造成溢出。据此便判断为故障并予以显示。

为防止因电控单元出现故障,汽车被迫停止行驶,在多数电控单元内具有备用电路以提供

失效保险。当监控回路内定时信号溢出后,系统进入失效保险程序的控制状态,立即起用备用电路。在备用电路中输出柴油机转速信号、油门位置信号以及起动信号等进行简易控制,在简易控制状态下的起动、油门位置变化以及其他控制均用程序设定,所对应的循环供(喷)油量、喷油提前角等为一定值。汽车则在备用电路控制下,以一种行驶模式(例如 10 km/h 车速)开到最近的维修站检修。

4.6.3 OBD - I 系统和 OBD - II 系统

20 世纪 80 年代出现的随车自诊断系统由于受电控单元内存容量的限制,其诊断项目受到限制,不能诊断复杂故障,需要一些专用的多功能诊断仪才能对汽车电控系统进行全面诊断。直至 1993 年,各类汽车上的故障自诊断系统都是自成体系的,不具有通用性,所以各大汽车厂家各行其是,研制出不少只针对自己车型的车外故障诊断仪,如福特的 OASIS、丰田的 Dingmonitor、日产的 Consult 等。这些车外故障诊断仪不仅价格昂贵,而且标准不一,使用受到限制。这种‘各自为政’的诊断系统按美国汽车工程师协会(SAE)标准称之为第一代随车诊断系统(OBD- I)。从 1994 年起,SAE 提出了第二代随车诊断系统(OBD- II)的标准规范。只要各汽车制造厂执行该标准规范,其诊断模式与诊断方法便可得到统一。这样只要一台多功能车外故障诊断仪即可对各种车辆(当然必须载有 OBD- II 自诊断装置)进行检测和诊断,从而为维修工作提供了极大的方便。总的来说,第二代随车诊断系统(OBD- II)具有以下几个特点:

- ① 诊断座统一为 16 针诊断座,统一安装在驾驶室仪表板下方;
- ② 具有 SAE(美国标准)和 ISO-11(欧洲统一标准)进行数值分析资料传输的功能;
- ③ 各种车辆具有相同的故障码及同一的故障码意义;
- ④ 具有行车记录功能,可记录下行驶过程中的有关数据资料;
- ⑤ 具有重现记忆故障功能;
- ⑥ 具有可由仪器直接清除故障码的功能。

第 5 章 汽车柴油机电控系统的组成

和现代汽车汽油机电控系统一样,现代汽车柴油机电控系统也是由传感器、电控单元和执行器等三部分组成的。

5 .1 传感器

根据用途和功能,可将现代汽车柴油机电控系统中使用的传感器分为以下三大类。

(1) 运行工况传感器

如柴油机曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器、负荷传感器、空气流量计等。它们向电控单元提供反映柴油机运行工况的基本参数。

(2) 修正参数传感器

如冷却液温度传感器、燃油温度传感器、进气温度传感器、进气压力传感器等。所采集的信号用来对基本循环供(喷)油量或基本供(喷)油提前角等基本参数进行修正。

(3) 执行器信号反馈传感器

如油门位置传感器、针阀升程传感器、喷油始点传感器和针阀关闭持续期传感器等。它们负责将执行器的运行情况反馈给电控单元,实现对执行器的闭环(反馈)控制。

上述三类传感器中大多数是和现代汽车汽油机电控系统中使用的传感器通用的,如曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器、各种温度传感器和压力传感器等。但也有一些是与汽油机电控系统中使用的传感器不完全相同的,或是柴油机电控系统中特有的。

由于汽车柴油机有着和汽车汽油机大致相同的工作环境和运行条件,所以,它们对传感器的技术要求也是基本相同的。

5 .1 .1 负荷传感器

现代汽车柴油机电控系统负荷传感器用来与转速传感器一起,向电控单元提供确定柴油机所处工况的信息,是现代汽车柴油机电控系统中最重要也是最基本的传感器。

由于汽油机是采用所谓的“量调节”来控制发出功率大小的,所以节气门位置传感器或空气流量计就是负荷传感器。而柴油机是采用所谓“质调节”来控制发出功率大小的(如图 5-1 所示),所用的负荷传感器必须能对反映柴油机发出功率的燃油系统的循环供(喷)油量进行直接或间接的检测,或是对作为供(喷)油结果的柴油机输出扭矩进行检测。因

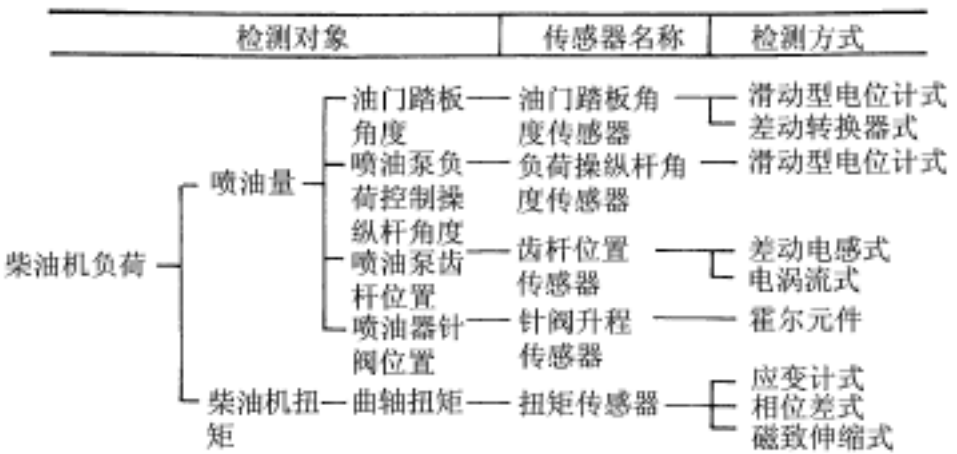


图 5-1 负荷传感器的种类

此,柴油机所用的负荷传感器与汽油机所用的负荷传感器有很大的不同。

1. 间接检测用的负荷传感器

目前已实用化的柴油机负荷传感器主要用来对表征柴油机发出功率大小的燃油系统的循环供(喷)油量,即对所反映的柴油机的负荷进行间接的检测。这种负荷传感器有以下几种型式。

1) 油门操纵杆角度传感器

这种负荷传感器用来检测喷油泵油门操纵杆转过的角度,间接检测喷油泵的循环供油量。如图 5-2 所示,它采用了滑臂电位计(也叫分压计)式的测量原理。电位计安装在喷油泵上,由拉线螺丝与油门操纵杆连接。传感器内的电阻器采用滑动性及耐久性好的导电塑料。这种负荷传感器的优点是能测出与油门操纵杆转过的角度成正比的连续电信号,与电控单元的接口简易方便,动态范围也广,加上成本低,所以应用很广。

2) 油门踏板角度(位置)传感器

这种负荷传感器装在汽车驾驶室内或油门踏板下,用来检测油门踏板被踩下的角度,间接检测出喷油泵的循环供油量,其作用和上述油门操纵杆角度传感器一样,与其相比,这种安装方式使传感器所处的环境较好,因为它不易受振动、水和灰尘的侵害。

图 5-3 所示为一种差动变压器式油门踏板角度传感器原理图。这种传感器由对称布置在半圆弧铁芯上的初级线圈 P1、P2 和次级线圈 S1、S2 以及与转轴联动并在铁芯上的次级线圈 S1、S2 之间作非接触移动的短路线圈构成。当初级线圈 P1、P2 接上交流电源时,次级线圈 S1、S2 中就感应出次级电压 V_{S1} 和 V_{S2} ,在短路线圈位置的影响下, V_{S1} 和 V_{S2} 产生了电位差,因而能从产生的电信号检测出转轴转过的角度,以此获得与转轴转角成线性关系的模拟电压输出。这种检测方式有以下优点:由于采用非接触检测转动角度的方式,检测元件无磨损,耐久性好;由于采用的差动变压器具有温度补偿性能,耐热性好;由于采用了回转式结构,整个装置可以非常紧凑地装在一个壳体内,因此安装比较自由,通用性好。

图 5-4 所示为一种用于电控共轨式喷油系统中的采用霍尔元件(霍尔元件的工作原理可参见本章 5.1.3 节)的油门踏板位置传感器电路及输出特性。与油门踏板联动的轴上装有电磁铁,轴的转动改变了磁场的方向,进而改变了霍尔电压的输出。它也是一种非接触式的检测。

3) 喷油器针阀升程传感器

这种传感器是利用检测出的喷油器针阀升程来换算循环喷油量,间接检测出柴油机负荷。

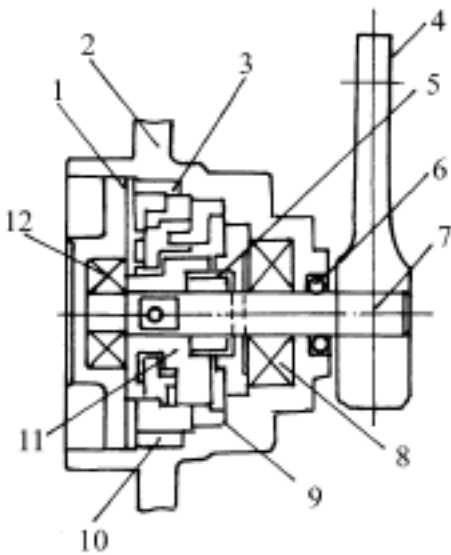


图 5-2 油门操纵杆角度传感器

1 - 电刷架;2 - 外壳;3 - 电刷;4 - 油门操纵杆;5 - 圆柱弹簧;6 - 防尘油封;7 - 轴;8 - 轴承;9 - 转子;10 - 导电塑料;11 - 电桥臂;12 - 轴承

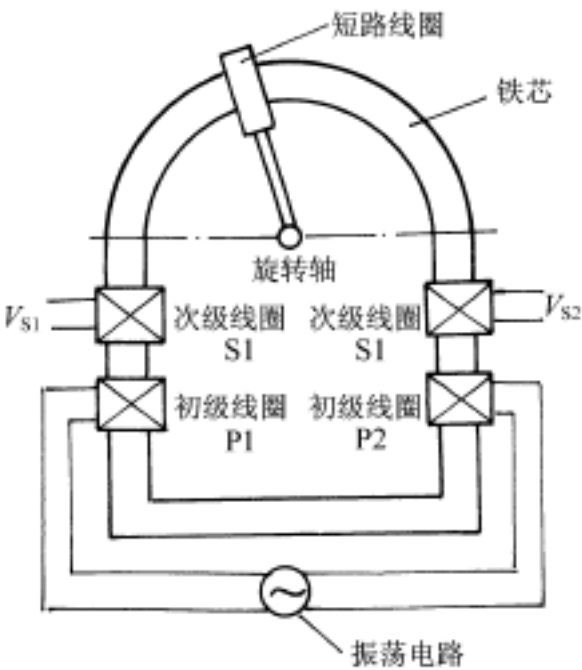


图 5-3 差动变压器式油门踏板角度传感器原理图

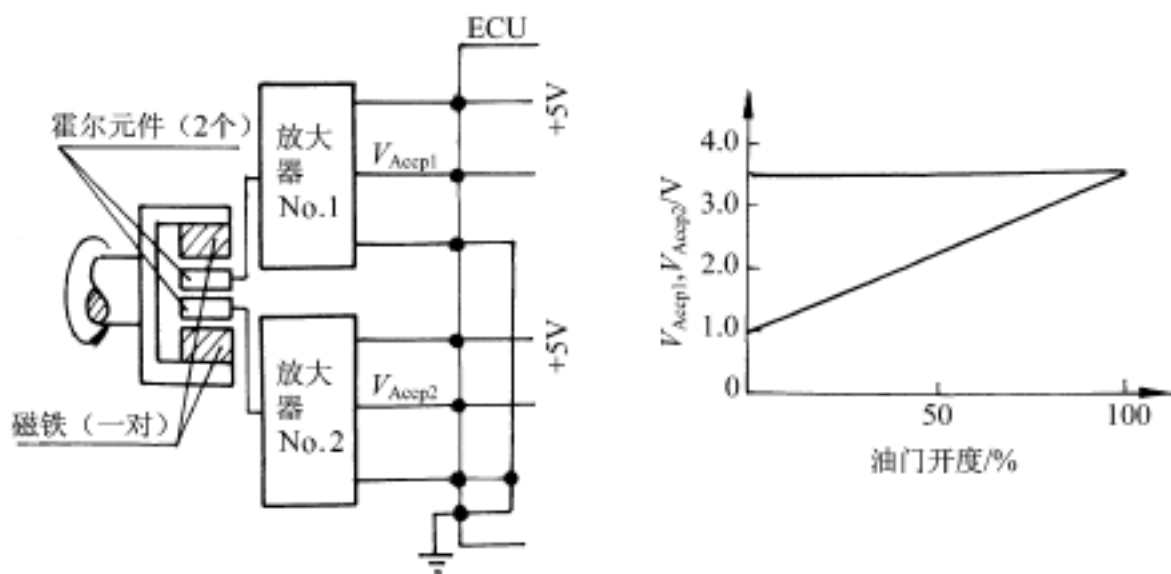


图 5-4 霍尔式油门踏板位置传感器电路及输出特性

如图 5-5 所示,针阀升程传感器由固定在顶杆内的磁铁和进行检测的霍尔元件构成,非常紧凑地布置在喷油器体内。为了尽可能地减少处理毫伏级模拟信号问题,将霍尔元件与输出信号放大电路设计成一体,即在安装霍尔元件的硅片制成的固体集成电路中,包含了线性微分放大器、微分发射极输出端和电压调节器。图 5-6 所示为根据检测到的针阀升程求出循环喷油量的过程。图示上部是从检测得到的反映针阀升程的、与霍尔元件磁场变化成正比的输出电压(霍尔电压)信号。然后将这一电压信号按预先确定的输出电压与喷油速率的关系曲线,换算成图示中部的喷油速率曲线。最后,将喷油速率从喷油开始到结束进行积分,求得了图示下部的循环喷油量曲线。在整个过程中,由布置在喷油器体内的温度传感器测出燃油温度,对计算结果进行温度修正。为了对上述演算结果进行实时处理,要求电控单元有较高的处理速度。与前面两种负荷传感器相比,这种传感器具有能测出每缸每次喷油瞬时状态的优点。

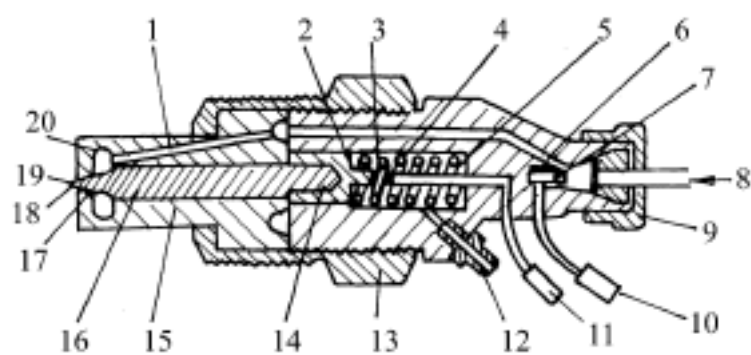


图 5-5 喷油器针阀升程传感器

1 - 进油道;2 - 磁铁;3 - 针阀最大升程;4 - 霍尔效应传感器;5 - 调整垫片;6 - 衬垫;7 - 热敏电阻;8 - 进油(接喷油泵);9 - 进油管接头;10 - 燃油温度传感器;11 - 针阀升程传感器接头;12 - 回油管接头;13 - 喷油嘴紧帽;14 - 顶杆;15 - 针阀体;16 - 针阀;17 - 针阀密封锥面;18 - 喷孔;19 - 节流轴针;20 - 盛油槽

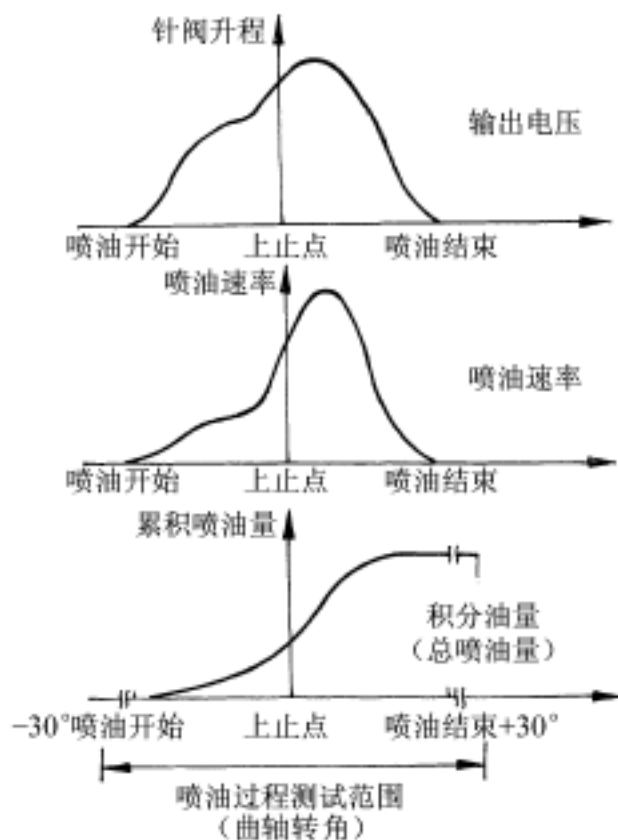


图 5-6 喷油器针阀升程传感器信号处理过程

2. 直接检测用的负荷传感器

上述三种负荷传感器只能间接地检测柴油机的负荷,对于兼管自动变速器的柴油机电控系统来说,如果能直接检测出柴油机的输出扭矩,就可以更精确地得到负荷信息,获得对自动变速器更高的控制精度。为此,对能直接检测柴油机输出扭矩的扭矩传感器也已开始研制。以下介绍的是几种扭矩检测的方式:

1) 应变计式

这种检测方式是将应变片贴在曲轴上,测量应变片电阻的变化即可测得曲轴受到扭矩后产生的扭转变形。但为了获得信号,必须采用滑环(集流环)或遥测仪。

2) 相位差式

这种检测方式是利用曲轴扭转时扭转角与扭矩成正比的原理,用两个相同的齿轮(或沿圆周刻有均匀分布狭槽的圆盘)装在曲轴不同的位置上,通过曲轴扭转时产生的两个齿轮(或带狭槽的圆盘)之间的相位差,反映曲轴输出扭矩的变化。它采用齿轮加电磁传感器、齿轮加霍尔传感器或采用狭槽圆盘加光检测器等装置来检测出曲轴在扭矩作用下的扭转角。在输出扭矩为零时,两个传感器的输出脉冲应重合,而当输出扭矩不为零时,两个传感器的输出脉冲将分离。为提高检测精度和灵敏度,必须适当选择两个齿轮(或带狭槽的圆盘)安装的位置。

3) 磁致伸缩式

这种检测方式是利用铁磁材料因机械载荷产生应变而改变其导磁率的现象,以及圆柱形轴在扭矩作用下其表面应变与扭矩成正比的原理,用磁头形式的传感器以非接触方式检测因曲轴扭转而产生的表面磁性变化。与上述两种方式比较,由于结构简单,有可能小型化,所以是一种很可取的方式。图 5-7 所示为一种将传感器(磁头)装在曲轴尾部的方案。它是将一个励磁线圈(可以看作是简单变压器的初级线圈)和四个环绕它分布的检测线圈(可以看作是简单变压器的次级线圈)沿着曲轴受扭而产生的主应力方向即与曲轴圆周成 45° 螺旋线方向布置。交流电源接通中间的励磁线圈后产生的磁通量变化,通过曲轴使接成惠斯顿电桥形式的四个检测线圈产生电动势,当曲轴不受扭矩时,四个检测线圈产生的电动势是平衡的,电桥输出电压为零。从图中可以看出,当对曲轴施加扭矩时,曲轴表面的导磁率会发生变化,电桥平衡被破坏,检测线圈 1 和 3 的电动势会增加;而检测线圈 2 和 4 的电动势则会减少。对这样变化的输出电压信号进行处理,就能检测出柴油机的输出扭矩。为了能在不增加曲轴长度的情况下布置传感器,可将传感器(磁头)装入曲轴主轴承盖内。传感器的励磁线圈和检测线圈应尽量小型化。为了提高检测精度,在信号处理电路中附加了如图 5-8 所示的因扭矩增大而变化的传感器输出相位补偿回路、温度补偿回路和受温

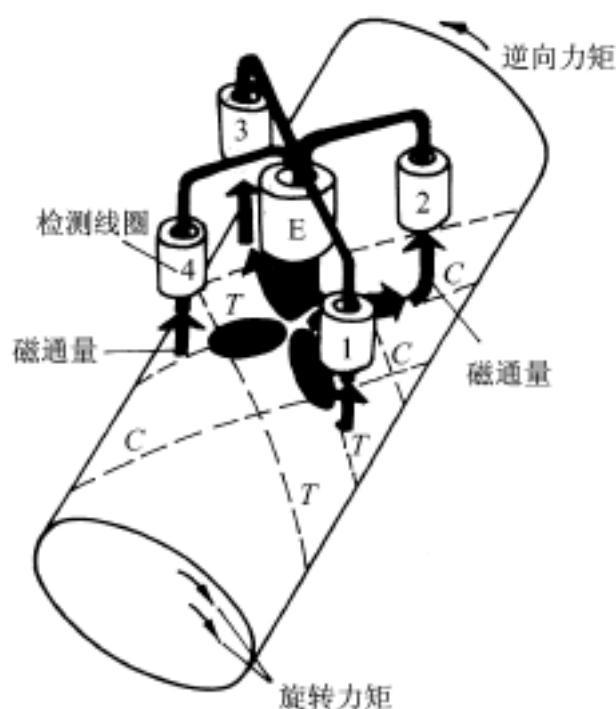


图 5-7 磁致伸缩式扭矩传感器原理图

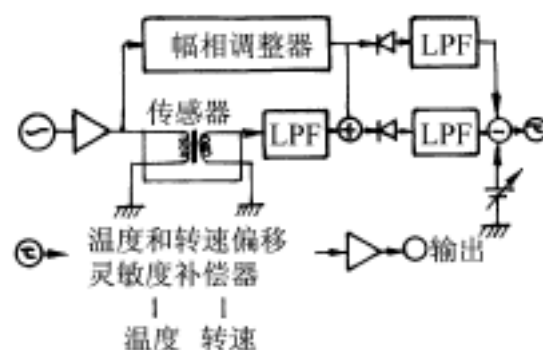


图 5-8 磁致伸缩式扭矩传感器信号处理电路

度、转速影响输出值的补偿回路。不过,使用这种传感器会受到曲轴材料不均匀性、传感器与曲轴表面间气隙、温度效应和曲轴转动加速度带来的各种影响,从而对检测精度,特别是检测瞬态扭矩变化的精度带来影响。

4) 光纤式

图 5-9 所示为一种由激光器和光纤组成的光纤式扭矩传感器。在轴和轴承上分别装上一条由反射小片和吸收小片组成的传感带,由激光器发出的激光经光纤由吸收小片吸收,再由反射小片反射,经光纤送入检测器。当轴受扭后,其相对于轴承产生了扭转角,传感带再将此变化反映到检测器,从而完成了扭矩的检测。由于光纤式扭矩传感器具有灵敏度高、体积小、质量轻、随意性好、绝缘性好、频带宽、不受电磁干扰、化学稳定性好、成本不高等优点,被认为是很有前途的一种扭矩传感器。

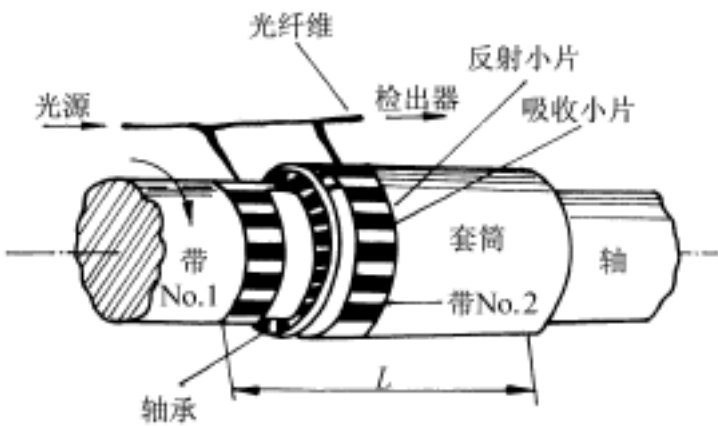


图 5-9 光纤式扭矩传感器结构图

5.1.2 反馈控制用油门位置传感器

间接检测用的负荷传感器主要是用来对表征柴油机发出功率大小的循环供(喷)油量,即所反映的柴油机的负荷进行间接的检测,为电控单元提供在某一工况下进行循环供(喷)油量开环控制所需的负荷信息。然而这样的循环供(喷)油量开环控制显然难以满足高精度控制的要求。特别是在采用循环供油量‘位置控制’即采用电子调速器的柴油机电控系统中,或在电控废气涡轮增压柴油机需要采用冒烟限制器时,上述开环控制更难满足要求。为此,需要对反映循环供油量控制结果的、喷油泵的实际油门位置(如直列泵中的油门调节齿杆位置,VE 型分配泵中的油量调节滑套位置等)进行测定,向电控单元提供控制结果,即作为执行器的油门实际位置的反馈信息,实现循环供货量的闭环控制。所以,在采用循环供油量‘位置控制’的现代车用柴油机电控系统中,一般都设有反馈控制用油门位置传感器。

在直列泵中,油门位置传感器既可安装在喷油泵的前端部,也可与放大器集成化后安装在电子调速器的壳体内。在分配泵中则大多安装在喷油泵壳体内。

1. 非接触式油门位置传感器

在直列泵和一部分分配泵中,油门位置传感器的型式大多采用非接触式的,利用电磁原理的差动电感式和电涡流式。

1) 差动电感式

这种传感器是由固定在壳体内的线圈和安装在齿杆上的电枢(铁芯)所构成,其原理和构造如图 5-10 所示。电枢在两个线圈内以非接触方式移动。线圈通过交流电时,由于电枢的移动,两个线圈内的自感电动势发生一增一减的变化,因此输出端线圈的感应电压随电枢位置而变化。根据输出电压信号的变化就能检测出油门调节齿杆的位置。在第 3 章图 3-7 所示的循环供油量‘位置控制’的电控径向柱塞型分配泵系统中,

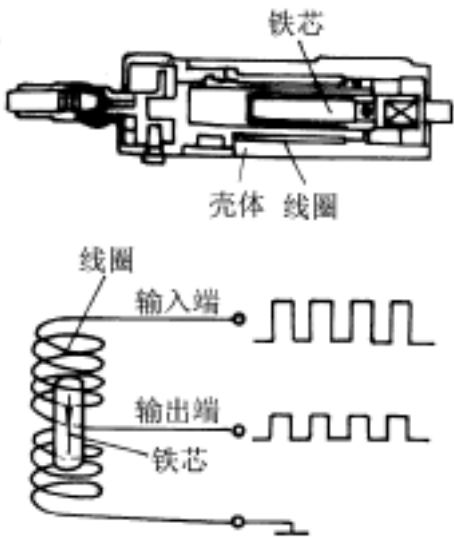


图 5-10 差动电感式齿杆位置传感器的结构和原理图

分配转子的位移反映了滚子座行程的变化,即反映了循环供油量的变化。所以装在分配转子尾部的这种位移传感器就可以提供实际位移的反馈信号。

2) 电涡流式

这是一种最常见的油门位置传感器,它利用了磁通量变化会在导体内产生涡电流的原理。如图 5-11 所示,它由两组检测线圈、两个短路环及 E 字形铁芯构成。一个短路环安装在油门调节齿杆的尾部,沿 E 字形铁芯以非接触方式移动。当检测线圈通过交流电时,短路环便产生涡电流,并产生与激磁方向相反的磁通量。检测线圈内交流电的变化幅度随短路环的位置而变化。由此变化信号就能知道油门调节齿杆的位置。通过选择合适的铁芯形状,可以获得良好的线性响应特性。铁芯上的固定短路环用来补偿温度影响,以提高传感器的检测精度。

2. 角度传感器

在一部分油量调节滑套位置由旋转电磁铁执行器控制的 VE 型分配泵中,油门位置传感器采用了如图 5-12 所示的角度传感器。一个可动的测量环与控制轴一起,相对一个固定基准环旋转,线圈通电后,测量环随控制轴转过一个角度,铁芯中磁通量即产生变化。通过对感应电动势变化量的测定,测得控制轴的转角,从而求得滑套的位置。

5.1.3 曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器

曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器是柴油机电控系统最重要的传感器之一。它有三个作用,第一,向电控单元提供柴油机转速信息,以便电控单元结合准确的负荷信息,算出循环喷油量;第二,提供任一时刻的曲轴位置信息(如第 1 缸上止点信息)以便使电控单元能对喷油正时作出准确的控制;第三,对气缸进行判别(提供判缸信息)。为了能起上述测速、正时和判缸三个作用,曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器通常要向电控单元提供两组检测信号,一组叫 Ne 信号,它是检测曲轴位置与柴油机转速的信号;一组叫 G 信号,它是检测活塞上止点位置的信号,同时也用来作为 Ne 信号计算曲轴转角的基准信号;而相隔 360°CA 发出的两个不同的 G 信号(即 G₁ 信号和 G₂ 信号)就可用来进行气缸的判别。

曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器可分为磁脉冲式、光电式和霍尔效应式三大类。就其安装部位来说,有装在曲轴前端或飞轮上的(可提供 Ne 信号和 G 信号),也有安装在转速为曲轴转速一半的配气凸轮轴或喷油泵凸轮轴前端的(可提供 Ne 信号和 G₁ 信号、G₂ 信号)。

1. 磁脉冲式曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器

脉冲信号产生原理见图 5-13 所示。磁铁产生的磁通通过信号圆盘上触发齿形成虚线所示的磁场。在图示位置,空气隙最小,穿过线圈的磁通最大。随着信号圆盘的转动,空气隙变大,磁阻增大,通过线圈的磁通变小,由于通过线圈的磁场变化,在线圈的两端产生了交变的感应电动势,经滤波整形后就可转换成脉冲信号。

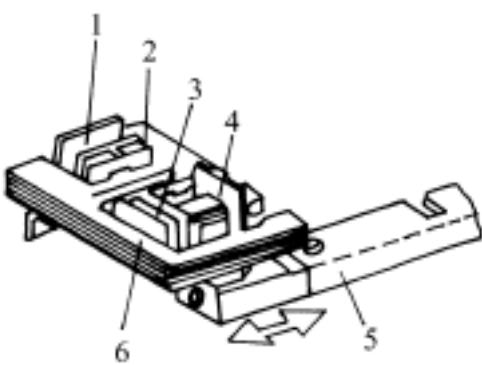


图 5-11 电涡流式齿杆位置传感器结构图

1 - 补偿短路铜环; 2 - 补偿检测线圈; 3 - 检测线圈; 4 - 短路铜环; 5 - 齿杆; 6 - E 形铁芯

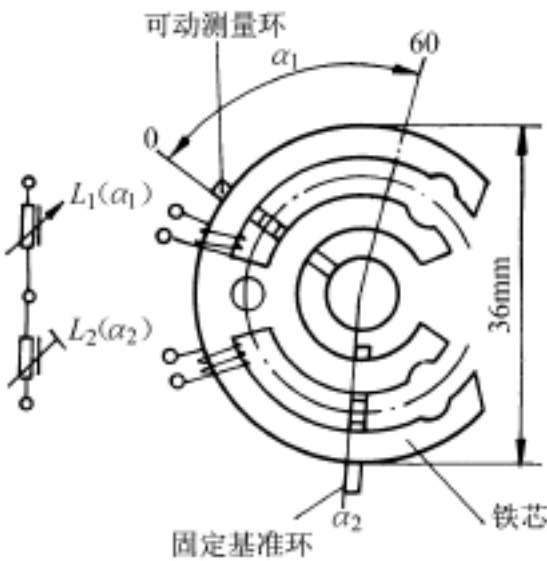


图 5-12 角度传感器

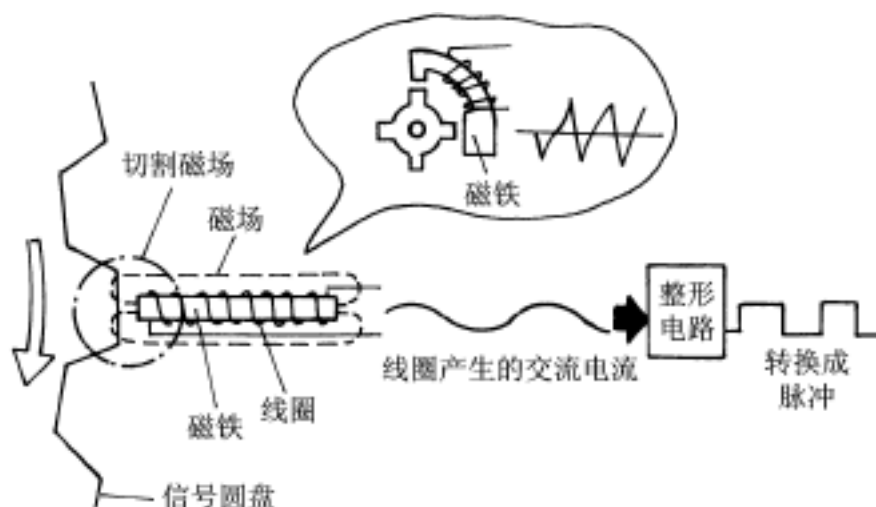


图 5-13 脉冲信号的产生

1) 装在曲轴上的磁脉冲式曲轴转速与位置传感器

使用这种传感器的典型例子如图 5-14 所示。传感器的信号盘安装在曲轴前端的皮带轮之后(见图 5-14(a)),随曲轴一起旋转。在盘的外缘圆周上每隔 4°CA 加工一齿,供传感器产生曲轴转角信号;此外,在信号盘盘面上每隔 120°CA 布置一个凸起,供传感器产生活塞上止点位置信号。安装在信号盘边沿的传感器盒是信号发生器,内部有三个在永久磁铁上绕有线圈的磁头(见图 5-14(b))。如图 5-15 所示,将磁头①和磁头③间隔 3°CA 对着信号盘的齿圈安装,然后将它们的输出信号一起送入一单稳态触发器进行合成,由单稳态触发器输出曲轴的 1°CA 转角脉冲信号,即 Ne 信号。如图 5-16 所示,磁头②对着具有三个凸起的信号盘盘面,第 1 和第 6 缸上止点凸起较其他缸凸起宽些。由于凸起布置在各缸上止点前 70°CA 位置,故其信号亦称为上止点前 70°CA 信号,由于它可用来确定活塞上止点位置,所以是 G 信号。

2) 装在凸轮轴上的磁脉冲式曲轴转速与位置传感器

这种传感器通常分两部分,分别产生 G 信号和 Ne 信号。Ne 信号发生器由安装在配气凸轮轴或喷油泵凸轮轴上的具有一定数目轮齿(例如 24 个轮齿)的转子及固定在其附近的一个

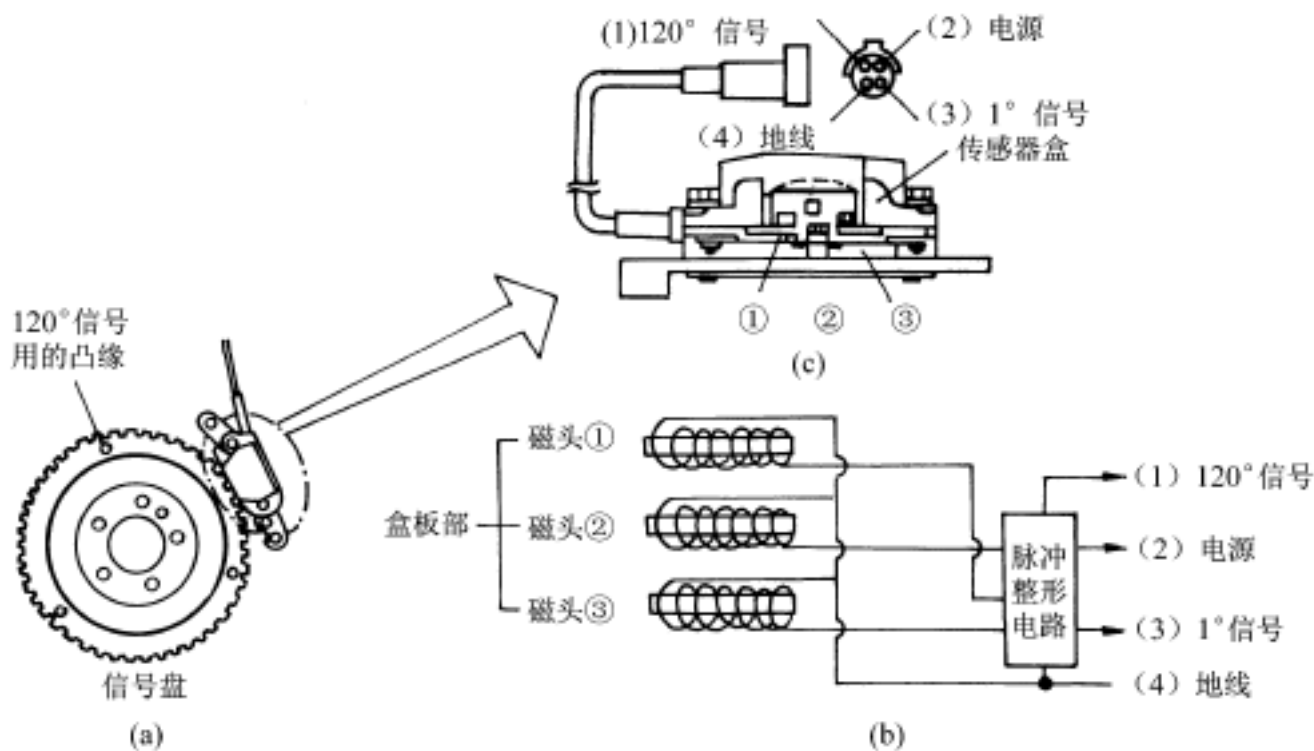


图 5-14 一种装在曲轴上的磁脉冲式曲轴转速与位置传感器

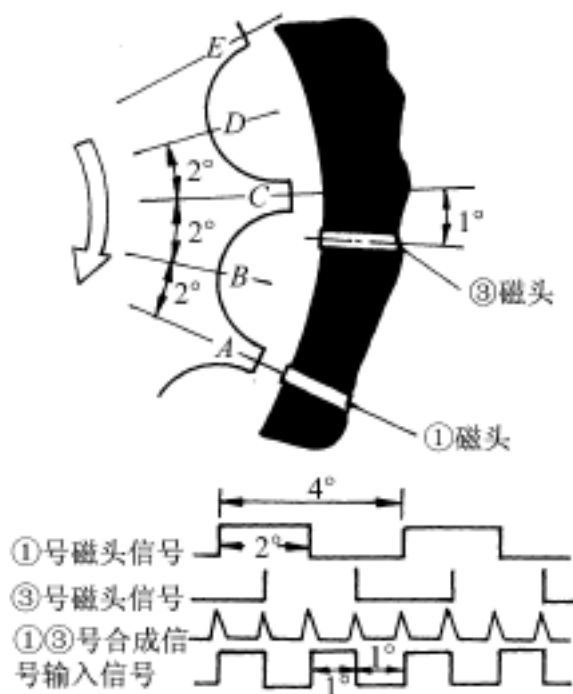


图 5-15 产生曲轴 1° 转角信号(Ne 信号)的原理

感应线圈组合而成。转子旋转一周(曲轴旋转 720° CA),感应线圈产生与轮齿数相同的(例如 24 个)Ne 交流信号。其中一个脉冲周期相当于 30° CA。事实上 30° CA 无法精确计算喷油正时,于是利用 30° CA 时间间隔,由电控单元再均匀分成 30 等分(或 60 等分)产生 1° CA 信号(或 0.5° CA 信号)。同时,由电控单元依相邻两脉冲所经过时间为基准可得柴油机转速。G 信号(包括 G_1 、 G_2 信号)发生器是由位于 Ne 信号转子旁边、同样安装在配气凸轮轴或喷油泵凸轮轴上的、具有一个轮齿的 G 信号转子以及固装在其周围气缸体上的两个感应线圈组合而成的。这时,要将两个感应线圈成 180° 对称布置在 G 信号转子对应于第 1 缸和第 4 缸分别处在压缩上止点某一确定的两个位置上,这样,所产生的 G_1 、 G_2 信号实际上分别就是第 1 缸和第 4 缸压缩上止点前某一确定位置信号(喷油正时信号),所以称 G_1 、 G_2 信号为判缸信号。图 5-17 为 G_1 、 G_2 和 Ne 信号与曲轴转角关系。

2. 光电式曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器

光电式曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器的基本工作原理是利用发光二极管通电发光后的光束照到光敏三极管的基极上,使光敏三极管导通,发出电信号;反之,当发光二极管通电发光后的光束被遮挡时,光敏三极管基极接收不到光束,光敏三极管截止。

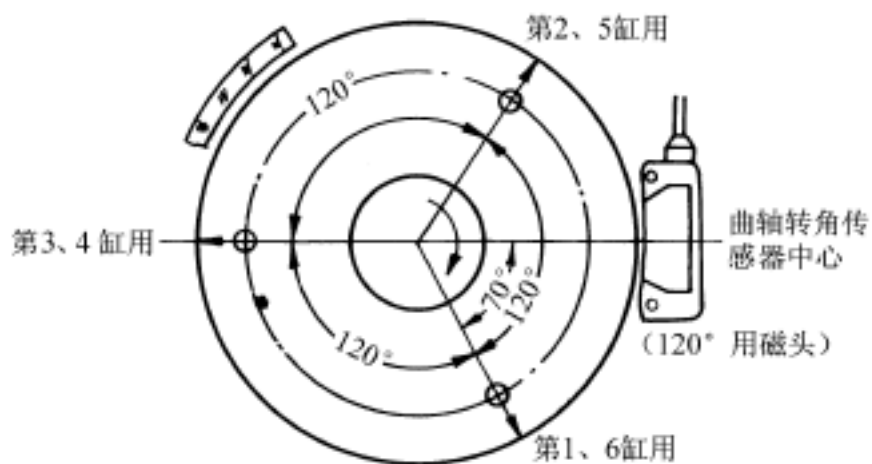


图 5-16 产生 G 信号的原理

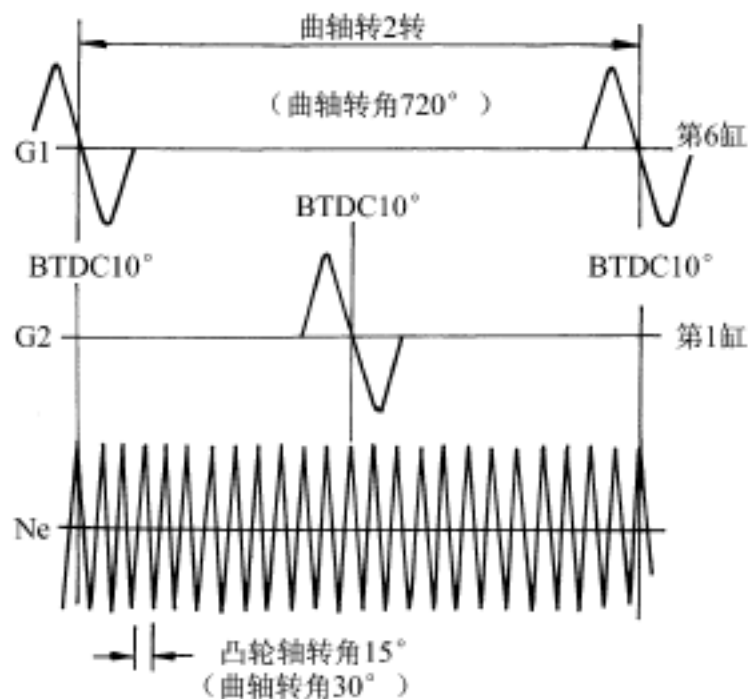


图 5-17 G_1 、 G_2 和 Ne 信号与曲轴转角关系

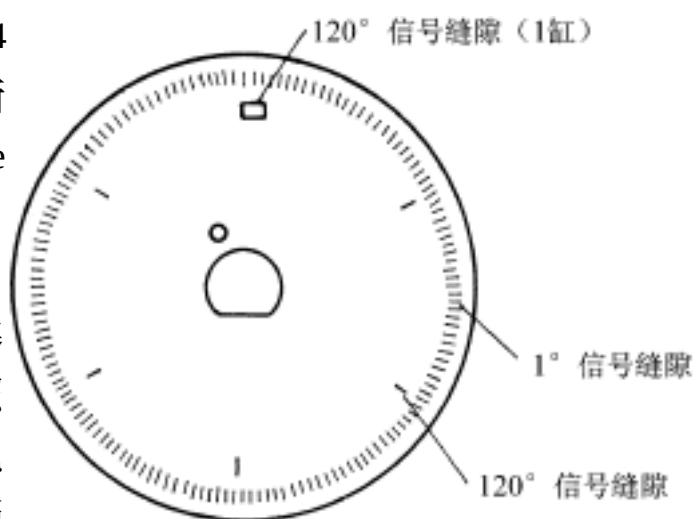


图 5-18 信号盘结构

这种传感器由信号发生器和带光孔的信号盘组成。图 5-18 所示的信号盘安装在配气凸轮轴或燃油泵凸轮轴上,其上外圈有 360 条缝隙(光孔),用以产生 1°CA 信号;外圈稍靠内间隔 60°分布六个光孔,产生 120°CA 信号,其中有一个较宽的光孔用以产生第 1 缸上止点信号。

信号发生器固装在气缸体上,主要由两个发光二极管、两个光敏三极管和波形电路组成。两个发光二极管分别对着两个光敏三极管,当信号盘随柴油机配气凸轮轴或喷油泵凸轮轴旋转时,因信号盘上有光孔,产生透光与遮光的交替变化,于是信号发生器输出表示凸轮轴转速与位置的脉冲信号,它也就反映了曲轴的转速与位置。

3. 霍尔效应式曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器

霍尔效应是一种物理现象。通电的霍尔元件垂直通过磁力线后,在霍尔元件的上下表面会产生电势差,也称霍尔电压 V_H , $V_H = K(I \times B)$, I 为流过霍尔元件的电流矢量、 B 为穿过霍尔元件的磁通矢量、 K 为霍尔常数。图 5-19 为霍尔效应原理图。

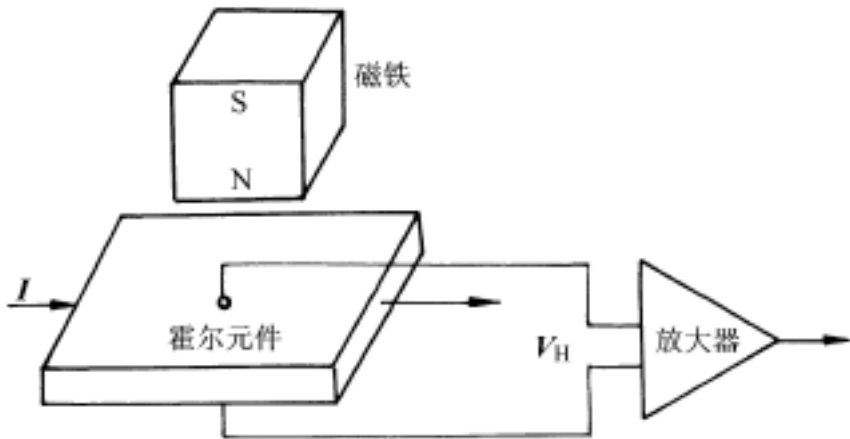


图 5-19 霍尔效应原理图

用霍尔效应原理制成的曲轴(或凸轮轴)转速与位置传感器通常由霍尔信号发生器和信号转子组成,霍尔信号发生器由永久磁铁、导磁板和霍尔集成电路等组成。信号转子旋转时,时而进入或退出信号发生器与霍尔元件间的空气间隙。当信号转子上的触发叶片进入空气隙中时,霍尔集成电路的磁场即被触发叶片所旁路(或称隔磁)(如图 5-20(a)所示),这时不产生霍尔电压;反之,当叶片离开空气隙时,永久磁铁的磁通通过导磁板穿过空气隙,被霍尔元件接收(如图 5-20(b)所示),产生霍尔电压。将霍尔元件间歇产生的霍尔电压信号经霍尔集成电路放大整形后即成为输送给控制装置的脉冲信号。

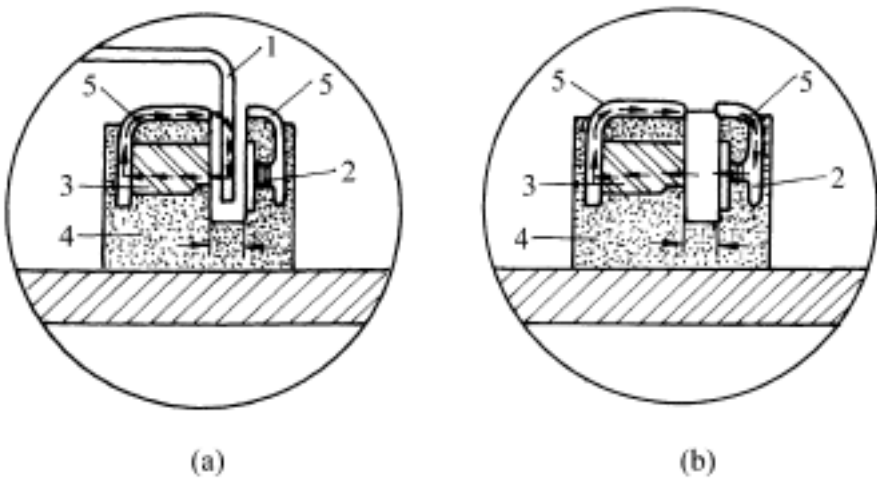


图 5-20 霍尔信号发生器工作原理图

- (a) 触发叶片进入空气隙中,霍尔元件中的磁场被旁路;
- (b) 触发叶片离开空气隙,霍尔元件被磁场饱和
- 1 - 信号轮的触发叶片;2 - 霍尔元件;3 - 永久磁铁;4 - 底板;
- 5 - 导磁板

图 5-21 所示为一种装在曲轴前端的霍尔式曲轴转速与位置传感器,它采用触发叶片的结构形式,有内外两个带触发叶片的信号轮。外信号轮圆周上均布着宽度均为 10°CA 弧长的 18 个触发叶片和 18 个窗口;内信号轮圆周上设有 3 个触发叶片和 3 个窗口,3 个触发叶片的宽度不同,分别为 100°CA 弧长、90°CA 弧长和 110°CA 弧长。由于内信号轮安装位置的关系,宽度为 100°CA 弧长的触发叶片前沿位于 1、4 缸上止点前 75°CA;90°CA 弧长的触发叶片前沿位于 6、3 缸上止点前 75°CA;110°CA 弧长的触发叶片前沿位于 2、5 缸上止点前 75°CA,如图 5-22 所示。外信号轮每旋转一周便产生 18 个电压脉冲信号,称为 18X 信号。一个脉冲周期相当于曲轴旋转 20°CA 的时间,电控单元再将一个脉冲周期均匀分成 20

等分,即可求得曲轴旋转 1°CA 所对应的脉冲信号——曲轴转角信号。内信号轮每旋转一周便产生 3 个不同宽度的电压脉冲信号,称为 3X 信号。脉冲周期为 120°CA ,脉冲上升沿分别对准 1、4 缸,3、6 缸和 2、5 缸上止点前 75°CA ,作为电控单元判别三组气缸和计算喷油正时的基准信号。它可以提供 G 信号和 Ne 信号,但它不能提供判缸信号(G_1 和 G_2 信号)。在需要提供判缸信号(G_1 和 G_2 信号)的情况下,则必须在转速为曲轴转速一半的配气凸轮轴或喷油泵凸轮轴上,另行安装霍尔式曲轴转速与位置传感器。

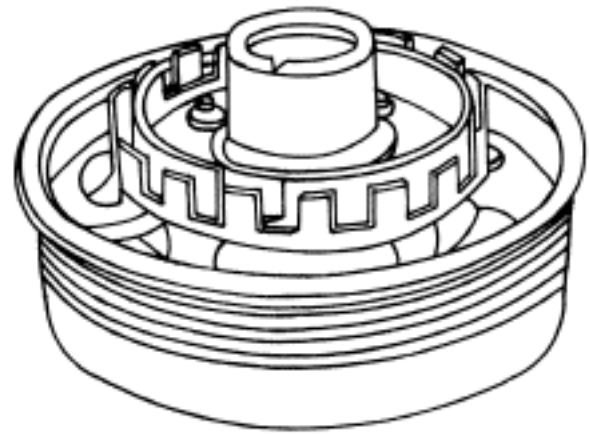


图 5-21 带有触发叶片的霍尔式曲轴转速与位置传感器

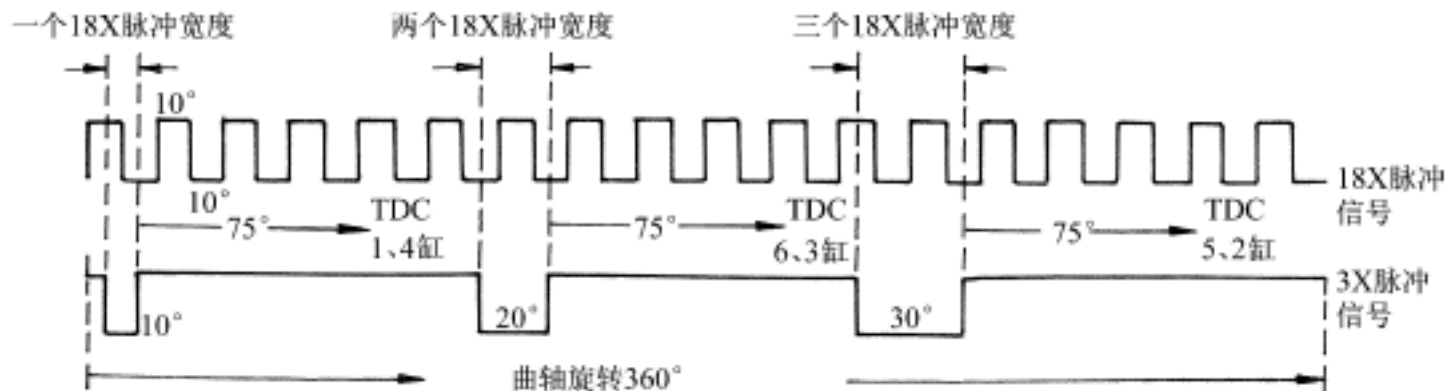


图 5-22 霍尔式曲轴转速与位置传感器输出信号

5.1.4 供(喷)油正时传感器

为了准确确定供(喷)油始点并进行反馈以实现闭环控制,在供(喷)油正时“位置控制”或“时间控制”的电控分配式喷油泵系统中,通常设有各种型式的供(喷)油正时传感器。

1. 电位器式位置传感器

在供油正时“位置控制”的电控分配式喷油泵系统中,一般用一个正时活塞位置传感器测定反映实际供油正时的正时活塞的实际位置,当实际供油正时和最佳供油正时之间存有差值时,向电控单元提供正时活塞位置的反馈信号,形成对供油正时的闭环控制,使实际供油正时和最佳供油正时趋向一致。这种正时活塞位置传感器中最简单的就是用一个能提供液压活塞实际位移信号的线性电位器作为反馈信号传感器。这种装置可控制的供油正时范围达 50° 曲轴转角。

2. 非接触式位置传感器

也可以采用类似于上述负荷传感器中的油门位置传感器(即非接触式的),利用电磁原理的差动电感式或电涡流式位置传感器。

3. 燃烧始点光电传感器

有时为了保证燃烧始点总能处在上止点前的最佳位置,必须根据所希望的着火时间来对供油正时进行更精确的控制,即只有当实际着火开始(燃烧开始)时间与所要求的着火开始时间一致时,其对应的供油正时才是所要求的。这样就必须检测着火开始时间。所以在有些供油正时“位置控制”的电控分配泵系统中采用了以检测燃烧闪光开始点的燃烧始点光电传感器。图 5-23 所示为一种燃烧室内的燃烧闪光通过石英晶体传至光敏晶体管,再转换为脉冲的电信号的燃烧始点光电传感器,其输出信号波形如图 5-24 所示。

从图中可以看出,燃烧始点光电传感器输出波形上升曲线段很陡峭,因而可以准确地检测

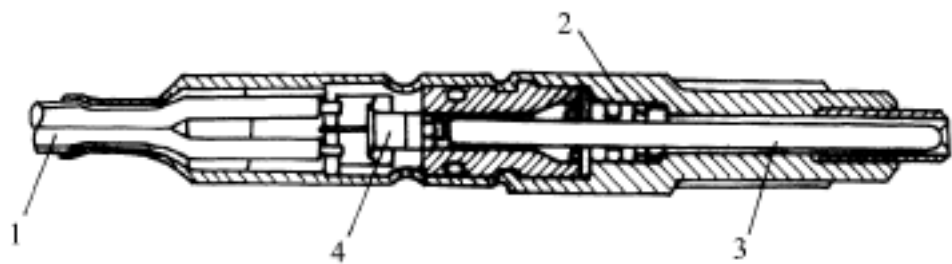
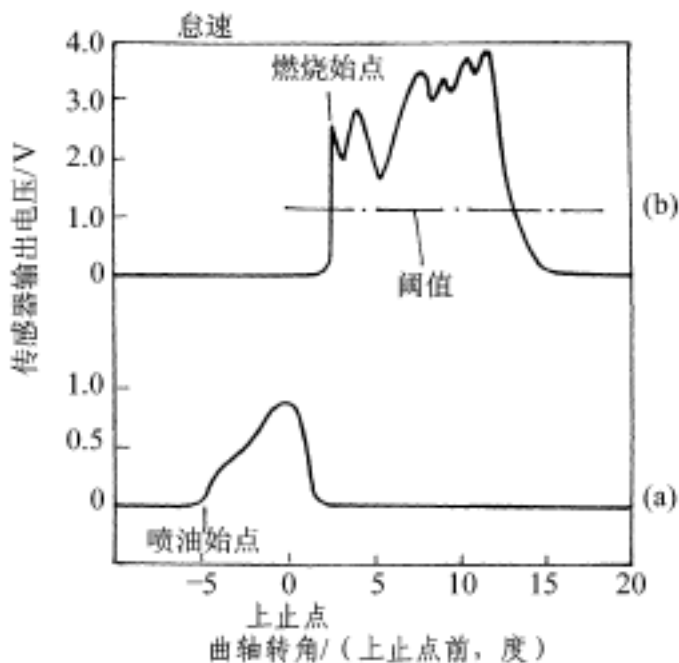


图 5-23 燃烧始点光电传感器

1 - 信号线; 2 - 外壳; 3 - 石英棒; 4 - 光敏晶体三极管



5-24 喷油始点传感器(a)和燃烧始点传感器(b)的输出信号波形

实际着火开始时间,向电控单元提供补偿信息,并由此确定相应的供油始点。

4. 非接触式喷油始点传感器

在供油正时“时间控制”的电控分配泵系统中,用得较多的是装在喷油器中的非接触式喷油始点传感器,它直接感知针阀运动来确定喷油始点。常见的有以下两种型式:

1) 电磁式

这种传感器的工作原理如图 5-25 所示,结构如图 5-26 所示。位于线圈中央的磁性材料与随针阀运动的弹簧座连在一起,线圈通电后,由于针阀的运动,使穿过线圈的磁通量发生变化,输出的信号电压近似地与针阀运动速度成正比,所以可通过信号电压的变化来测出喷油始点。

2) 霍尔效应式

这种传感器的工作原理如图 5-27 所示。霍尔元件装在针阀弹簧座的上方,弹簧座上固定着一块永久磁铁。霍尔元件通电后,弹簧座随针阀运动时,因永久磁铁的运动使通过霍尔元件的磁感应强度发生变化,造成近似地与针阀升程成正比的输出信号电压的变化,故可由信号电压的变化来测出喷油始点。图 5-28 所示为这种传感器的结构图。霍尔元件与包括线性微分放大器、自调零电路、电压调节器和触发输出电路在内的整理和处理测量信号的器件和电路集成固化在一个芯片中,从而减少了处理毫伏级模拟信号的问题,而且输出信号不需要再放大。这些电路同时具有抑制和消除机械误差、磁误差及温度影响的功能,每经一次测量,就会自行重新校正一次。这种传感器带有一个快速自动接头,可在不影响燃油系统其他零件的情况下方便地进行装拆。

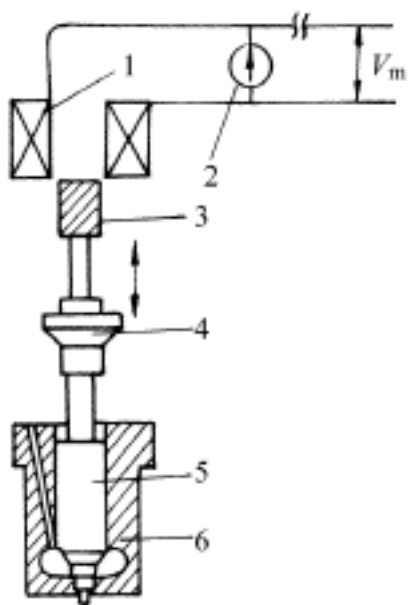


图 5-25 电磁式喷油始点传感器原理图
1 - 线圈; 2 - 直流电源; 3 - 磁性材料; 4 - 弹簧座; 5 - 针阀; 6 - 针阀体

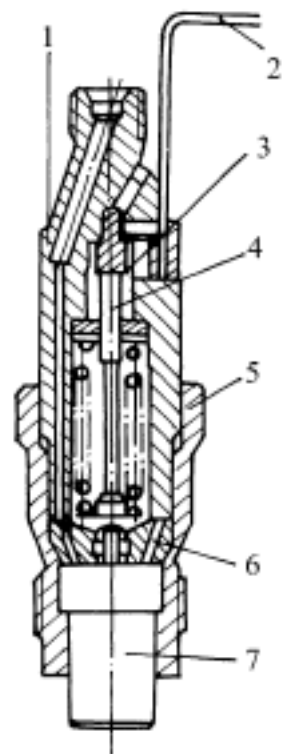


图 5-26 电磁式喷油始点传感器结构图
1 - 喷油器体; 2 - 引导线; 3 - 针阀升程传感器; 4 - 挺杆; 5 - 固紧螺母; 6 - 垫块; 7 - 喷嘴

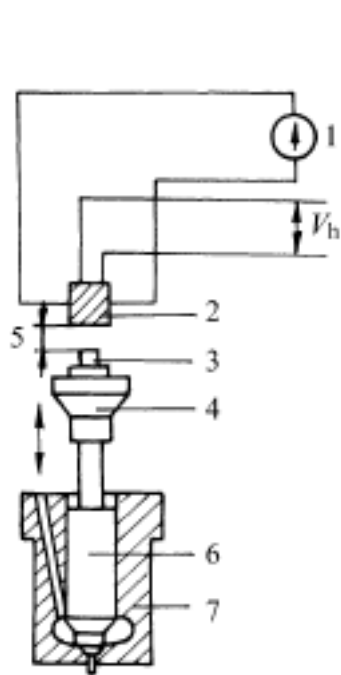
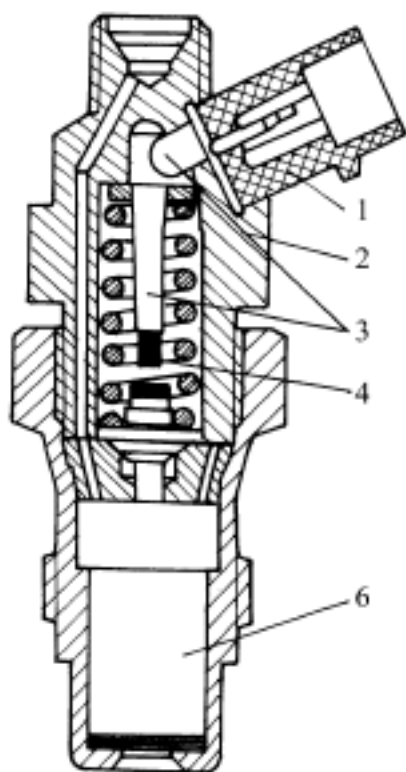
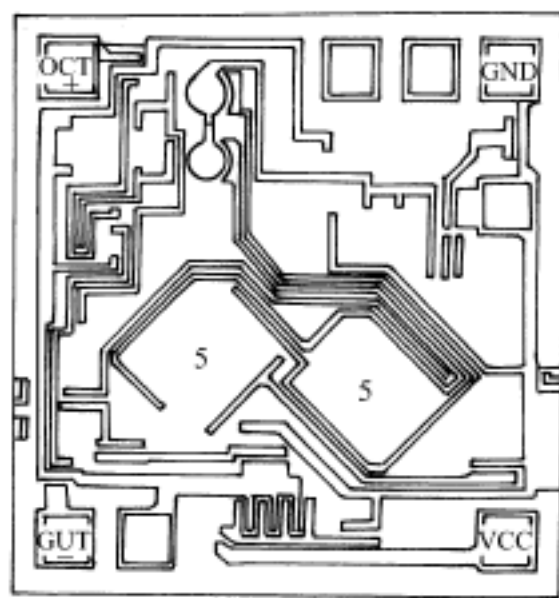


图 5-27 霍尔式喷油始点传感器原理图

1 - 直流电源; 2 - 霍尔元件;
3 - 永久磁铁; 4 - 弹簧座;
5 - 间隙; 6 - 针阀; 7 - 针阀体



(a)



(b)

图 5-28 霍尔式喷油始点传感器结构图

(a) 传感器结构; (b) 霍尔元件基片

1 - 接头; 2 - 喷油器; 3 - 合成电阻器; 4 - 传感器; 5 - 霍尔元件; 6 - 喷嘴

5. 触点式喷油(供油)始点传感器

这是一种结构简单, 耐久性好, 既可装在供油正时“时间控制”的电控分配泵系统的高速电磁阀中作为分配泵的供油始点传感器, 也可直接装在喷油器中作为喷油始点传感器。这种传感器可以在全部柴油机的转速范围内准确地检测喷油(供油)始点, 在反馈回路中的响应速度

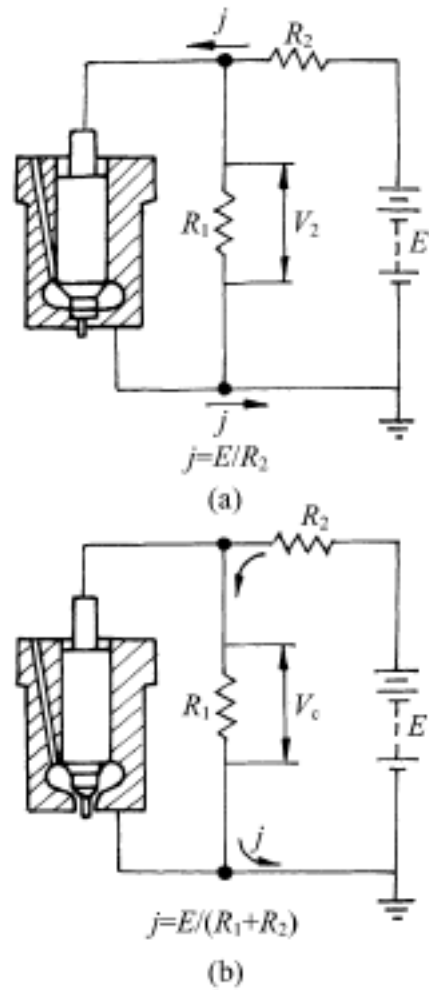
也比较快。

触点式喷油始点(供油)传感器的种类很多,但工作原理大致相同。

图 5-29 所示为以触点式喷油始点传感器为例的工作原理图。

由于喷油器针阀的滑动表面被绝缘,针阀座面起着针阀与针阀体之间唯一的触点的作用。利用该触点,就能检测针阀运动的起点即喷油始点,当然也能检测针阀运动的止点即喷油终点。

喷油以前,喷油器针阀座落在针阀体上,触点闭合,此时传感器的输出电压为零。喷油时,针阀升起,触点断开,输出电压变为 V_c 。与上述两种非接触式喷油始点传感器相比,输出电压 V_c 升高得快得多,此外如图 5-30 所示,在噪声敏感性、温度依赖性和信号延迟性等方面也有明显的优点。不过,这种传感器对喷油器针阀滑动面的绝缘性能有极高的要求。一般需选用二氧化锆(ZrO_2)作为绝缘材料,并采用改进过的离子电镀工艺,即成分缓变电镀(简称 GC 电镀)生成厚度为 $1.2\mu m$ 的绝缘层。这种绝缘层具有很高的附着强度,应力达到 $54.5MPa$ 时,镀层也不会损坏。此外,它还具有耐磨性好,电镀工艺温度低(不超过针阀的回火温度),电镀后厚度均匀,不需要再机械加工,适合大量生产和制造成本低等优点。



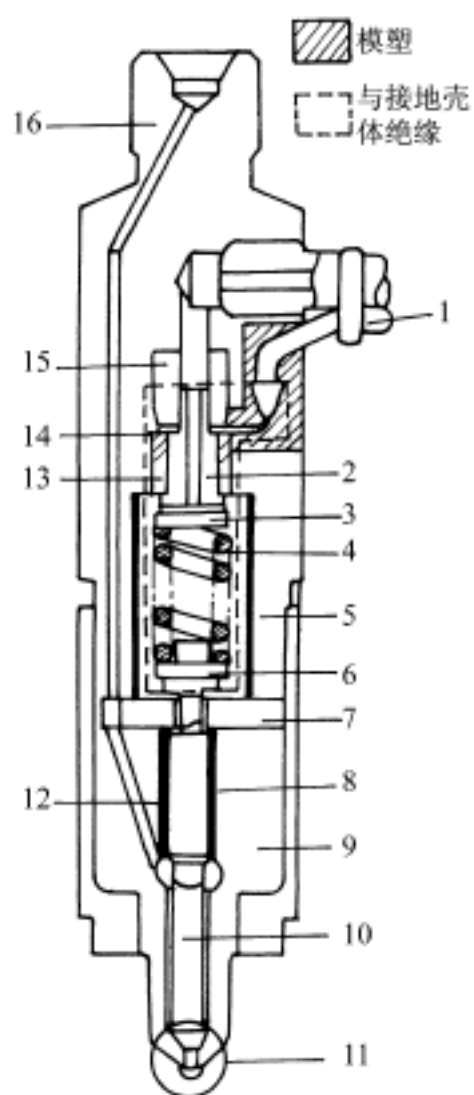
	电磁式	霍尔效应式	触点式
运动质量	0	+	+
零件数量	0	+	+
装 配	0	0	+
导 线 数	0	-	0
放 大	0	-	0
噪声敏感性	0	0	+
稳压电源	0	0	+
信号延迟	0	0	+
温度依赖性	0	-	+
耐 用 性	0	0	-

+: 有利; -: 不利; 0: 相同。

图 5-29 触点式喷油始点传感器原理图 图 5-30 电磁式、霍尔式和触点式喷油始点传感器特性的比较

图 5-31 所示为一种触点式喷油始点传感器(即 SOI 传感器)的结构。在虚线框内的部分和接地的喷油器体绝缘,只有在喷油器针阀的滑动面上用 GC 电镀工艺制成绝缘层。检测电流通过接触点、针阀、弹簧座、喷油器弹簧、垫片和导电支座与导线接通。导电支座和接线片用绝缘性能良好的塑料绝缘套和绝缘环固定,并与接地的壳体绝缘。绝缘套镶入弹簧室内,使喷油器弹簧与喷油器体完全绝缘。图 5-32 所示为一种装在供油正时“时间控制”的电控分配泵上的高速电磁阀中的触点式供油始点传感器(也叫电磁阀关闭持续期传感器,即 DVC 传感

器)的结构。用它来精确测定电磁阀关闭始点和终点(即阀开启始点)时刻。它是将电磁阀的阀门和阀座体偶件做成一个触点式传感器,阀杆滑动表面涂上耐磨的 ZrO_2 绝缘层,这样,阀座体上的阀座就成为阀门和阀座体间唯一的电路接通处,电磁阀打开时,阀门和阀座分离,电路被切断;电磁阀关闭时,阀门和阀座接触,电路被接通,因而可以很精确地测定电控单元向电磁阀输出的实际的驱动脉冲输出正时。这种触点式供油始点传感器的工作原理见图 5-33。



5-31 触点式喷油始点传感器结构图
1 - 导线;2 - 导线支座;3 - 垫片;4 - 喷油器弹簧;5 - 绝缘套筒;6 - 弹簧座;7 - 挡板;8 - 绝缘镀层;9 - 针阀体;10 - 针阀;11 - 接触点;12 - 滑动面;13 - 绝缘环;14 - 接线片;15 - 绝缘套;16 - 喷油器体

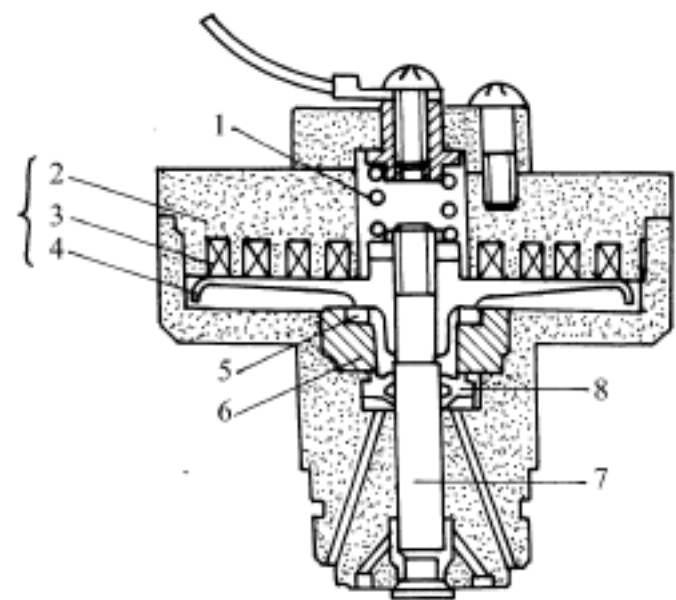


图 5-32 一种用于 VE 泵上的触点式供油始点传感器结构图
1 - 复位弹簧;2 - 定子;3 - 线圈;4 - 电枢;5 - 垫片;6 - 挡块;
7 - 阀;8 - 密封圈

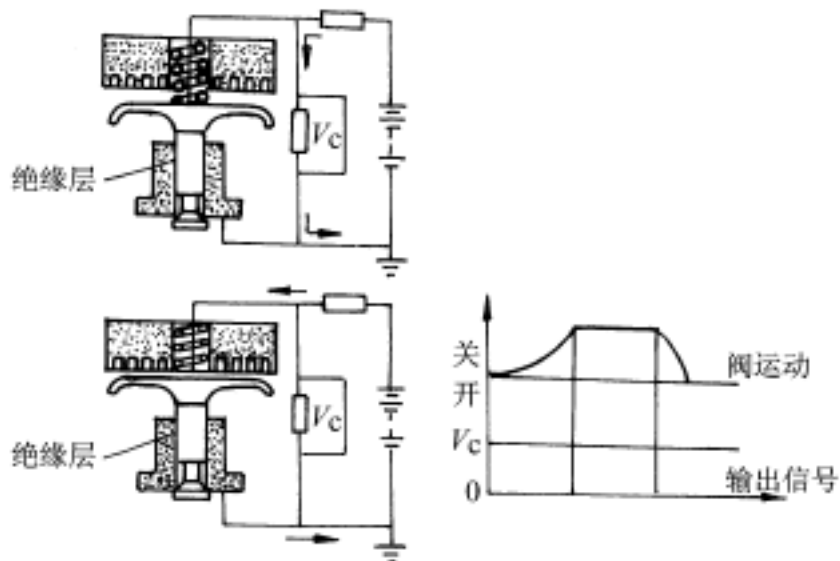


图 5-33 触点式供油始点传感器原理图

5.1.5 共轨系统燃油压力传感器

现代直喷式柴油机的最高喷油压力已超过 150MPa,在以微机为控制单元的共轨式燃油喷射系统中,由于采用了电/液控制的喷油器,喷油器针阀的开启是靠由电控单元控制的电磁阀来实现的,而不是像传统的喷油器那样靠燃油压力来开启的,所以,共轨油压的高低决定了喷油压力的高低。而喷油压力的高低是由电控单元根据柴油机工况的要求来决定的。在电控无液压放大的高压共轨系统中,为了精确地控制共轨油压,当高压供油泵产生的高压燃油被送入共轨后,由设置在共轨上的油压传感器测定共轨中的实际燃油压力,然后电控单元提供反馈

信息,由电控单元对高压供油泵上的 PCV 阀实施反馈控制,通过供油量的增减来调节共轨中的油压,使其稳定于目标值。

由于在电控无液压放大的高压共轨系统共轨中的油压很高,要求所用的燃油压力传感器具有高的耐压能力,可选用压阻式高压传感器或压电式高压传感器。压阻式传感器中的压敏元件是具有半导体压电阻效应的硅膜片,在电控发动机中广泛用于进气压力测量,由于这种传感器具有尺寸小、精度高、成本低和响应性、再现性、抗振性较好等优点,再由于在所测共轨中的油压信号的最高频率大约为 1kHz,而压阻式高压传感器的固有频率已在 100kHz 以上,所以一般采用压阻式高压传感器就可以了,其灵敏度为 50~100mV/ MPa,测量范围为 0~100MPa 或 0~200MPa,使用温度为 20~120℃。压电式传感器是根据晶体的压电效应制成的。在高压测量中,常利用石英晶体的纵向压电效应,因为此时晶体的机械强度更高。石英晶体有很高的绝缘性能,其压电常数基本上不随温度变化,性能稳定,使用温度高(550℃),固有频率也更高。图 5-34 中所示为一种同极性并联的多片石英晶体组合的传感器。石英片越多,测量的灵敏度也越高。

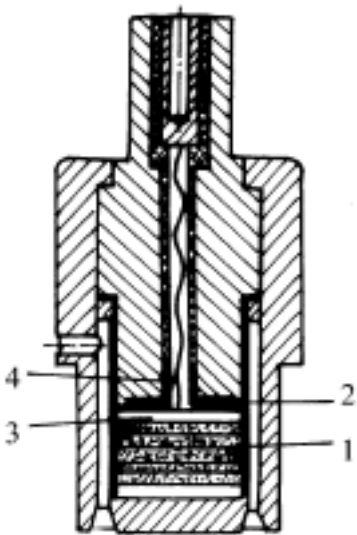


图 5-34 压电式燃油压力传感器

1 - 石英晶体组件;2 - 单片石英;3 - 电荷引出片;4 - 导线

5.1.6 空气流量计

在柴油机电控系统中,空气流量计的作用主要用来在废气再循环(EGR)控制中提供计算 EGR 率时的吸入空气流量的信息。

1. 体积流量检测型空气流量计

1) 翼片(叶片)式空气流量计

图 5-35 所示为翼片式空气流量计的结构。翼片由铸成一体的测量叶片和缓冲叶片组成。

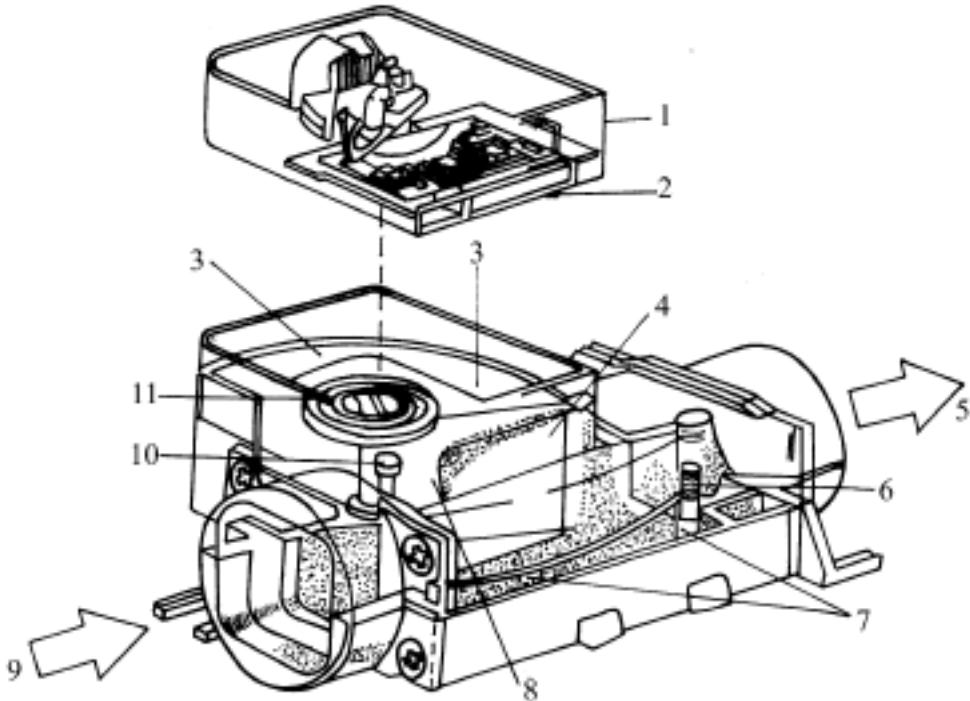


图 5-35 翼片式空气流量计的结构

1 - 电位计;2 - 接线插头;3 - 缓冲室;4 - 缓冲叶片;5 - 进气歧管侧;6 - CO 调整螺丝;
7 - 旁通道;8 - 测量叶片;9 - 空气滤清侧;10 - 进气温度传感器;11 - 回位弹簧

翼片转轴安装在流量计的壳体上,一端与螺旋弹簧相连,即与电位计内滑块连成一体。当测量叶片随空气流量的变化在空气主通道内偏转时,缓冲叶片同时在缓冲室内偏转,当柴油机吸入空气量急剧变化时,可对测量叶片起阻尼作用,使叶片平稳转动。由于翼片式空气流量计测出的是体积流量,因此必须设置进气温度传感器,电控单元根据进气温度信号对因进气温度变化而引起空气密度变化进行修正。

翼片式空气流量计的工作原理是:在进气流推动测量叶片旋转的同时,叶片受到回位弹簧的阻力。当推力与阻力平衡时,测量叶片处于某一稳定位置(如图 5-36 所示的 α 转角位置),此时转轴带动电位计滑块也偏转 α 角度,电位计输出与空气流量相对应的电信号。电压与空气流量之间的关系可用两种方式表示。一种是如图 5-37(a)所示的相对电压方式,由于电位计上电源电压 V_B 是蓄电池电压,当 V_B 发生波动时, $\frac{U_{CS}}{V_B}$ 之比保持不变,即可以 $\frac{V_C - V_S}{V_B} = \frac{U_{CS}}{V_B} = \frac{C}{Q}$ (C 为常数, Q 为空气流量)来表示进气流量 Q 与电位计输出电压 $\frac{U_{CS}}{V_B}$ 之间关系;另一种是如图 5-37(b)所示的绝对电压方式,由于电位计上电源电压是电控装置送出的恒定电压 V_C , V_C 不会发生任何波动,故可以用 $V_S = \frac{C}{Q}$ 直接表示流量 Q 与电位计输出电压 V_S 之间关系。图 5-38 示出了相对电压方式与绝对电压方式的输出特性。

假定测量叶片位于 α 转角位置时,有 $R_1 = R_2 = R_3 = 20\Omega$,当测量叶片开度不变(即各电阻阻值不变)时,电源电压 V_B 变化前后比 $\frac{U_{CS}}{V_B}$ 的变化情况如下:

电源 V_B 变化前,假定 $V_B = 12V$, 则 $V_S = 4V$, $V_C = 8V$, $V_C - V_S = 4V$, $\frac{U_{CS}}{V_B} = \frac{4}{12} = \frac{1}{3}^\circ$

电源 V_B 变化后变为 V'_B , 假定 $V'_B = 16V$, 则 $V'_S = \frac{16}{3}V$, $V_C = \frac{32}{3}V$, $U'_{CS} = \frac{16}{3}V$, $\frac{U'_{CS}}{V'_B} = \frac{\frac{16}{3}}{16}$

$= \frac{1}{3} = \frac{U_{CS}}{V_B}^\circ$

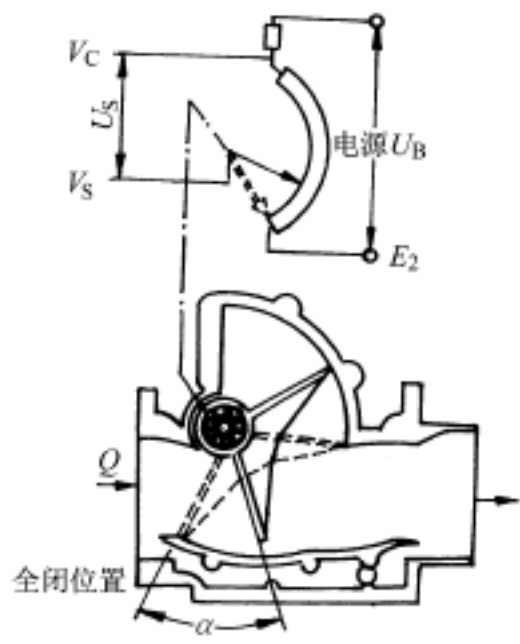


图 5-36 翼片式空气流量计的工作原理

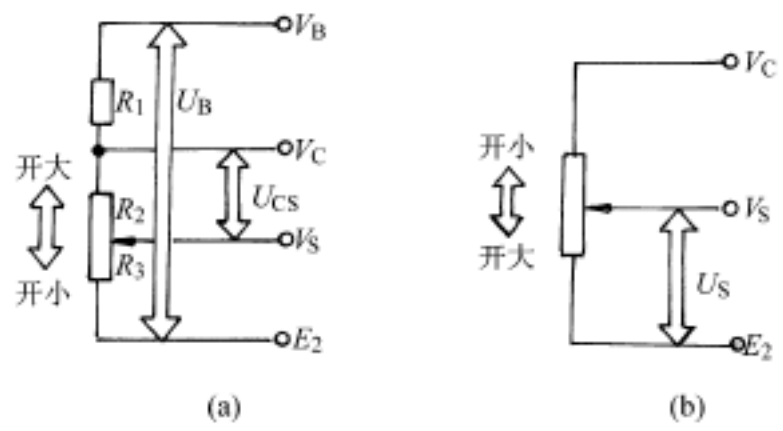


图 5-37 相对电压方式与绝对电压方式的检测原理
(a) 相对电压方式; (b) 绝对电压方式

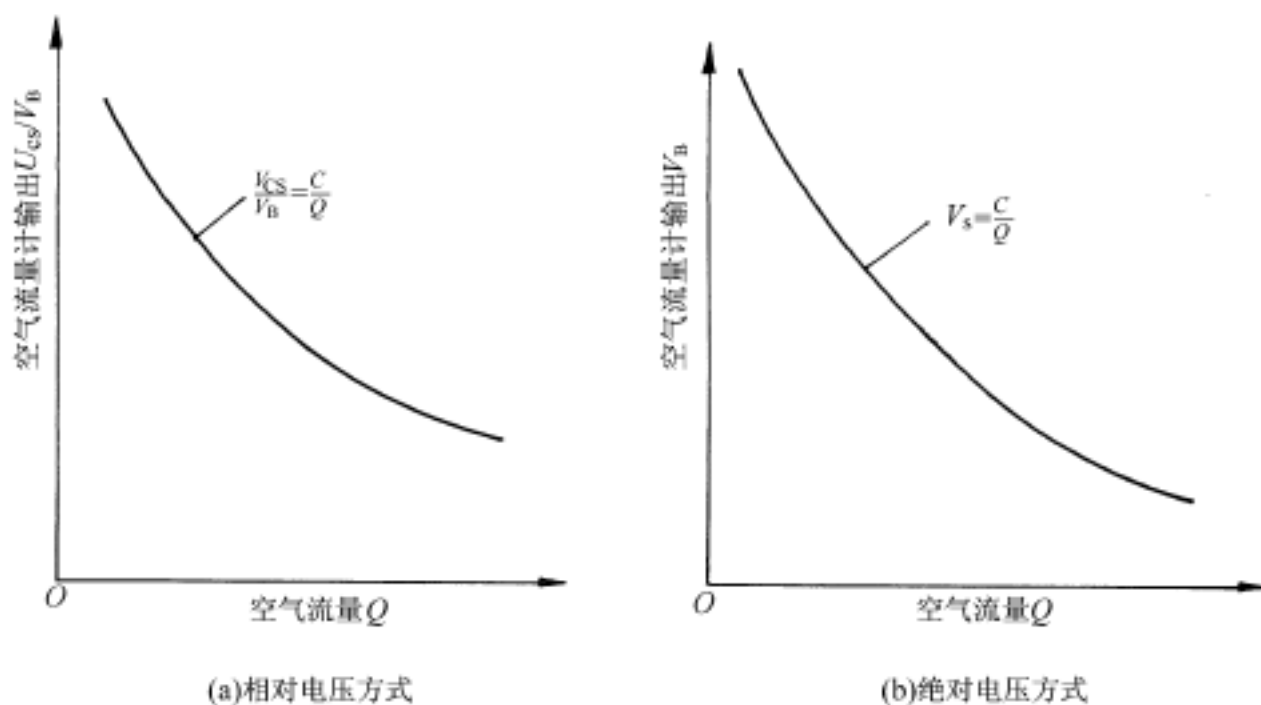


图 5-38 相对电压方式与绝对电压方式的输出特性

(a) 相对电压方式; (b) 绝对电压方式

由此可见,输入电控单元的信号 $\frac{U_{CS}}{V_B}$ 仅与流量计测量叶片开度大小(即进气量有关),而与电源电压 V_B 变化无关。

2) 卡门涡旋式空气流量计

卡门涡旋式空气流量计是利用气流流过障碍物(涡旋发生体)时会在障碍物下游产生一系列(如图 5-39 所示)的卡门涡旋的原理制成的。这种涡旋产生的频率 f 和流速 V 之间有如下关系:

$$f = St \cdot \frac{V}{d} \quad (s^{-1})$$

St 数(斯特劳哈尔数)在特定的雷诺数 Re ($Re = 10 \sim 10000$) 范围内,几乎保持恒定。所以如适当设计流通通路及涡旋发生体的结构尺寸 d ,使柴油机进气流量在上述雷诺数范围内,则 St 数在整个测量范围内为一常数。于是,只需测出卡门涡旋的产生频率 f ,就可以

得知气流流速 V ,进而得知气体的体积流量。卡门涡旋式空气流量计特点是:进气量越大,输出脉冲的频率越高;输出的数字信号可直接进入电控单元里。它与翼片式空气流量计相比,具有体积小(可装在空气滤清器内)、精度高、无机械结构、进气阻力小等优点。由于测出的是空气体积流量,故也需加装进气温度传感器,对空气量进行密度修正。

按测定卡门涡旋频率 f 的方法不同,卡门涡旋式空气流量计可分为以下两种型式:

① 超声波检测型卡门涡旋式空气流量计。图 5-40 所示为该空气流量计工作原理图。空气流经整流器而变得整齐而均匀后通过涡旋发生体产生一系列涡旋。在涡旋发生处的一侧安装超声波发生器,另一侧安装超声波接收器。由于涡旋引起空气密度变化,所以当连续的、频率固定的超声波通过密度变化的空气流时,接收器就会接收到与涡旋频率 f 对应的疏密波,经检测整形放大后成为与涡旋频率 f 相等的脉冲信号并送入电控单元。



图 5-39 卡门涡旋的形成

内。由于旁通空气道内与主通路内流量之比大体一致,故可通过测定旁通通路内空气流量来求得全部进气量。下面以主流测量方式为例,说明热线式空气流量计的一般结构与工作原理。

从图 5-42 中可以看出,热线式空气流量计置于主空气通路内,两端有金属网加以保护,以防止进气气流冲击和柴油机回火损坏白金热线。线径为 $70\mu\text{m}$ 的白金热线布置在支承环内,其电阻值为 R_H , 构成如图 5-44 所示的惠斯顿电桥电路的一臂。进气气流将白金热线上的热量带走,白金热线温度的下降导致电导率下降,即电阻值 R_H 变大。于是电桥失衡,混合集成电路输入端上差模电压变大,输出电压 U_{OUT} 上升,作用于 R_H 上电压电流也增大 ($R_H \propto R_K$), 导致热线温度上升, R_H 下降。只有当热线温度回到原电桥平衡时的温度, R_H 不变,电桥才得以重新平衡。可见进气流量越大,流过 R_H 上的电流 I_H 越大。输入电控单元的进气量电信号 $U_M = I \cdot R_M \approx I_H \cdot R_M$ (此地, $I_H = I_M + I$, 但因混合集成电路输入端为运算放大器,其输入电流 I 几乎为零,故 $I_H \approx I_M$), 于是 U_M 唯一正比于 I_H , 亦即正比于质量流量。热线支承环前端的塑料护套内安装了一个白金薄膜电阻,称为温度补偿电阻 R_K (R_1 是 R_K 的修正电阻,可以认为是 R_K 的一部分), 它是惠斯顿电桥电路的另一臂,其温度系数和电导率均同热线。热线支承环后端的塑料护套上粘结着一个精密电阻,该电阻能用激光修正,它是惠斯顿电桥的一臂 R_M , 该电阻电压即为热线式空气流量计输出电压 U_M , 惠斯顿电桥还有一臂 R_2 , R_2 安装在控制电路板上,在预定的空气流量下调定空气流量计时,其电阻值可在调试中用激光修正。

如电桥在某一进气流量下平衡,有 $R_K \cdot R_M = R_H \cdot R_2$ 。当进气温度变化 ΔT , 流量不变时有 $R_K' = R_K + \alpha \cdot \Delta T \cdot R_K$; $R_H' = R_H + \alpha \cdot \Delta T \cdot R_H$; $R_K' \cdot R_M = R_K (1 + \alpha \cdot \Delta T) \cdot R_M$; $R_H' \cdot R_2 = R_H (1 + \alpha \cdot \Delta T) \cdot R_2$; 因为 $R_K \cdot R_M = R_H \cdot R_2$, 所以 $R_K' \cdot R_M = R_H' \cdot R_2$ 。亦即设定 R_K 后,进气温度变化时就不会影响电桥原来的状态。所以热线式空气流量计无需因进气温度变化而补偿喷油量。

2) 热膜式空气流量计

图 5-45 所示的热膜式空气流量计的结构和工作原理与热线式空气流量计基本相同,所不同的只是将发热体由热线改为热膜,即将白金热线固定在薄的树脂膜片上。这种结构可使发热体不直接承受空气流动所产生的作用力,增加发热体强度,提高测量精度,延长使用寿命。

热线或热膜会因粘附进气气流中的灰尘而影响测量精度。为此每次停机后,系统会自动增大热线电流 1min, 将附在其上的污物烧掉。

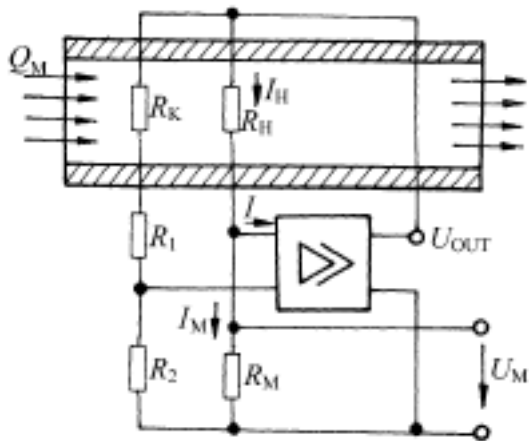


图 5-44 热线式空气流量计电原理图
 R_H - 热线电阻; R_K - 温度补偿电阻; R_M - 测量端电阻; R_2 - 调整电阻; R_1 - R_K 的修正电阻

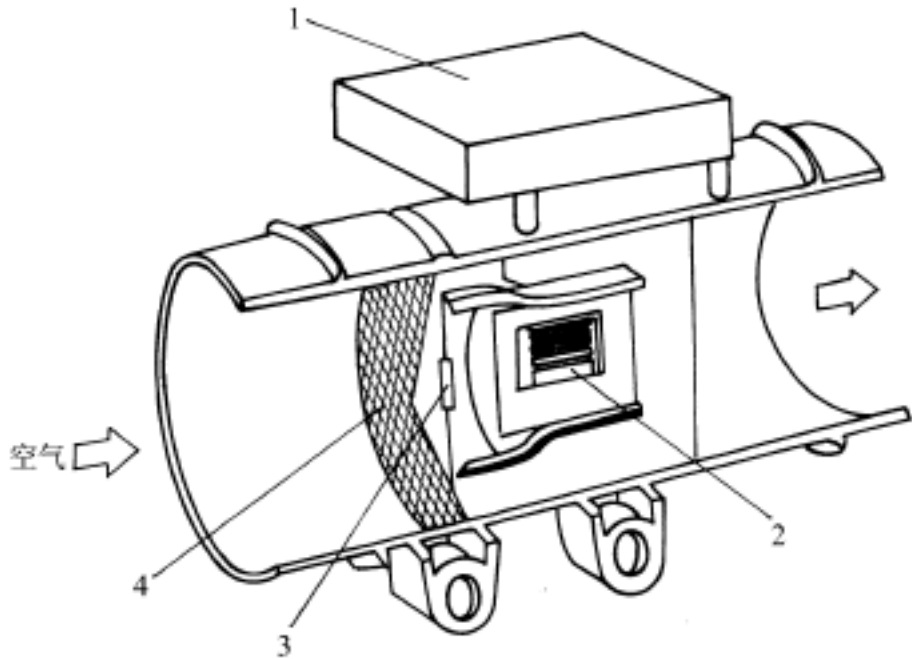


图 5-45 热膜式空气流量计

1 - 控制回路; 2 - 热膜; 3 - 温度传感器; 4 - 金属网

5.1.7 进气压力传感器

进气压力传感器种类较多,按其产生信号原理可分为半导体压敏电阻式、电容式、膜盒传动可变电感式。其中半导体压敏电阻式和电容式压力传感器应用较多,膜盒传动可变电感式压力传感器抗振动性和紧凑性较差,现已被淘汰。

1. 半导体压敏电阻式压力传感器

该压力传感器由硅片、集成电路和真空室组成,其结构见图 5-46,工作原理如图 5-47 所示。硅膜片封装在真空室内,其中部经光刻腐蚀形成直径约 2mm,厚约 50 μ m 的薄膜,薄膜内有四个以惠斯通电桥方式连接的应变电阻。硅膜片一侧为真空室,另一侧则导入进气压力,进气压力越高,硅膜片变形越大。与应变量成正比的硅膜片上的应变电阻的阻值也越大。利用惠斯通电桥将硅膜片变形变成电信号输出,经集成电路放大后输入电控单元的 Pim 端。

为防止电源电压波动影响 Pim 输出精度,电控单元为惠斯通电桥提供恒定的 5V 电源。

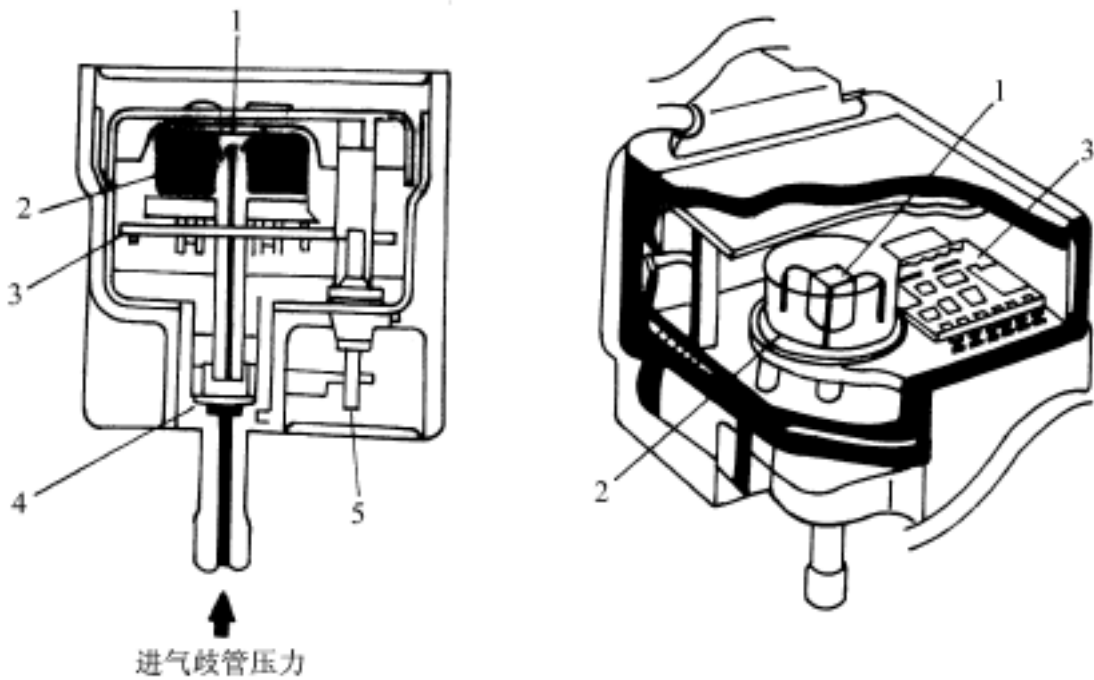


图 5-46 半导体压敏电阻式压力传感器

1 - 硅膜片; 2 - 绝对真空室; 3 - IC; 4 - 滤清器; 5 - 接线器

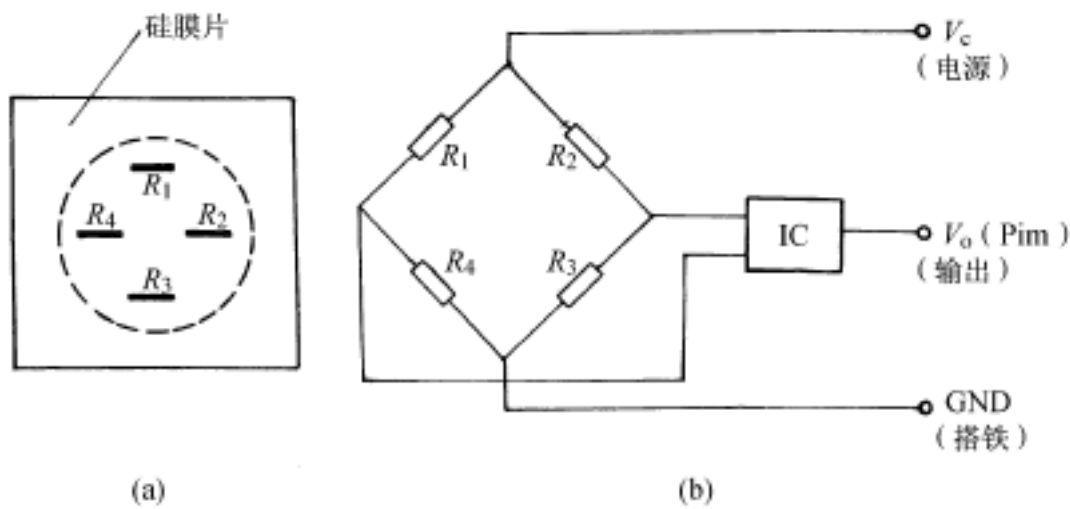


图 5-47 半导体压敏电阻式压力传感器工作原理

(a) 硅膜片; (b) 电路示意图

2 . 电容式压力传感器

在两个固定电极间,插入一个可随压力变化而移动的电极,当进气压力作用于该电极时,电极发生位移,于是在移动电极与两固定电极间形成两个可变电容 C_1 、 C_2 ,将这两个可变电容置入交流电桥相邻两桥臂,电桥就输出与电容变化相对应的交流电压,亦即输出与进气压力大小成正比的电信号。

这种压力传感器精度较高,但位移与电容变化量呈线性关系的范围较小,所以当压力变化较大时,压力变化量不与电容变化量呈线性关系。

5 . 1 . 8 温度传感器

温度传感器用来测量冷却液温度、燃油温度和进气温度,并将这些温度参数转变成电信号。电控单元根据这些信号,对供(喷)油量和供(喷)油提前角等做适当修正。温度传感器有热敏电阻式、半导体晶体管式、绕线电阻式、扩散电阻式、金属芯式和热电偶式等。目前应用较多的是热敏电阻式和晶体管式温度传感器。

1 . 热敏电阻式温度传感器

图 5-48 所示的温度传感器是利用了半导体热敏电阻随温度而变化的特性,其灵敏度较高。根据热敏电阻性质的不同,有 NTC(负温度系数)和 PTC(正温度系数)两种型式。通常冷却液温度和进气温度传感器均用负温度系数的热敏电阻作为感温元件,主要是因为这种热敏电阻的动态响应特性更好。其使用温度范围为 $-40 \sim 130^{\circ}\text{C}$,在空气中温度系数为 $-2\text{mV}/^{\circ}\text{C}$,响应时间为 10s 。图 5-49 所示为一种负温度系数温度传感器的特性。

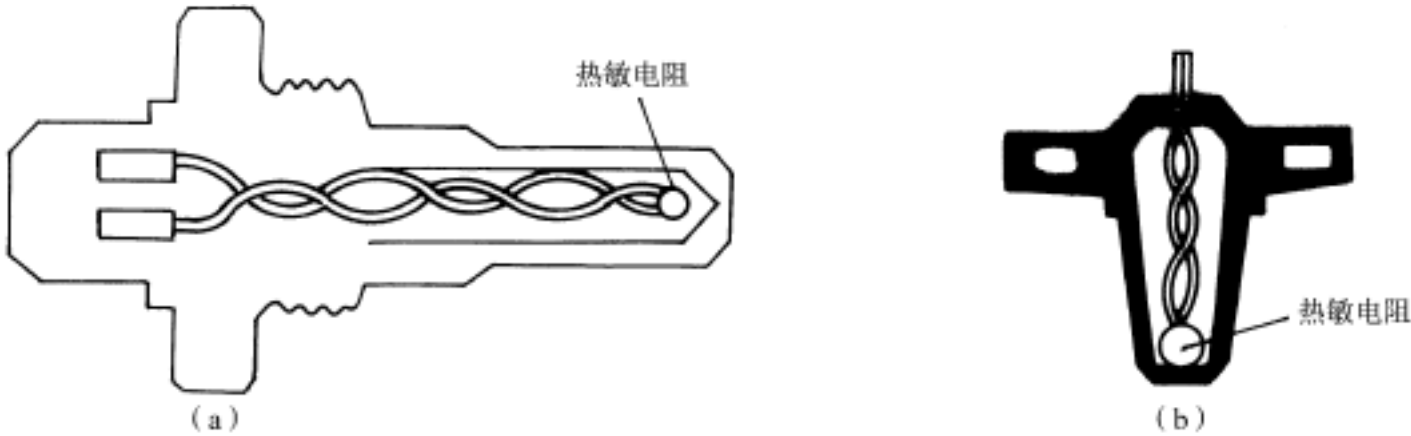


图 5-48 热敏电阻式温度传感器结构
(a) 冷却液温度传感器结构; (b) 进气温度传感器结构

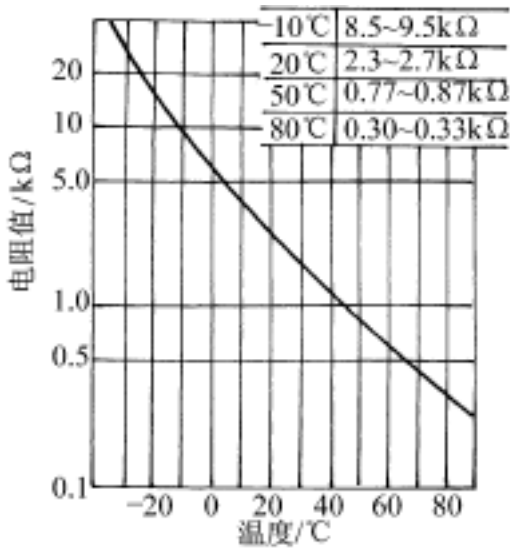


图 5-49 一种负温度系数温度传感器的特性

2 . 晶体管式温度传感器

晶体管式温度传感器是根据在一定电流下,硅晶体管的基极和发射极间的偏置电压依温度而改变的原理而制成。例如一种 MTS102 型晶体管式温度传感器,在 - 40~150℃范围内,其精度为±2℃,温度系数是 - 2 .25mV/ °C,带塑料外壳,在空气中的响应时间为 8s,液体中响应时间为 3s。

5 2 电控单元

5 2 .1 电控单元的组成和工作原理

汽车柴油机电控系统在运算原理、控制原理、存储原理、数据传输原理以及程序设计等方面与汽车汽油机电控系统基本相同或完全相同。系统由硬件(微机、外围设备、系统电源)和软件(各种程序等)构成。硬件中的外围设备即包括 5 .1 节中所述的各种传感器和 5 .3 节中所述的各种执行器等,而硬件中的微机也就是电控单元,即 ECU。

电控单元通常是在一块超大规模集成电路芯片上,集成了四个基本功能部分,即微处理器、存储器、输入通路和输出通路而构成的单片机。这是一种高效的过程控制器和数据处理器。图 5-50 所示为电控单元的方框图。图中还示出了与这四个部分互相结合的数据总线、地址总线和控制总线。

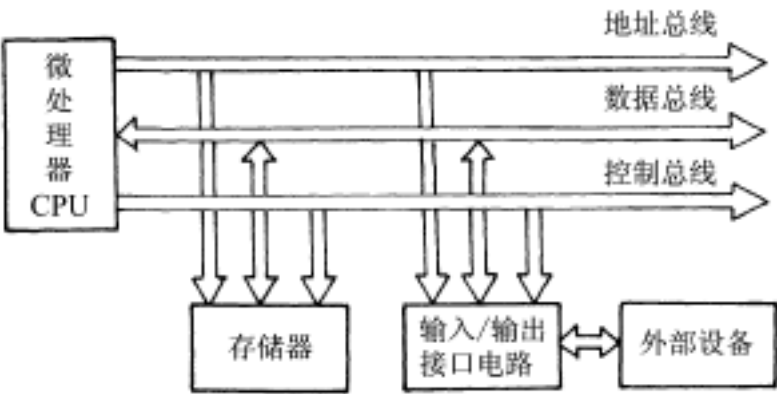


图 5-50 电控单元组成方框图

微处理器(CPU)是系统的“ 大脑”(如图 5-51 所示),通常由控制单元(控制器)、算术逻辑单元(运算器)和寄存器组成。有的微处理器中还包括时钟电路,提供基本的时钟脉冲(节拍)。有时也可将微处理器分成逻辑模块和驱动模块两个部分。逻辑模块的主要部分是微处理器及其辅助电路,它接受来自传感器的各种信号,经过运算处理,向驱动模块发出指令;驱动模块具有电流或电压放大器,把逻辑模块发来的指令放大后变为可直接驱动线性螺线管、电磁阀、力矩电机、步进电机等执行器的电流或电压。在早期的汽车柴油机电控系统中,由于控制内容少,往往把上述两个模块放在一块集成电路板上。而后来则将有关驱动模块放在相应的被驱动的部位上,如进行燃油喷射控制的驱动模块就布置在喷油泵上,并利用燃油对驱动模块进行冷却,以防过热。而作为控制核心的负责整机控制的逻辑模块则布置在比较安全的地方。更进一步的则将电控单元分为主微处理器和从微处理器,前者承担整机的控制功能,而后者承担某一控制功能,这种电控单元的结构如图 5-52 所示。

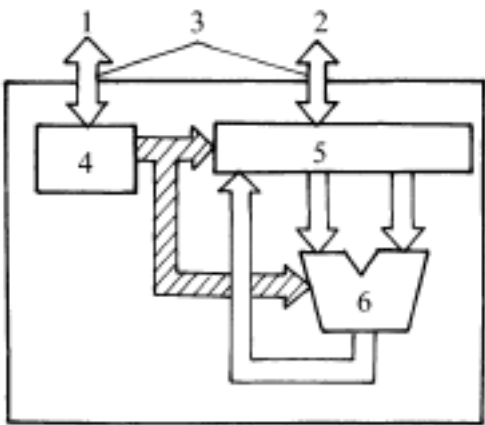


图 5-51 CPU 的组成

1 - 控制信号;2 - 数据;3 - 信息传送通道;
4 - 控制器;5 - 寄存器;6 - 运算器

微处理器负责启动和控制微机系统内的各项动作并协调各组成部分之间的数据传递、运

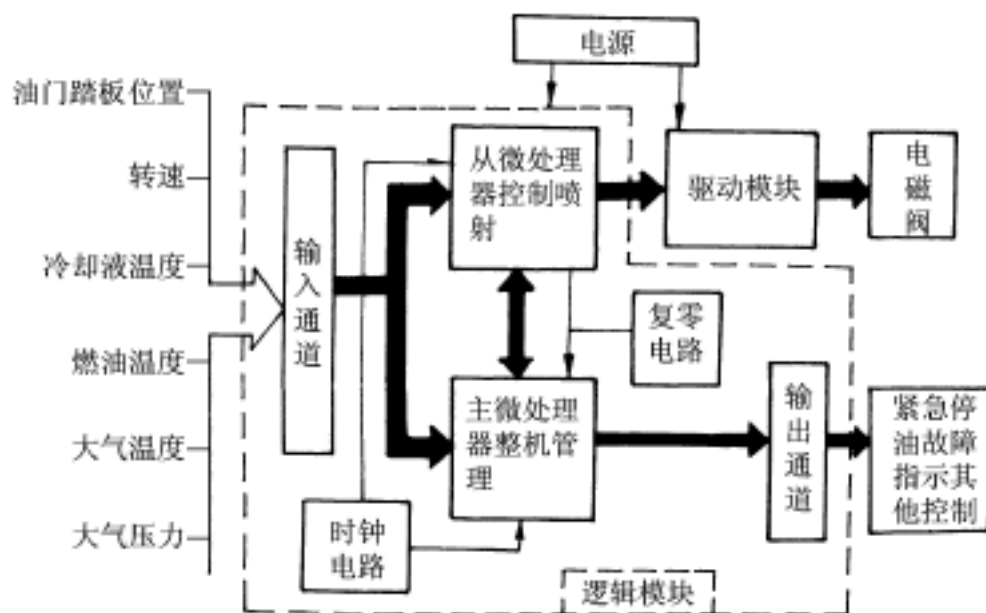


图 5-52 主、从微处理器电控单元结构方框图

算等。它接受 8 位、16 位或 32 位等二进制的数码指令。工作时,将指令用寄存器暂存起来,需用时再调出,并根据给它的信息执行这一指令。

存储器由许多存储单元组成,用来存储数据和运算程序。8 位的存储器中每一单元存储一个 8 位二进制数表示的信息。也就是说,一个 8 位二进制数可表示柴油机某一装置在某一工况下工作状态,如喷油泵的供油量(或喷油器的喷油量)、供(喷)油正时等的信息。而一个 8 位二进制数的最大值为 11111111,相当于十进制数的 255,所以,每种工况都可以在 0~255 种工作状态之间变化。为了能使微处理器找到所需要的信息,存储器中每个存储单元都有一个称为地址的二进制数表示的编号。存储器包括只读存储器(ROM)、随机存储器(RAM)、可编程只读存储器(PROM)和可清除可编程只读存储器(EPROM)、可保持存储器(KAM)等。

只读存储器用于存放固定信息,需要时可从中“读”出所存内容。信息一旦存入就不可改变并始终保存,不受断电或关机的影响,因而用它来存放永久性的程序和常数。例如在电控喷油系统中,用来存储控制程序软件及循环供(喷)油量脉谱图、供(喷)油正时脉谱图等,以及存储其他与各种运行工况匹配而预先选定的修正系数、修正函数、常数等控制参数。

随机存储器不仅能读取已存入的信息,还能随时写入新的信息,所以又称读写存储器。通常用来暂时存放可改变的数据或程序。例如在电控喷油系统中,它将各种信息暂时存放起来听候调用,或被后来的信息所置换。它可以将计算结果进行中间存储,以待处理。在关机或电源中断后,所存储的信息即被全部清除。

可编程只读存储器与只读存储器相似,但存入的程序可根据所控制对象的具体情况而稍有差别。它通常制成芯片,可从微机上拆下。常用来存储一些特殊的信息,例如个别型号柴油机特殊的供(喷)油正时调整、EGR 率调整等。使一种微机可适用于不同类型的发动机。

可清除可编程只读存储器与可编程只读存储器相似,但其原有程序可用紫外线消除,代之以另一程序。存储器可以重复使用,常用于原型系统试制或小批生产中。

可保持存储器与随机存储器相似。微处理器能从中读取信息,也能把信息写入或将其中的信息清除。然而,当关机时,只要微机未和电源脱开,其中的信息仍能保留,若与电源脱开,则其中的信息将被清除。

输入/输出接口(I/O)是过程通道与微机间的中介部分。微机和其他部件沟通、联系和信

息交换是靠过程通道完成的。按传输信号的形式可分为模拟量通道和开关量(数字量)通道;按信号传送方向可分为输入通道和输出通道。在模拟量输入通道中,传感器把连续变化的非电物理量转换成连续变化的模拟电量,然后通过模/数(A/D)转换器转换为微机可接受的数字量;而微机输出的数字量也要经过数/模(D/A)转换器转换成连续的模拟量,去控制可连续动作的执行器;开关量信号,将通过开关量输入、输出通道来传送。输入/输出接口(I/O)通常是通用的数字接口。其中分“并行接口”、“串行接口”和“脉冲列接口”等,起到了输入/输出装置的作用。必要时,输入/输出装置中还包括键盘(输入)和显示器(输出)。

总线用来实现系统中微处理器、存储器与输入/输出接口之间信息的传递。微机总线一般可分为三种:数据总线、地址总线和控制总线。

数据总线担负着微处理器与其他单元之间的数据和指令的传送。数据总线中的导线数目与数据的位数是对应的。例如 8 位微机就有 8 根双向导线。

地址总线担负着微机各单元之间的通信联系,也就是传送地址码的任务。微处理器需要对存储器内某存储单元进行存储或取出所需数据时,需要先将该存储单元的地址码送到地址总线,然后再送出“写”或“读”的指令,才能完成操作。对于 8 位微机,地址码采用二进制 16 位一次传送时,就有 16 根单向导线。

控制总线用来与微机各单元连接,微处理器通过它控制各单元的工作。

各单元间的数据传送由一个石英钟发出的时钟脉冲进行控制。当时钟的电压脉冲同时加在计算机的某两个部分时,数据即在这两部分之间传输,而此时计算机的其他部分都不工作,除非在同一瞬时收到类似的时钟脉冲。这种数据传输系统可以通过比较简单的形式,即同一系统并联的总线把微机各单元连接起来,保护数据的传输。

在现代汽车柴油机微机控制系统中,20 世纪 80 年代和 90 年代应用最多的是通用的 8 位或 16 位微处理器,除了通用微处理器外,还有专为各大汽车公司的柴油机开发制造的专用微处理器。进入 21 世纪后,将越来越多地采用 32 位微处理器。图 5-53 所示为电控单元中 CPU 的变化情况。

除上述基本组成外,硬件中还包括电源干扰保护装置、自检装置、后备系统等。

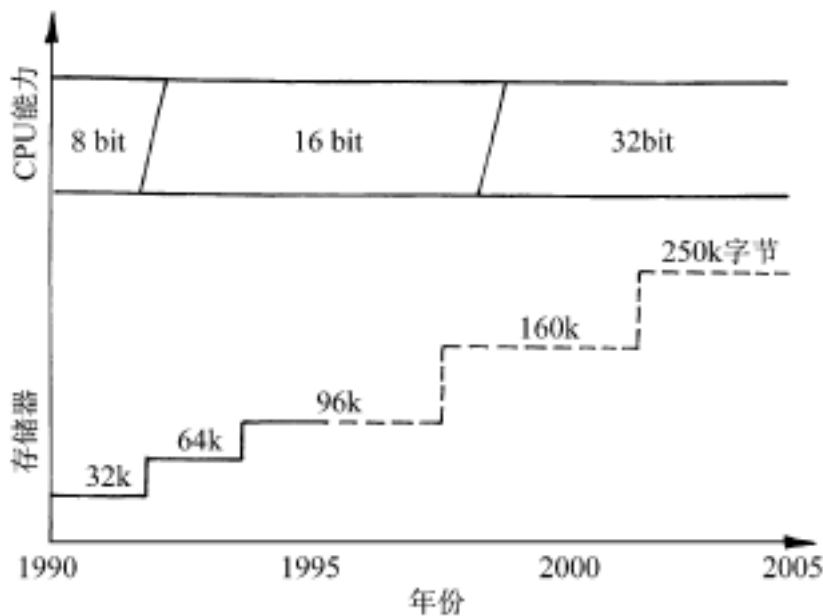


图 5-53 电控单元中 CPU 的变化

5.2.2 软件

软件在电控系统中起着控制和决策的作用。它发出各种指令告诉微机该处理什么信息和完成哪些操作运算。

建立软件前必须做好以下几项基本工作。

- ① 按照预定的控制目标和控制对象并按层次组成系统和各级子系统,分别建立模型,并利用模型进行分析,最后确定各种被控对象的各种变量;
- ② 对系统和各级子系统,分别利用控制理论,确定控制策略,选择最佳控制方式;
- ③ 协调系统和各级子系统的关系,实现综合控制,使柴油机整体性能达到预定的优化目标;
- ④ 对系统和各级子系统的具体构成和要素进行分析,实现各个组成部分的有机结合,最大限度地利用系统内部的各种资源。

软件中包括了各种控制程序和各种信息存储。一个电控系统必须有为了用户使用而预先定义好的指令系统和寻址方式的程序,才能实现所要求的功能或操作。程序一旦经过变换(编辑解释或汇编)就成为在微机内的一个“1”或“0”的模式。当一些存在于 ROM 或 PROM 中的程序被“固化”后,“软件”就变成了“硬件”的一部分。微机的指令系统中包括涉及存储器和累加器的存储查找指令、各种算术和逻辑运算指令以及程序控制指令等。就整个软件系统来说,有两个指令级是包含在硬件中的。一个是宏指令级,它对应于各种控制程序、规定要完成的指令和数据库单元的地址;一个是微指令级,它是根据各种指令操作所需要的控制时序而配备的,相应的微程序控制着信息在门、寄存器和累加器之间的传送。这些微指令由宏自动形成。

最主要的程序是主控制程序。一旦系统启动,微处理器就进入主控制程序,对系统进行初始化,实现系统的工作时序,判定控制模式,管理各种控制量的输出等。此外还有众多的服务性程序、中断处理程序和查表程序等。

在电控系统中,控制对象有差别,各种应用软件也是不同的。这些软件应满足以下几个基本要求。

- ① 由于汽车柴油机电控系统都是实时控制系统,因而软件的实时性要好,即信息处理必须在规定的时间内完成。特别是对多回路系统,实时性的要求更高。故在多数情况下,要采用汇编语言编写。
- ② 软件要按系统的具体要求来设计,针对性要好。每个软件从监控程序到算法程序均应保证系统工作在最佳状态,以获得较好的控制效果。
- ③ 不仅要有强的针对性,而且要有一定的灵活性和通用性。当控制系统结构相同或相似时,软件可以方便地进行移植。
- ④ 要具有故障自诊断功能,发现错误能及时处理。这也就是软件的工作可靠性。

在汽车柴油机电控系统中,软件多数采用模块结构,即把一个完整的控制程序分成若干个功能相对独立的程序模块。例如对工作过程进行监控而设置的过程监控程序模块;将输入数据或输出的控制量进行处理或变换的数据处理程序模块;控制策略(控制算法)及执行器控制程序模块等。每个程序模块分别进行设计、编程和调试,最后将调试好的程序模块统一连接起来。这样不仅单个程序模块设计与调试比较方便,而且单个模块又能被多个模块公用,便于取舍和修改。

5.2.3 电控单元的外围设备

电控单元与其控制的对象之间是靠外围设备即构成输入级的输入设备和构成输出级的输出设备来沟通的。输入设备主要是各种传感器,而输出设备则是实现控制目的的各种执行器。有关它们的结构和工作原理见本书的 5.1 节和 5.3 节。

5.2.4 工作流程

图 5-54 所示为电控系统的工作流程方框图。以电控燃油喷射为例,当柴油机起动后,微机控制系统进入工作状态。微机按需要迅速将循环供(喷)油量、供(喷)油正时等控制程序,从 ROM 中调出,进入微处理器,一个个指令逐个进行循环。执行过程中,所需要的信息来自各种传感器。从传感器来的各种信息进入输入接口后,数字信号直接进入微处理器,模拟信号经 A/D 转换变为数字信号后再进入微处理器。多数信息暂存在 RAM 中,等候指令再进入微处理器。然后将存储在 ROM(或 PROM)中的参考数据引入微处理器,微处理器对来自传感器的信号依次取样,并与参考数据进行比较和运算后,作出决定并发出输出指令信号。有些信号还必须经 D/A 转换器转换为模拟信号,最后经输出接口去控制执行器动作。

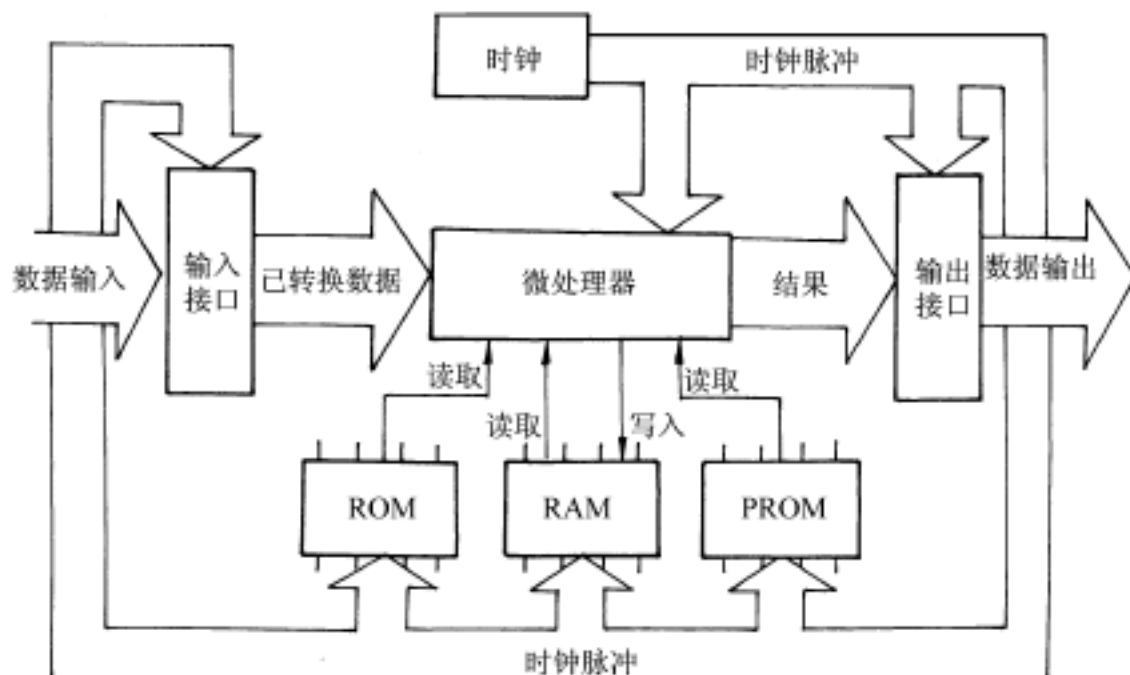


图 5-54 电控系统的工作流程方框图

在需处理和输出几个指令时,则采用中断处理方法。例如,微机正在进行 EGR 率的计算,恰为输出喷油指令的时刻,则微机临时中断 EGR 率计算,“保护现场”后,优先执行喷油信号输出处理程序。当处理结束后,再回过头来继续进行 EGR 率计算。这一中断处理使得微机可以选择最佳时机对输出进行控制。

上述流程可以综合为三步:首先是实时数据采集,对输出变量瞬时值进行检测;然后是实时决策,对采集到的信息按已定的控制策略进行处理,并决定控制过程;最后是实时控制,根据决策分析,适时地对执行器发出控制信号。

这里强调了三个“实时”,就是指微机对输入信息要尽可能快地进行处理,作出反应,进行控制。超出了所限定的时间,失去了控制的时机,控制就失去了意义。

5.2.5 工作条件

汽车柴油机电控单元的工作条件是非常苛刻的。

由于汽车经常是在不同的道路和气候条件下行驶的,所以,ECU 要承受车辆和发动机振动、冲击等产生的动载荷。振动加速度通常为零至几个 g ($g=9.8\text{m/s}^2$),最大可达 $15g$ 。振动频率变化范围从零点几赫至 2000Hz 。此外,它要承受柴油机工作及环境产生的热负荷。在汽车的发动机机舱内单是机体周围的温度就可高达 150°C 。它还可能接触到腐蚀性物质或因环境湿度而受蚀,也会受到油腻、雨水和灰砂的侵入。

由于不可避免的汽车电源电压波动和由电磁感应在短时间里产生的瞬变过电压(脉冲高电压),会使 ECU 受到电压不稳的影响和瞬时高电压的冲击。

ECU 还要受到来自车内(如充电发电机电刷、开关继电器触点间的火花放电及各种车载无线电设备等)和车外(如各种无线电通信设备、广播电台和电视台、雷达和雷电等)的各种电磁波的干扰。

因此,汽车柴油机 ECU 的各个组成部分和元器件都必须具有高的耐环境性、高的工作可靠性和高的抗电磁干扰性(电磁兼容性)。

5.2.6 电源

汽车柴油机电控系统的电源由车辆上所用的 12V 或 24V 的蓄电池和车用发电机——直流稳压电源组成。由于系统一般要求 $5\sim 7\text{V}$ 的直流电压,同时要求尽量避免电干扰,所以,其供电和接地接头(称为“无噪声”隔离接头)通常是和蓄电池主要供电系统(12V 或 24V)的接头分开的,其他用电设备的线路都不能接到这套独立的供电接头和搭铁接头上。

对汽车柴油机电控系统的电源有以下要求:要求供电系统抗瞬态干扰能力强,电源电压变化率小,波纹占有率小,可靠性高;输出阻抗要小,保证计算机能有效上电复位和安全关机;主电源关闭时能提供 5V 、 100mA 左右的弱电流,以维持电控单元中部分电路(如 RAM 电路)在关机状态下继续工作;电源除了应保持传统的 5V 输出外,还应为降低 CPU 电路的功耗而采取 3.3V 低电压对 CPU 供电;电源本身应具备完善的过热、过压、过电流保护等功能。

1. 车载直流稳压电源稳压原理及升压原理

1) 稳压原理

车载直流稳压电源采用两级稳压方案,稳压电源总的稳压精度等于两级稳压系数的乘积。

前级稳压由普通汽车电源的电子调节器完成。它能随汽车发电机转速自动调整发电机的激磁电流,控制发电机输出电压。由于输出电压的波动大部分可被蓄电池所吸收,故可实现预稳压目的。关于电子调节器工作原理及结构型式可参阅有关汽车电器的教材。后级采用高精度稳压电路。电源视使用场合不同,可有以下几种稳压形式。

(1) 闭环串联稳压电路

图 5-55 所示为闭环串联稳压电路电原理图。当 V_i 不变,负载 R_L 变化时,它的稳压过程是这样的:由于负载变动,使得 V_o 随之变化。当 $V_o \uparrow (\downarrow) \rightarrow$

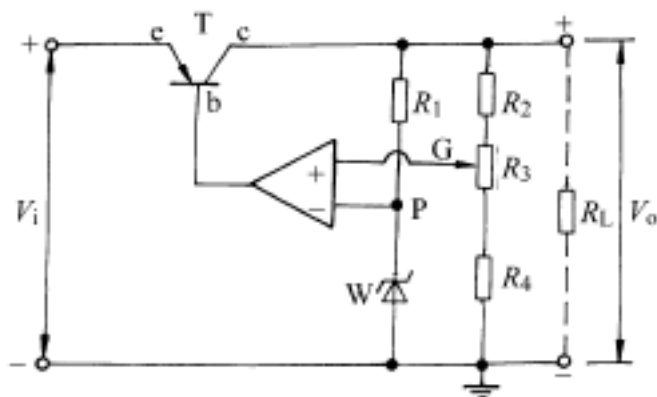


图 5-55 闭环串联稳压电路电原理图

$V_G \uparrow (\downarrow)$, 因为稳压管 W 的作用而 V_P 恒定不变, 这样使得运算放大器输出 $V_b \uparrow (\downarrow) \rightarrow U_{eb} \downarrow (\uparrow) \rightarrow U_{ec} \uparrow (\downarrow) \rightarrow V_o \downarrow (\uparrow)$ (因为 $V_o = V_i - U_{ec}$), 这样就实现了负载 R_L 变动时, V_o 不变的稳压目的。

(2) 开关调节器电路

图 5-56 所示为开关调节器电原理图。当输出电压 V_o 大于规定值时, V_b 很大(理由同上) $\rightarrow U_{eb} \downarrow (V_i \text{ 不变})$, 因为当 U_{eb} 小于晶体管导通所必需的 U_{eb} 值时, T 截止, i_c 趋于零。此时, 储存在 L 中的磁能通过二极管 D 供给 R_L , 从而获得稳压输出。由于晶体管 T 时开时关(开关电源由此而得名), 只有断续 i_c 电流通过晶体管 T , 所以功耗小, 散热量也小, 故该调节器用于大功率电源中。

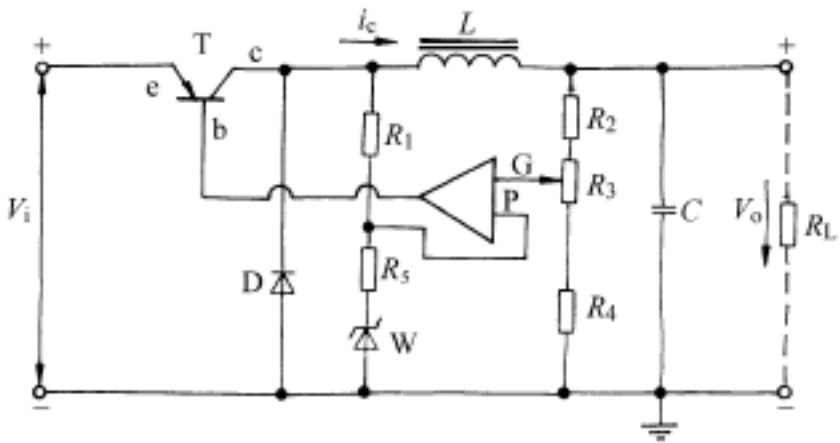


图 5-56 开关调节器电原理图

2) 升压原理

由于汽车电源中需要有如 20~25V 荧光显示管, 驱动电源、压电执行元件需要 500V 电源等, 常采用一种能把较低的直流电压变换为较高的直流电压的转换器进行升压。

图 5-57 所示为这种转换器的电原理图。这是一种把直流先变换为交流, 通过变压器升(降)压后再进行整流的装置。由图可见, 假定 V_i 接通瞬间, T_{R1} 接通, 则 N_1 有电流流过, 变压器铁芯磁通变化。 N_1 、 N_2 、 N_1' 和 N_2' 上产生感应电势如图 5-57 所示。 T_{R1} 基极绕组 N_1' 感应电势使 T_{R1} 继续导通。 N_2 感应电势使 T_{R2} 继续截止, 直至变压器铁芯磁通饱和, N_1' 、 N_2' 上感应电势为零, T_{R2} 截止, $i_{c2} = 0$ 。变压器铁芯磁通发生同 T_{R1} 导通情况相仿的变化。这样, 两个晶体管交互来回开/关, 升压变压器初级线圈产生交流电, 经次级线圈升压, 形成高电压, 再利用二极管 $D_1 \sim D_4$ 进行整流, 就能获得所需的直流高压。

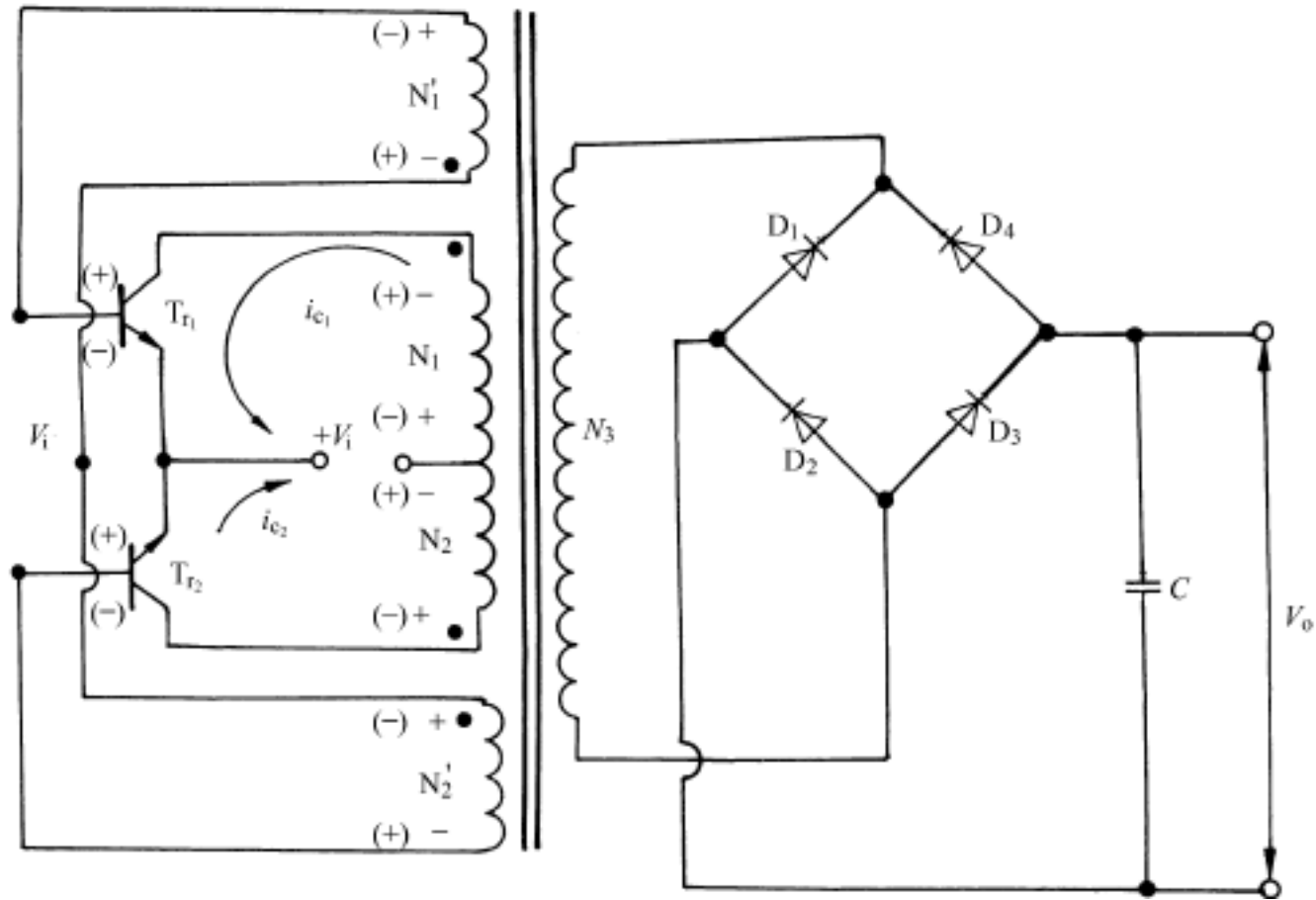


图 5-57 直流-直流转换器电原理图

2. 电控单元电源电路的供电形式

电控单元电源由主继电器控制, 基本工作原理如图 5-58 所示。接通电源钥匙开关(俗称点火开关), 主继电器线圈通电, 触点闭合, 电控单元通电; 反之, 则断电。这样, 电源钥匙开关上只要通过很小的电流, 便能控制供给电控单元的大电流通、断。

图 5-59 是典型的电控单元电源控制电路。当电源钥匙开关断开后, 备用电源(Batt)不断电。这样, 可保证由备用电源供电的 RAM 内信号不因电源钥匙开关断开而丢失(RAM 内储存有汽车音响、时钟和故障自诊断系统故障码等信息)。

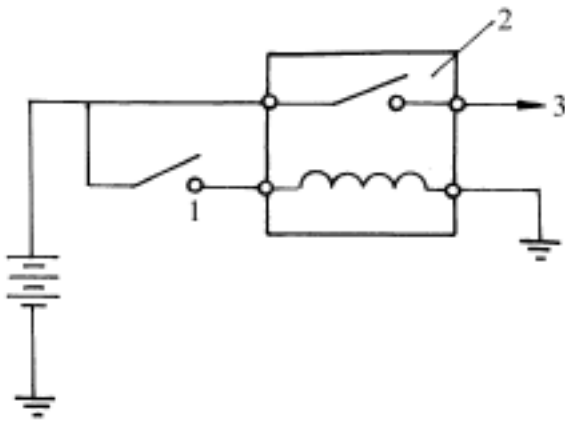


图 5-58 电控单元电源基本工作原理
1 - 点火开关; 2 - 主继电器; 3 - 接 ECU

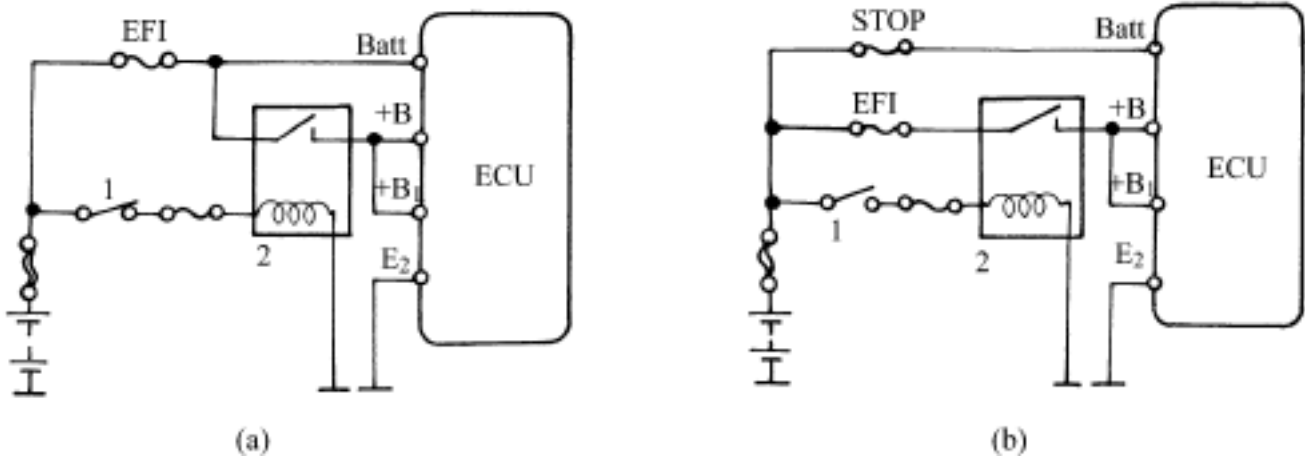


图 5-59 典型的电控单元的电源控制电路
(a) 电控单元电源控制电路形式 I; (b) 电控单元电源控制电路形式 II
1 - 点火开关; 2 - 主继电器

5.3 执行器

如前所述, 在以微机为控制单位的现代汽车柴油机电控系统中所用的很多传感器是和现代汽车汽油机电控系统中所用的传感器相同的。它们所用的电控单元在硬件上也大致相同。由于汽油机电控技术已经比较成熟, 因而, 对现代汽车柴油机电控系统来说, 传感器和电控单元在技术上已不存在太大的难点。然而, 现代汽车柴油机电控系统中所用的执行器却和汽油机有很大的不同, 特别是在燃油喷射控制中所用的执行器。由于柴油机缸内混合的特征对循环喷油量、喷油正时的精度要求很高, 柴油机燃油喷射又具有高压(为汽油机燃油喷射压力的上百倍甚至上千倍)、高频和脉动等特点, 再加上柴油机燃油喷射装置的多样性(直列泵、分配泵、单体泵、泵喷嘴等), 这些都使得现代汽车柴油机电控系统在燃油喷射控制中所用的执行器远比汽油机电控系统执行器复杂, 技术含量也要高得多。可以这样说, 柴油机电控技术的关键和难点就是执行器。

和现代汽车汽油机电控系统中所用的执行器一样, 现代汽车柴油机电控系统执行器也由驱动电路、执行电器和机械或液力/机械执行机构等三部分组成。其中, 驱动电路通常包含在电控单元的驱动模块中, 而执行电器和机械或液力/机械执行机构则常制成一体, 因而常把合成一体的执行电器和机械或液力/机械执行机构称为执行器。由于执行器是电控单元对被控对象实施调控的惟一机构, 又与柴油机的有关部件连接, 因此, 除了需要有很高的调节精

度和调节稳定性外,还必须具有足够的强度,良好的抗振动和抗干扰能力。

现代汽车柴油机电控系统执行器的种类和形式很多。按对控制目标的控制方式可分为用来替换传统的机械执行机构的机电一体化的执行器(如在各种“位置控制”中用的执行器)、直接执行控制任务的执行器(如在各种“时间控制”中用的执行器)两种;按能量转换方式或工作原理可大致分为直接以电磁能量为驱动能量的电磁式、以电磁线圈(也称螺线管)与各种油压或气压伺服机构组成的电/液(或电/气)式两种;按操作力的产生来分,有只产生单向操作力(线性螺线管或转动式螺线管)和产生双向操作力的(动圈式线性螺线管和步进电机)的执行器;按操作力方向分,有产生直线力和旋转力矩的执行器;按运动状态分,有开关执行器和连续动作执行器等。

5.3.1 线性螺线管和电磁阀

线性螺线管的结构和工作原理与电磁阀基本相同,当线性螺线管中的电枢与阀连在一起时,就成了电磁阀。

线性螺线管的基本结构如图 5-60 所示。它由线圈、电枢、复位弹簧以及屏蔽外壳等构成。线圈通电时,电枢在电磁力作用下克服复位弹簧力而产生位移;线圈断电时,磁场消失,电枢在复位弹簧作用下复位。

图 5-61 所示为一种用比例型线性螺线管作为执行器的直列泵油量调节齿杆行程或位置控制装置的示意图。齿杆位移执行器为一个二阶弹簧-阻尼系统,控制电流通过螺线管时,电枢磁化,在磁饱和前,电磁力随电流的平方而变。磁饱和时,电枢产生一个与螺线管中电流成正比的力,此力的大小随电枢与螺线管磁芯之间的距离而变。通过电磁力与复位弹簧力平衡,使齿杆定位。如图 5-62 所示,电磁力是齿杆位置和螺线管中的电流的函数。图中示出了螺线管的最大允许电流,此最大电流由执行器的电流控制来限制。图中也示出了作为齿杆位置的函数的弹簧力大小。线性螺线管产生的电磁力和复位弹簧力间差值的正、负值对应于齿杆的加、减速。根据齿杆的实际位置和预定位置间的偏差量,改变输入螺线管的电流就能精确控制齿杆的行程或位置。在循环供油量“位置控制”的电控直列泵系统中,这种线性螺线管常用来对油量调节齿杆的运动进行控制。第 3 章中图 3-4 中所示的就是采用了这种用线性螺线管对油量调节齿杆的运动进行控制的电子调速器。其控制力曲线如图 5-63 所示。在最大电流时的控制力为 60~70N。齿杆平均响应速度为 300mm/s。

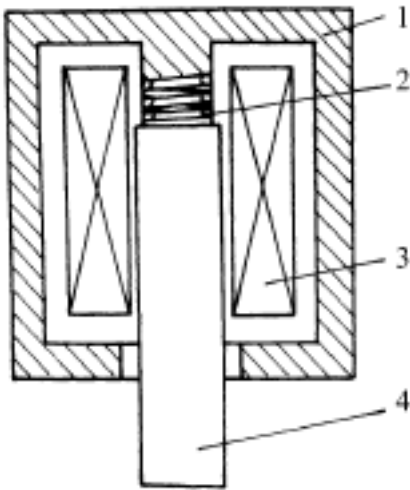


图 5-60 线性螺线管基本结构示意图

1 - 屏蔽外壳; 2 - 复位弹簧; 3 - 线圈; 4 - 电枢

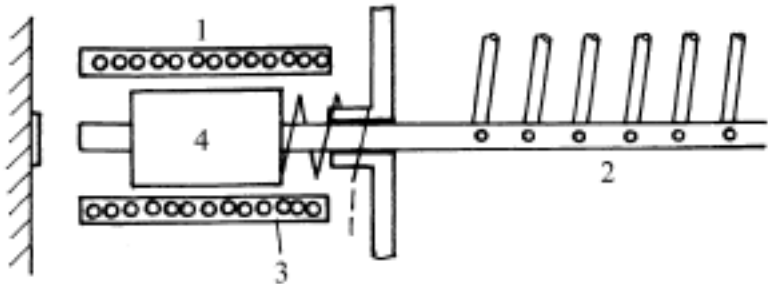


图 5-61 采用比例型线性螺线管的齿杆位移执行器简图

(图中 1、2、3、4 同图 5-60)

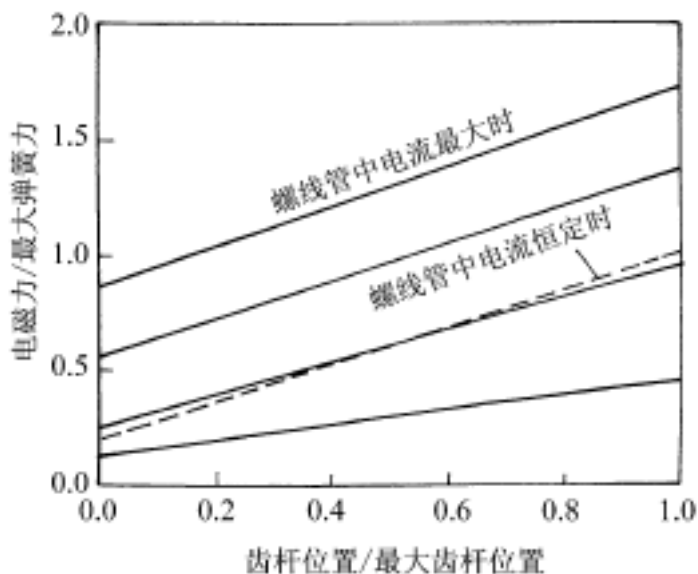


图 5-62 电磁力、齿杆位置和螺线管中电流大小的关系

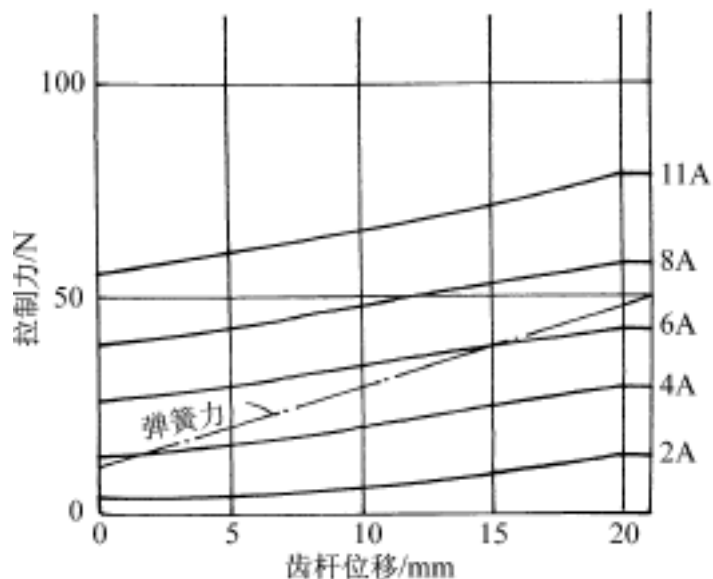


图 5-63 一种电子调速器的控制力曲线

图 5-64 所示为一种用比例型线性螺线管作为执行器的 VE 型分配泵油量调节滑套位置控制装置的示意图。线圈通电后,电枢受到磁力的作用推动与其连在一起的推杆向右移动,其推力与螺线管中的电流成正比。

电磁阀的种类很多,按所要完成的控制任务分大致可分为三种类型:一是用来进行转换控制的开关型,一般用于液体通路的开关控制;二是用来进行功能控制的快速开关型,可以较高的频率工作,常利用它的高速开关功能来控制油路中油压和流量的调整;三是用来进行线性模拟控制的比例型,常用于驱动力或控制油量要按比例分配,要求响应速度快、精度高的控制。

从图 5-65 可以看出,在供油正时“位置控制”的电控 VE 型分配泵系统中,用来进行供油正时控制的正时控制阀(TCV 阀)就是一个线性螺线管中的电枢与滑阀连在一起构成的电磁阀。再从图 5-66 装有 TCV 阀的供油正时控制器可以看出,按照电控单元的指令,TCV 阀中的电枢带动滑阀移动,接通或关闭正时活塞两侧高压室和低压室之间的通道,改变正时活塞高、低压室间的压差;或按照预先规定的负载比来控制滑阀的位置,通过改变正时活塞两侧高、低压室间的通道截面,来改变正时活塞高、低压室间的压差,这样就能达到控制正时活塞的位置,即控制供油正时的目的。

在按照预定的负载比来控制滑阀位置时,要考虑 TCV 阀激发频率对供油正时的影响。图 5-

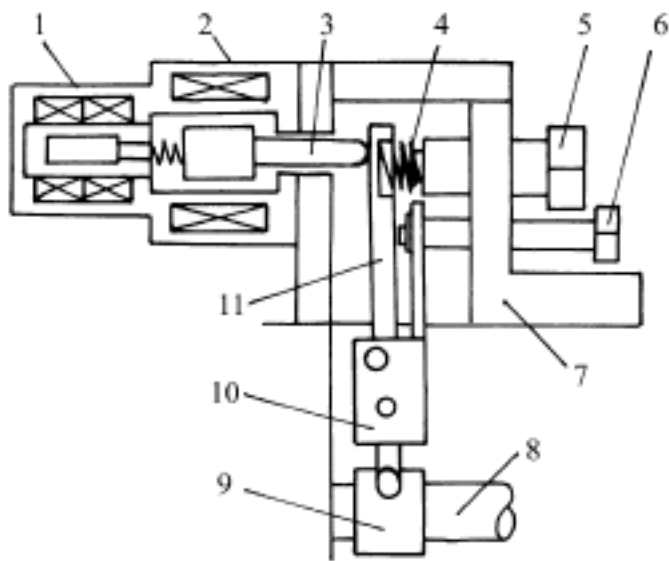


图 5-64 采用比例型线性螺线管的 VE 泵调节滑套位移执行器示意图

1 - 位置传感器;2 - 比例电磁铁;3 - 推杆;4 - 复位弹簧;5 - 调整螺钉;6 - 油量调整螺钉;7 - 壳体;8 - 柱塞;9 - 滑套;10 - 摆架;11 - 拨杆

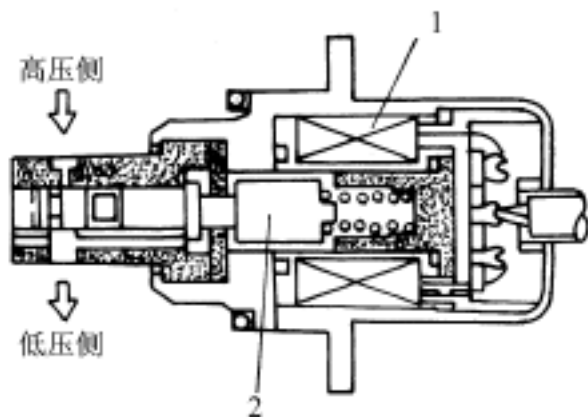


图 5-65 用于 VE 泵中的供油正时控制阀(TCV 阀)

1 - 线圈;2 - 滑动磁芯

67 所示的例子中,在 67 Hz 和 100 Hz 附近产生了共振,造成供油正时的不稳定。为避免共振的发生,要根据柴油机的转速来调整 TCV 阀的激发频率。

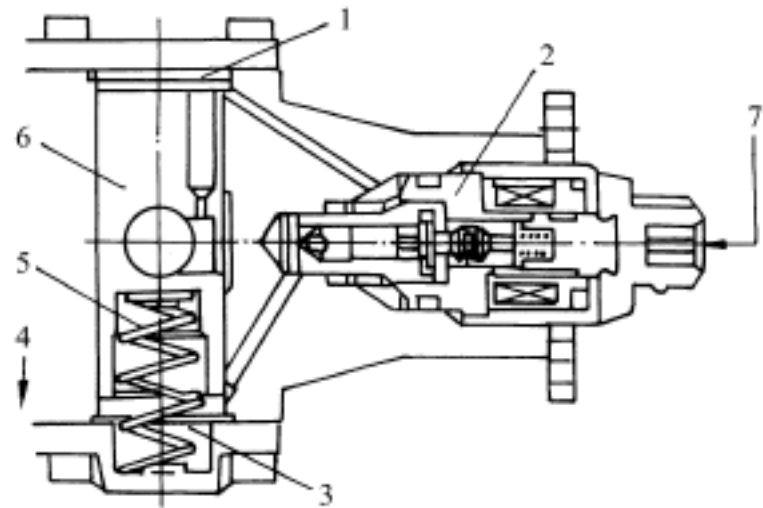


图 5-66 装有 TCV 阀的供油正时控制器

1 - 高压室(来自喷油泵内); 2 - 正时控制阀; 3 - 低压室(通往输油泵吸入端);
4 - 提前作用; 5 - 正时弹簧; 6 - 正时活塞; 7 - 来自电控单元的驱动信号

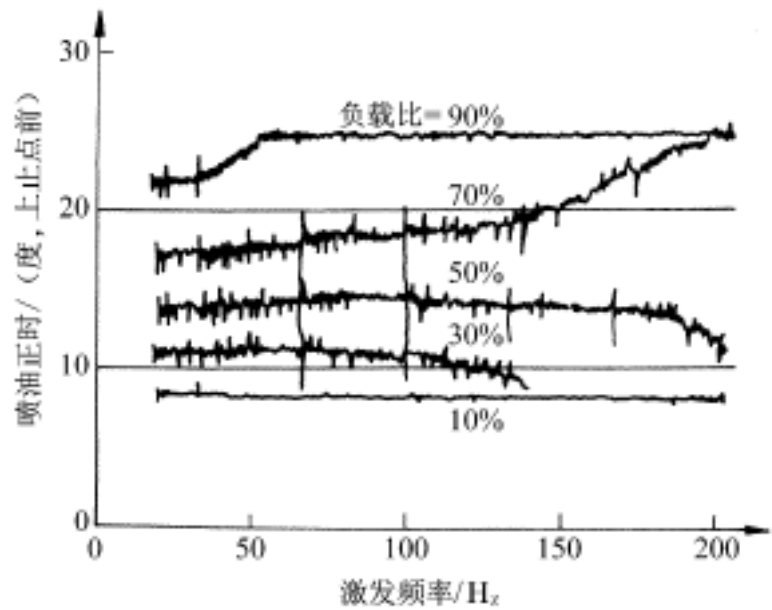


图 5-67 TCV 阀激发频率对喷油正时线性的影响
(1000 r/min, 15 mm³/循环)

在第 3 章图 3-8 所示的循环供油量“位置控制”的电控径向柱塞型分配泵系统中,为改变分配转子尾部油腔的油压,使分配转子产生轴向位移,最后使滚子座行程发生变化而改变循环供油量,专门设置了电控单元控制开启或关闭的开关型供油电磁阀和排油电磁阀。分配转子最大位移的响应时间不大于 0.1s。图 5-68 所示为高转速时典型的分配转子位置变化的响应曲线。

在循环供油量“时间控制”的电控 VE 型分配泵系统中,装在进油通路内的高速电磁溢流阀就是一个开关型电磁阀(参见图 5-32)。电磁阀的关闭时刻决定了供油始点,关闭持续时间决定了循环供油量。为提高电磁阀的响应速度,它采用了如图 5-69 所示的具有多圈线圈和大面积的电枢的圆盘形螺线管,

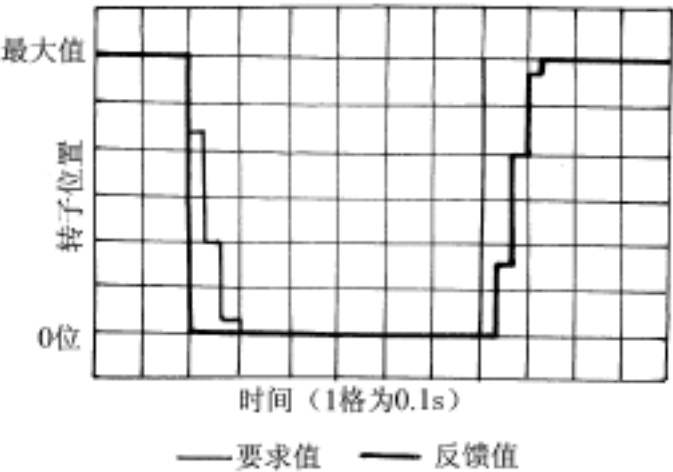


图 5-68 分配转子位置变化的响应特性

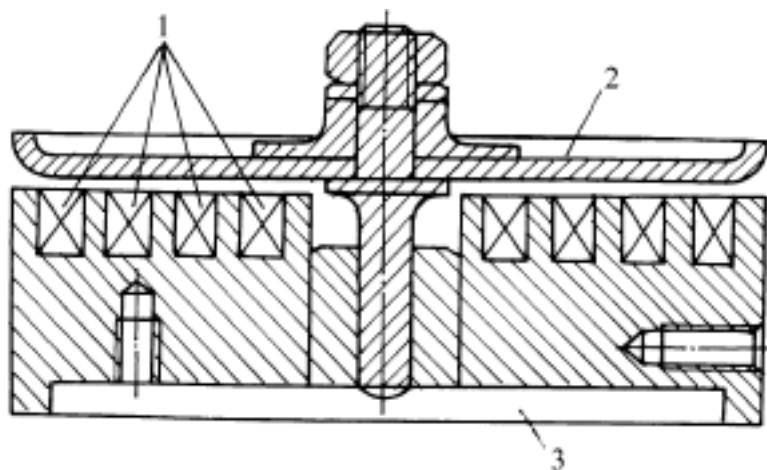


图 5-69 圆盘型螺线管

1 - 线圈; 2 - 电枢; 3 - 定子

用来缩短磁路, 增大单位体积的磁力, 以改善所产生的吸力和响应特性。图 5-70 和图 5-71 分别为这种圆盘形螺线管的响应特性以及电磁力与电流的关系。从图中可以看出, 在 1 ms 以内, 其位移达 0.4 mm, 电磁力达 20 kgf (1 kgf = 9.8 N) 以上。

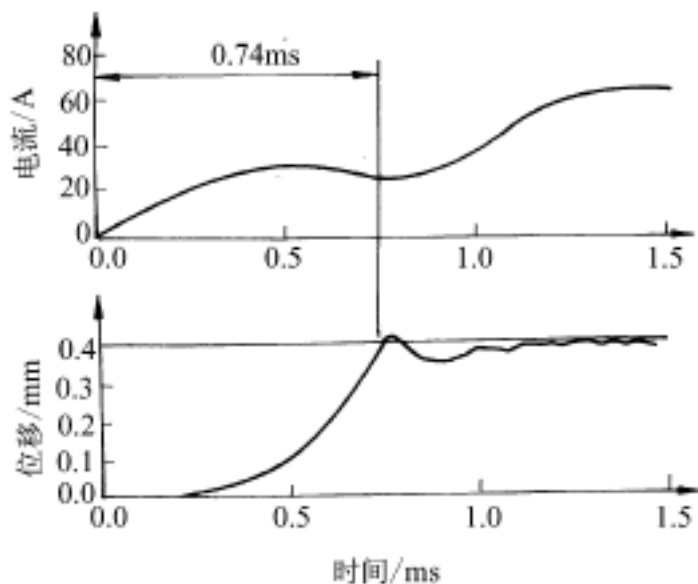


图 5-70 圆盘形螺线管的响应特性

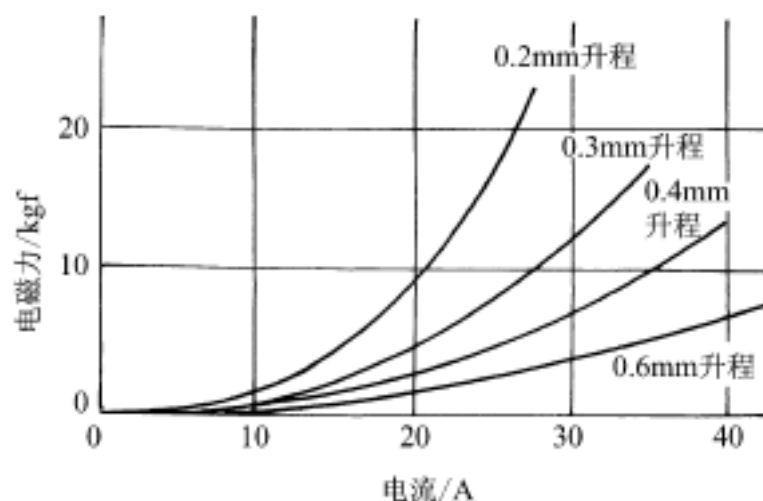


图 5-71 圆盘形螺线管电磁力与电流的关系

图 5-72 所示为另一种用于循环供油量“时间控制”的电控 VE 型分配泵系统中进油通路内的高速电磁阀, 其功能同上。电磁阀电枢布置在磁路正中, 功率密度高, 磁耗损失低。电磁阀开启和关闭时的拉力也设计得尽可能大, 而阀的运动质量设计得尽可能小, 以满足高压密封和动态反应性能好的要求。图 5-73 所示为这种电磁阀的工作特性。

此外, 在一些循环供油量“时间控制”的电控径向柱塞型分配泵系统中所用的如第 3 章图 3-17 所示的高速推拉型螺旋电磁线圈做成的电磁溢流阀, 图 3-16 所示的电磁触发阀控制的溢流阀等, 都是线性螺线管和电磁阀作为执行器的具体应用。

线性螺线管和电磁阀还常常与液压伺服机构结合在一起构成电/液控制的执行器。显然, 采用各种油压或气压伺服机构是为了减小电磁式执行器的体积和提高控制力。

在第 3 章中图 3-7 所示的就是一种用线性螺线管和液压伺服机构结合在一起的、作为循环供油量

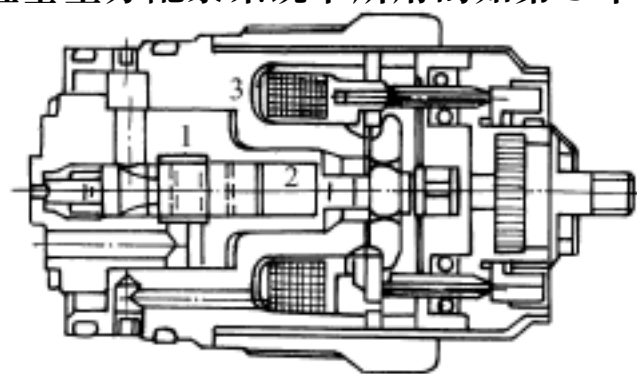


图 5-72 用于 VE 泵进油通路中的高速电磁阀

1 - 阀座; 2 - 阀芯; 3 - 阀体

“位置控制”的电控直列泵系统中油量调节齿杆运动执行器。这是一个由线性螺线管控制液压伺服活塞再推动齿杆运动的执行器。液压伺服机构的工作液为柴油,由供给喷油泵燃油的电动输油泵供油,油压为 0.3MPa。执行器的控制力可达 140N,齿杆响应速度为 100mm/s。

同样,图 5-66 所示的一种作为供油正时“位置控制”的电控直列泵系统中喷油正时控制执行器电磁/液压提前器(喷油正时控制阀),也是用线性螺线管和液压伺服机构结合的例子。其可控制的供油正时范围最大为 14°曲轴转角,控制误差不超过 0.5°曲轴转角。

在第 3 章图 3-65 所示的一种采用可变柱塞预行程实现对供油速率控制的电控直列泵控制系统示意图中可以看到,它采用了一个比例型电磁/液压控制阀,根据电控单元的指令,按比例控制电磁阀的电流,利用与电流成正比的机油压力对柱塞预行程进行控制。另一个比例型电磁/液压控制阀,则按电控单元的指令,对循环供油量进行“位置控制”。

5.3.2 伺服式电磁阀

图 5-74 所示也是一种用于循环供油量“时间控制”的电控 VE 型分泵系统中进油通路内的高速电磁阀,虽然其功能和上面已介绍过的电磁溢流阀相同,但结构和上述一般的电磁阀不同。它的阀部由一个小电磁阀(导向阀)和一个液压自动阀(主阀)的两级阀构成。其工作原理如图 5-75 所示。线圈通电时,电枢向下运动,推动导向阀压在导向阀座上,将导向阀孔关闭。此时,主阀孔还是通的,燃油高压作用在主阀的正面和背面,由于主阀阀座的密封面直径小于主阀背面油腔直径,因此作用于主阀背面的油压大于正面的油压,主阀压向阀座。此时,电磁阀处于关闭状态,高压燃油不会溢流。线圈断电时,导向阀由于受到其前后压力差和复位弹簧力的作用而打开,主阀背面的燃油溢流,压力降低;而主阀正面的油压由于有小孔的节流,下降较慢。这样,主阀就自动开启,高压腔内的燃油迅速卸压,供油(喷油)停止。这种伺服式电磁阀特点是用一个较小的激磁力就可在密封面积小的导向阀密封面上产生高的密封压力,并使主阀自动密封,即能在耗能少(只需 6W)的情况下,控制大

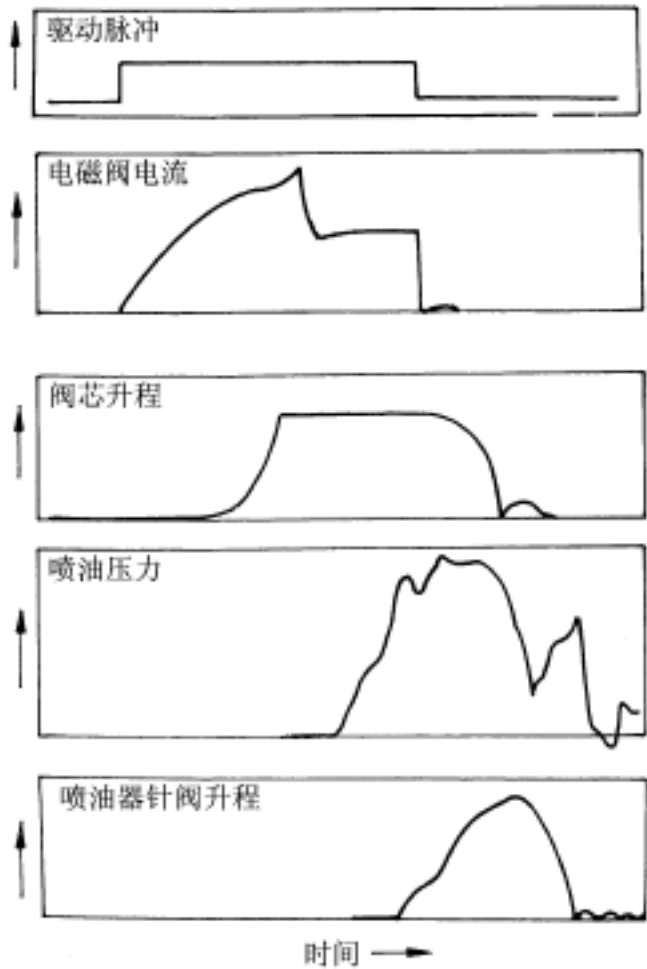


图 5-73 高速电磁阀的工作特性

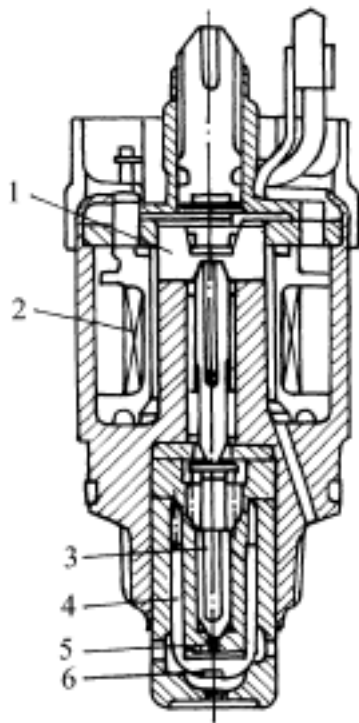


图 5-74 伺服式电磁阀

1 - 电枢; 2 - 线圈; 3 - 导向阀; 4 - 主阀; 5 - 导向阀孔; 6 - 主阀孔

流量、高压力的燃油。同时,在溢流时又因主阀密封面积大,使溢流面积足够大,可保证迅速溢流,响应特性好。图示的这种伺服式电磁阀的导向阀全开的响应时间为 1.1ms,全关的响应时间为 1.2ms,完全可满足转速达到 5000r/ min 的四缸柴油机的要求。其响应特性如图 5-76 所示。

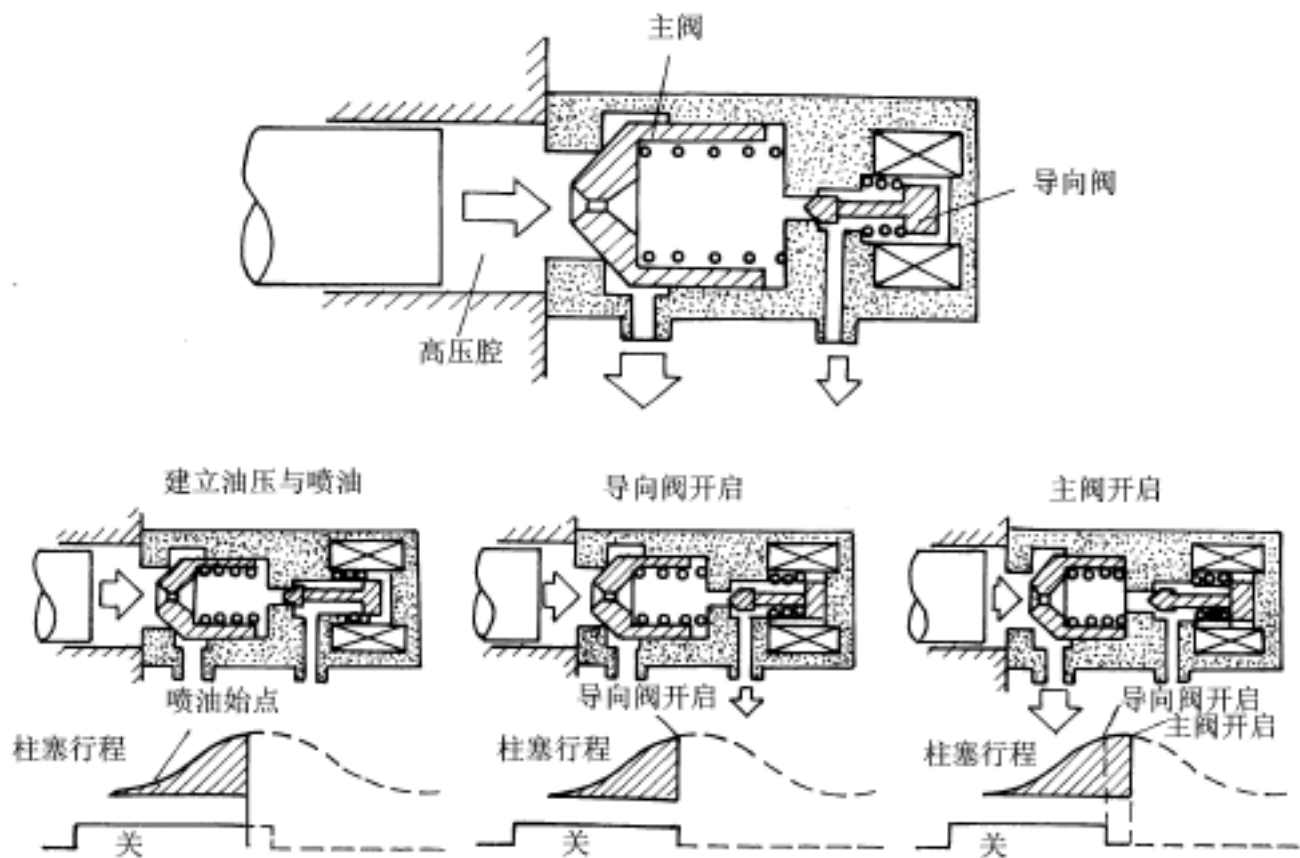


图 5-75 伺服式电磁阀工作原理图

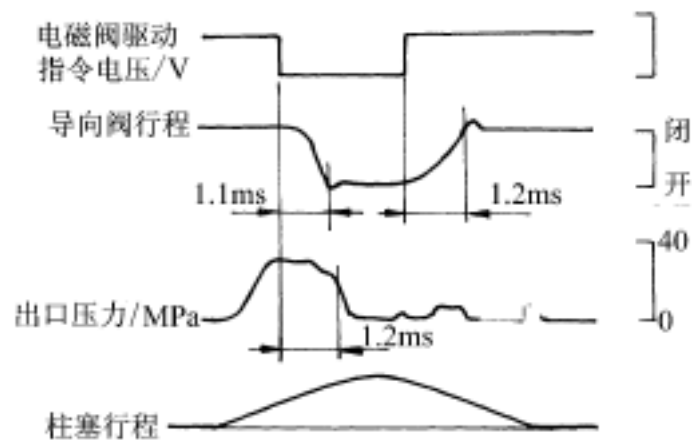


图 5-76 伺服式电磁阀的响应特性

5.3.3 转动式螺线管

转动式螺线管的基本结构和工作原理如图 5-77 所示。它由线圈、定子、电枢(转子)、轴和两个复位弹簧构成。线圈通电时,在磁场作用下,电枢在转动力矩作用下转动,直到转动力矩与电枢复位弹簧产生的力矩平衡在某一位置为止。如图 5-78 所示,电枢转动的角度与线圈中通过的电流成线性关系。

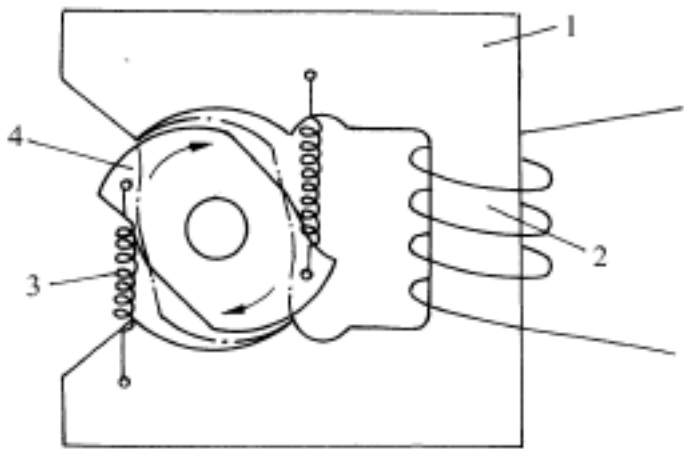


图 5-77 转动式螺线管基本结构和工作原理图

1 - 定子; 2 - 线圈; 3 - 复位弹簧; 4 - 转子

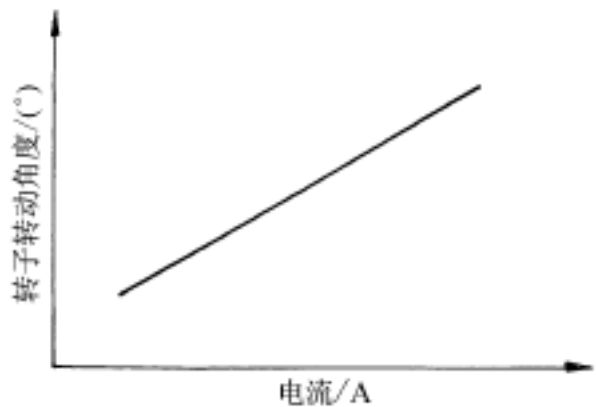


图 5-78 电流与转动角度的关系

在一部分循环供油量“位置控制”的电控 VE 型分配泵系统中,就是采用了如第 3 章图 3-6 所示的、以转动式螺线管为基础构成的旋转电磁执行器作为电子调速器。控制电流通过线圈后,与电枢连在一起的转轴使装在其末端的偏心钢球转动,迫使油量控制滑套沿柱塞作轴向移动,来控制循环供油量。

此外,在循环供油量“位置控制”的电控直列泵中,为了用改变柱塞预行程的方法来实现对供油速率的控制,采用了在柱塞偶件上增加一个可以上下移动的控制滑套的机构。控制滑套的上下移动就是靠这种电磁式旋转螺线管驱动旋转控制杆转动,再由旋转控制杆上的偏心销子拨动来实现的(参见图 3-61)。

在第 3 章的图 3-41 所示的用于对电控直列泵供油正时进行“位置控制”的无刷力矩电机 (BTM 电机)驱动的双作用式液压提前器中,无刷力矩电机就是一种用特殊设计的转动式比例螺线管。它与液压伺服机构结合在一起作为循环供油量“位置控制”的电控直列泵系统中控制油量调节齿杆位移的执行器。图 5-79 所示为无刷力矩电机在一电子调速器内的安装图。

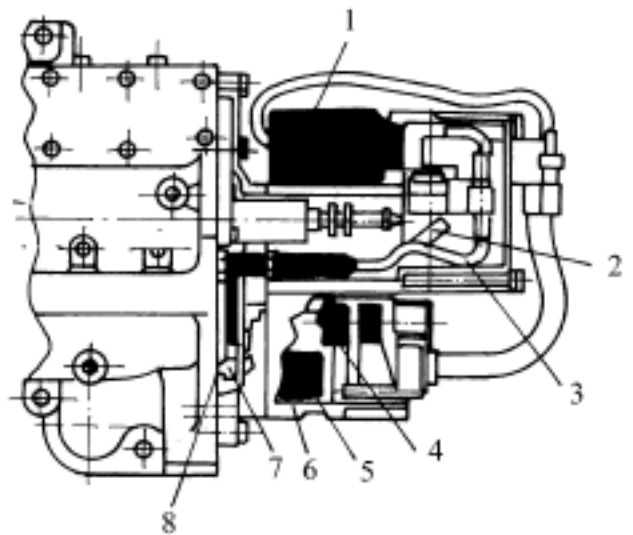


图 5-79 用无刷力矩电机作为齿杆位移执行器的电子调速器

1 - 断油螺线管; 2 - 手动断油机构; 3 - 增压压力传感器; 4 - 进气压力传感器; 5 - 机油压力传感器; 6 - 传感器部件壳体; 7 - 带槽齿盘; 8 - 转速传感器

5.3.4 动圈式线性螺线管

动圈式线性螺线管又称线性直流电动机。它用在直线运动位移量大且要求位置控制性好的场合。例如用在循环供油量“位置控制”的电控直列泵的油量调节齿杆行程的控制上。这种线性直流电动机的结构和工作原理分别如图 5-80 和图 5-81 所示。电动机由外壳、永久磁铁、移动式线圈和电枢(内芯)组成。上下移动的线圈位于由永久磁铁产生的圆柱形径向磁场中,线圈通电后产生作用力,改变电流方向就可改变作用力的方向,使线圈和与其上部连在一起的滑套向上或向下运动,滑套则通过一套杠杆系统驱动油量调节齿杆左右移动。当电磁力与线圈-滑套组自重平衡时,线圈就停止在某一位置,齿杆也就停止在某一位置。这种动圈式线性螺线管中不设复位弹簧,如图 5-82 所示,与 5.3.1 节中所述的复位弹簧的线性螺线管相比,具有较宽的动

态范围和较大的作用力。如果需要增加工作能力,可如图 5-83 所示,在底部增加一组辅助线圈,由此而增加的作用力如图 5-84 所示。

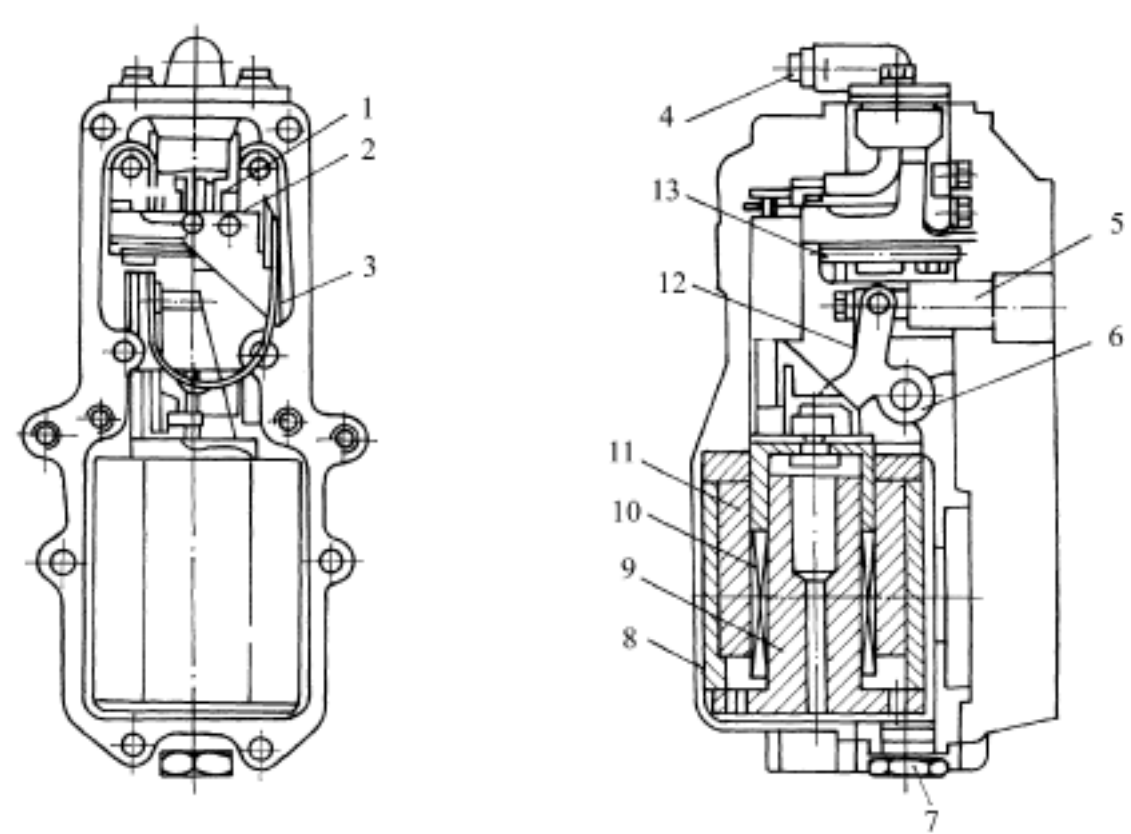


图 5-80 线性直流电动机执行器结构

- 1 - 销子;2 - 电路板;3 - 电缆;4 - 外线束;5 - 齿杆;6 - 杠杆轴;7 - 润滑油回油;
8 - 外芯;9 - 内芯;10 - 移动式线圈;11 - 永久磁铁;12 - 杠杆;13 - 齿杆位置传感器

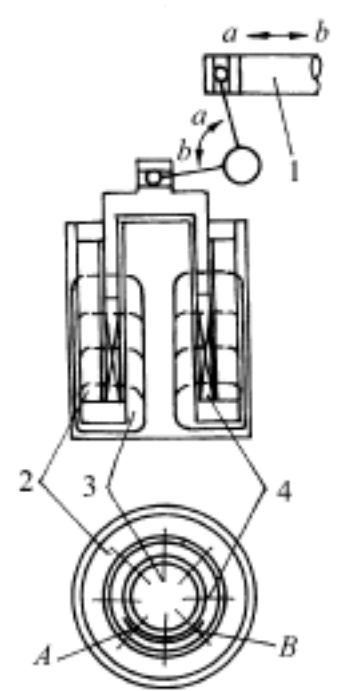


图 5-81 线性直流电动机执行器工作原理图
1 - 齿杆;2 - 永久磁铁;3 - 内芯;4 - 移动式线圈

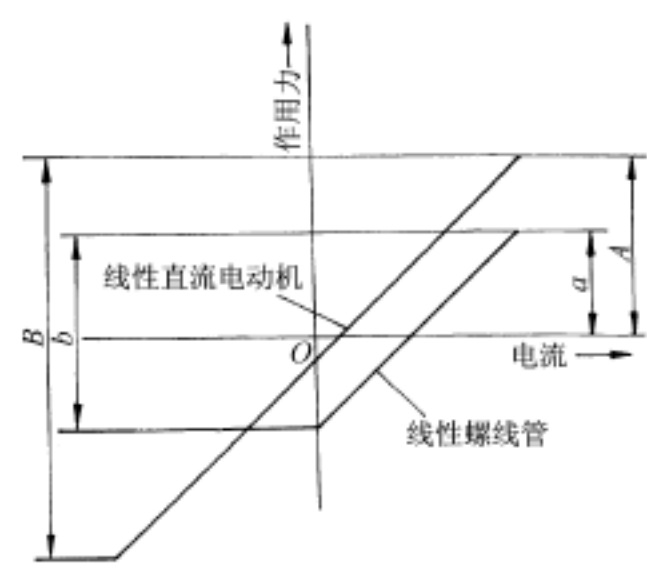


图 5-82 线性直流电动机与线性螺线管电磁力的比较
A、a - 最大作用力;B、b - 作用力的动态范围

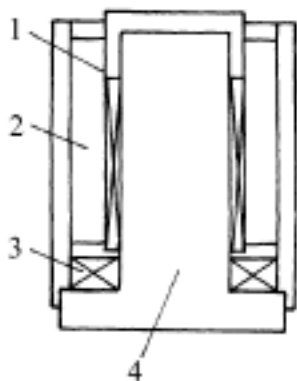


图 5-83 在线性直流电动机中增加辅助线圈

1 - 移动式线圈; 2 - 永久磁铁; 3 - 辅助线圈; 4 - 内芯

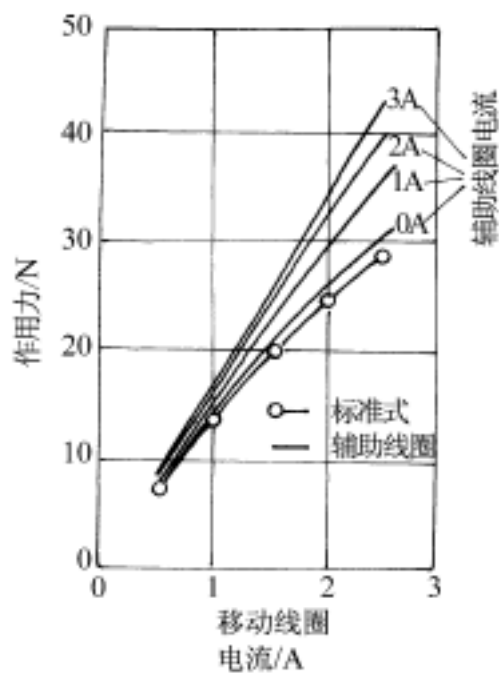


图 5-84 增加辅助线圈后作用力的增大

5.3.5 步进电动机

由于步进电动机具有电动机的转角与输入脉冲数成比例、各步进转角误差不会累积等优点,所以在电控柴油机中也得到了广泛应用。例如第 3 章图 3-37 所示的就是采用步进电动机来控制液压伺服机构中伺服活塞的位置,而伺服活塞则控制液压式提前器活塞的位置,从而控制内凸轮环的位置,实现对供油正时的控制。

1. 步进电机的结构

图 5-85 为步进电机转子、定子的结构及定子爪极的形式。其转子由永久磁铁构成,圆周上均匀排列八对 N 和 S 极。定子由 A、B 两个定子组成,分别绕有 A、B 两组线圈,线圈由导磁材料制成的爪极包围。A、B 定子各有八对爪极,每对爪极(N 与 S 极)之间的间隙为一个爪的

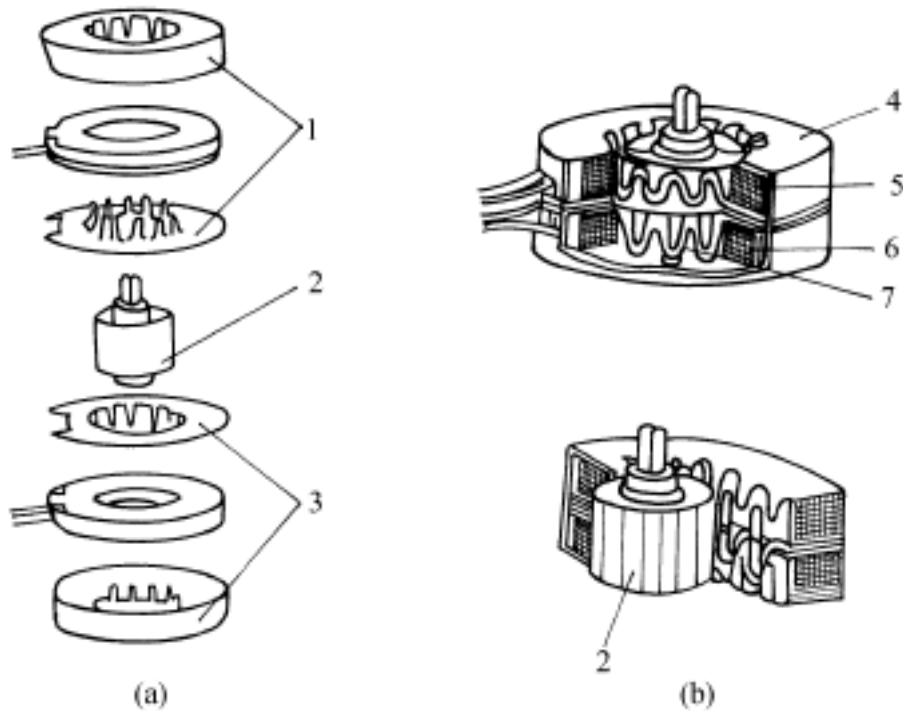


图 5-85 步进电机的定子和转子结构

1 - 定子 A; 2 - 转子; 3 - 定子 B; 4 - 定子; 5 - 线圈 A; 6 - 线圈 B; 7 - 爪极

宽度。A、B 两定子爪极有一个爪的位差。转子八对 N 和 S 极展开后如图 5-86(a)所示; A、B 两定子展开后如图 5-86(b)所示。爪极的极性是变化的,它由电控单元输出的控制 A、B 线圈的电压脉冲决定。A 线圈由 1、3 相线绕组,B 线圈由 2、4 相线绕组构成。图 5-87 所示为相线绕组的控制电路,1~4 相线绕组分别受电控单元的输出级功率三极管 T1~T4 控制,图 5-88 所示为正转时相线控制脉冲。

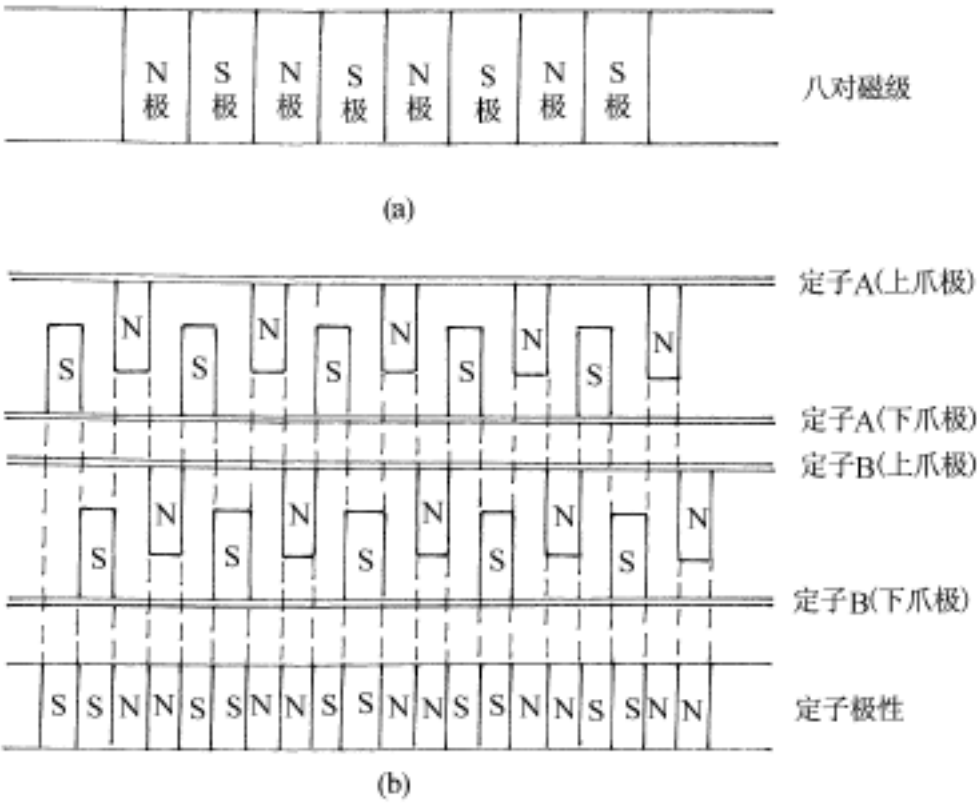


图 5-86 定子(b)和转子(a)的展开图

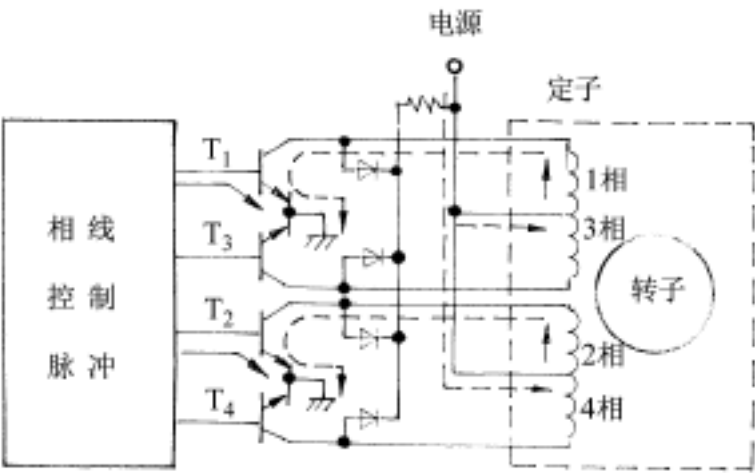


图 5-87 相线绕组的控制电路

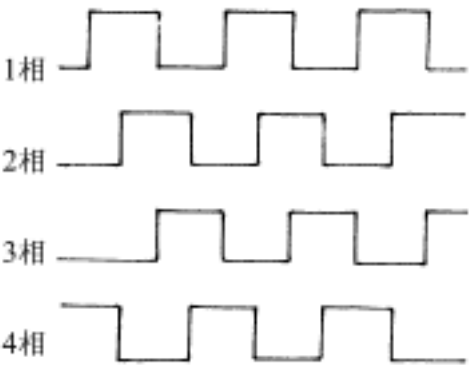


图 5-88 正转时相线控制脉冲

2. 转子步进原理

当 T1~T4 管分别受控于如图 5-87 中 1, 2, 3, 4 相顺序依次迟后 90°相位角的控制脉冲时,1~4 相绕组依次导通,定子 N 极向右方向移动一步,即从图 5-89(a)的定子排列转为图 5-89(b)的定子排列。这时,转子也将随之向右移动一步,以保持转子的 N 极与定子的 S 极对齐,即由图 5-89(b)状态步进到图 5-89(c)的状态,亦即转子正转一个步级;当 T1~T4 分别受到 1, 2, 3, 4 相顺序依次超前 90°相位角的控制脉冲作用时,定子 N 向左方向移动一步,发生与上述相反方向的定子排列,转子因此而向左移动一步,亦即转子反转一个步级。转子正或反转一周需 32 个步级,即每个步级为: $360^{\circ}/32=11.25^{\circ}$ 。

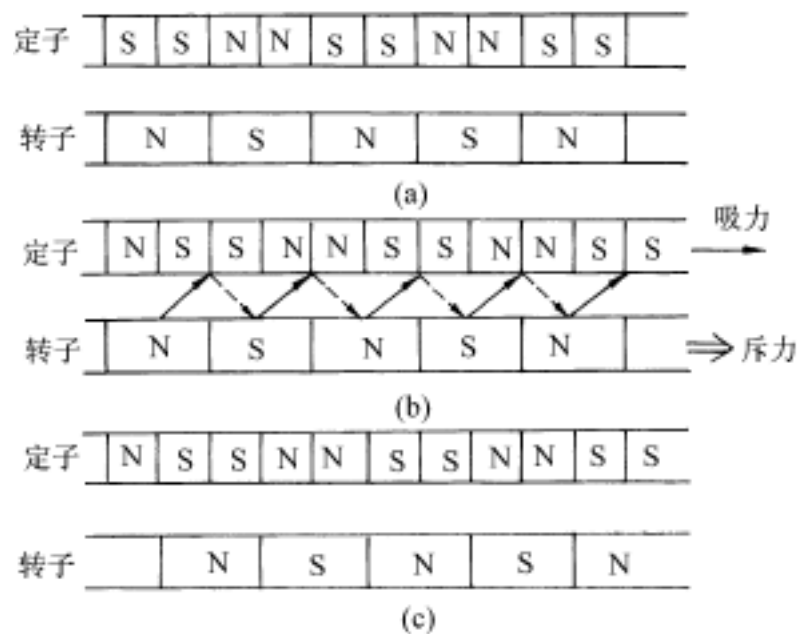


图 5-89 步进电机旋转一步的过程
(a) 转动前; (b) 开始转动; (c) 转动一步后

5.3.6 电控泵喷嘴

电控泵喷嘴喷油系统中各种形式的电控泵喷嘴如图 5-90 所示, 都是由电磁阀、油泵凸轮轴直接或间接驱动的泵油元件以及喷嘴组合在一起的。与传统的机械式泵喷嘴不同之处主要

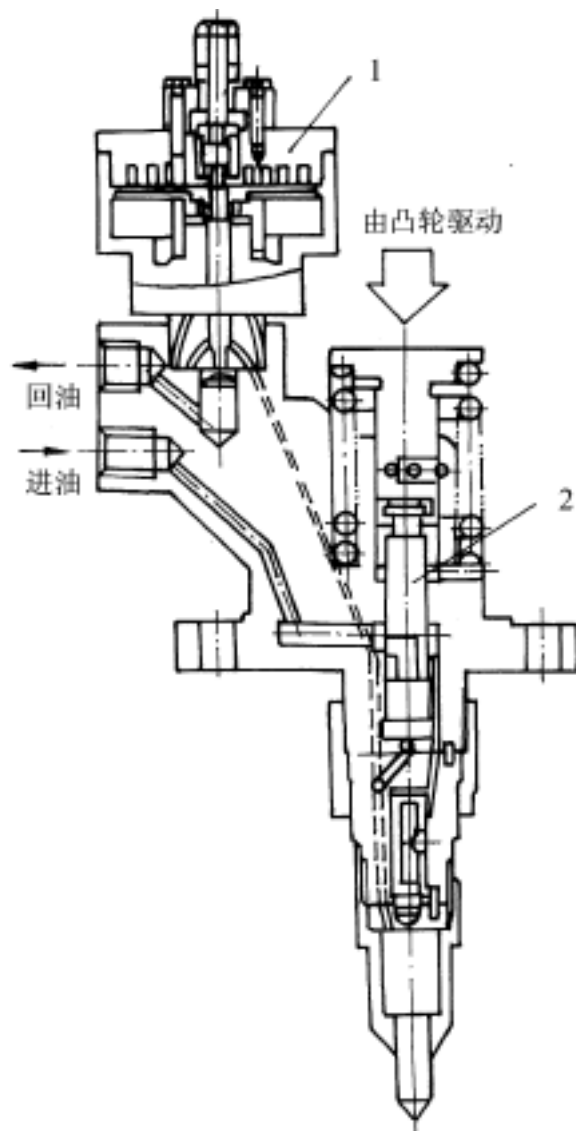


图 5-90 电磁阀控制的泵喷嘴
1 - 高速电磁阀; 2 - 油泵芯子

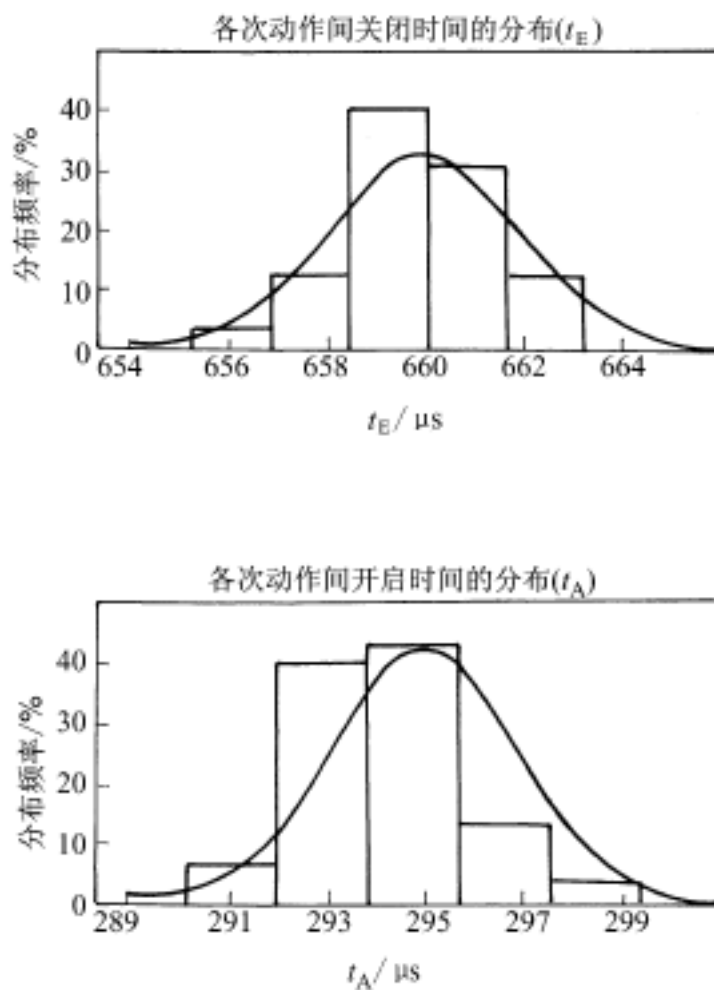


图 5-91 电磁阀开启和关闭时间在各次动作间的差异分布

在于它不是用带螺旋槽的泵油柱塞来控制循环喷油量,而是用高速电磁阀根据电控单元的指令来控制循环喷油量和喷油正时。电控泵喷嘴在电控泵喷嘴喷油系统中是一个重要的执行器,所以,将它的结构和工作原理专列出来进行介绍。

在电控泵喷嘴中一般都采用开关型的高速电磁溢流阀,以电磁溢流阀的关闭点作为喷油始点。为追求高的响应速度,采用了短行程、运动质量小、动态压力变化影响小的压力平衡式阀门,同时尽量加大初始电磁力,要求能在 $500\mu\text{s}$ 内完成 0.5mm 的行程。如图 5-91 所示的电磁阀在额定功率下的关闭响应时间为 $650\mu\text{s}$,开启响应时间为 $300\mu\text{s}$ 。而且有很好的稳定性,高速动作 32 次,其开启和关闭时间在各次动作间的差值小于 $15\mu\text{s}$ 。

5.3.7 电控共轨式喷油系统中的喷油器

电控共轨式喷油系统中用的各种形式的电/液控制喷油器中的大部分就是以电磁阀与各种油压伺服机构组成的电/液式执行器,由于这种电/液控制喷油器在电控共轨式喷油系统中的特殊地位,所以将它的结构和工作原理专列出来进行介绍。

如图 5-92 所示,电/液控制喷油器中的电磁阀有二位三通电磁阀和二位二通电磁阀两种。由于二位三通与二位二通在电/液控制时流动惯性上的差别,从希望预喷油与主喷油的间隔具有最大的控制灵活性和降低制造成本来说,后者较好;然而在循环喷油量大的情况下,前者效率较高。不过,二位三通电磁阀存在较多的燃油泄漏问题,现已较少采用。

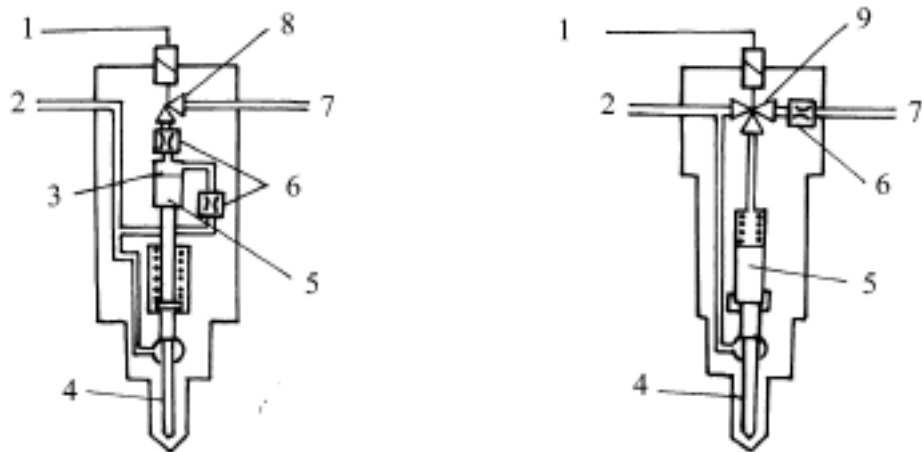


图 5-92 带有不同电磁阀的两种电/液控制喷油器

1 - 信号脉冲;2 - 共轨压力;3 - 控制室;4 - 喷嘴;5 - 液压活塞;6 - 节流孔;7 - 回油;8 - 二位二通电磁阀;9 - 二位三通电磁阀

图 5-93 所示为一种用于电控无液压放大的高压共轨系统的电/液控制喷油器结构和工作原理图。在喷油器上方设置一个电控电磁式二位三通阀(TWV 阀),它由以很高精度相互配合的内阀、外阀和阀体等三部分组成。内阀为一自由活塞,外阀和电磁线圈的电枢做成一体,阀体用来支承外阀。内阀和外阀在阀座 A 处形成密封锥座;外阀和阀体在阀座 B 处形成密封锥座。电控单元的控制脉冲信号电流使线圈通电后,外阀上下运动,阀座 A、B 交替关闭,使三通阀的三个油道交替接通。座面 A 和座面 B 的直径分别为 d_1 和 d_2 ,内阀外径 d 必须满足 $d > d_1$, $d > d_2$, $d \neq d_1 \neq d_2$ 。这样的关系可减少三通阀承受的压力,使其能在 120MPa 甚至更高的油压下快速工作。电磁式三通阀断电时,在外阀上部弹簧力作用下,外阀将阀座 B 关闭,从共轨来的高压燃油不仅进入电/液控制喷油器喷嘴针阀承压锥面上,还通过三通阀进入喷油器内的液压活塞上方的控制室,由于液压活塞面积较喷嘴针阀承压锥面面积大,加上作用在针

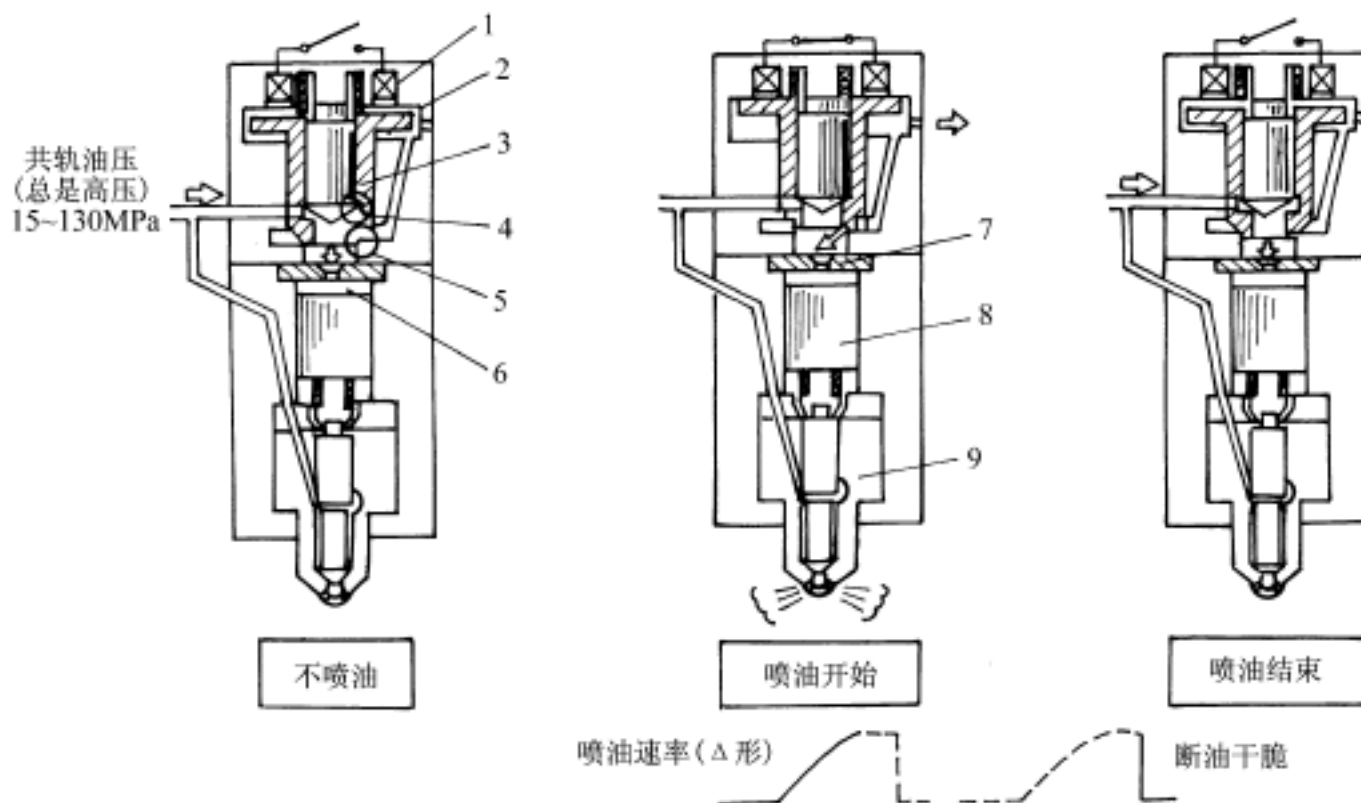


图 5-93 带有二位三通电磁阀的电/液控制喷油器结构和工作原理图

1 - 二位三通电磁阀; 2 - 外阀; 3 - 内阀; 4 - 阀座 A; 5 - 阀座 B; 6 - 控制室; 7 - 固定量孔; 8 - 液压活塞; 9 - 喷嘴

阀上的弹簧力, 针阀关闭, 喷油器不喷油。电磁阀通电时, 在电磁力作用下, 外阀克服弹簧力向上运动, 将阀座 A 关闭, 从共轨来的高压燃油不能进入喷油器内的液压活塞上方的控制室, 同时, 由于外阀上行, 阀座 B 打开, 打通泄油通道, 控制室油压迅速降低, 喷嘴针阀在来自共轨的燃油高压作用下升起, 喷油开始。电磁阀断电时, 在弹簧力作用下, 外阀下行, 阀座 B 关闭, 切断泄油通道, 而阀座 A 打开, 高压燃油进入控制室, 针阀迅速关闭, 喷油停止。该三通阀不是一个流量控制器, 而是一个压力开关, 故并不直接控制燃油流量, 所以具有尺寸小 (35mm)、质量轻 (65g) 和响应速度快 (阀开启和关闭的动作不超过 0.40ms) 等特点。

图 5-94 所示为用于电控无液压放大的高压共轨系统的带有二位二通电磁阀的电/液控制

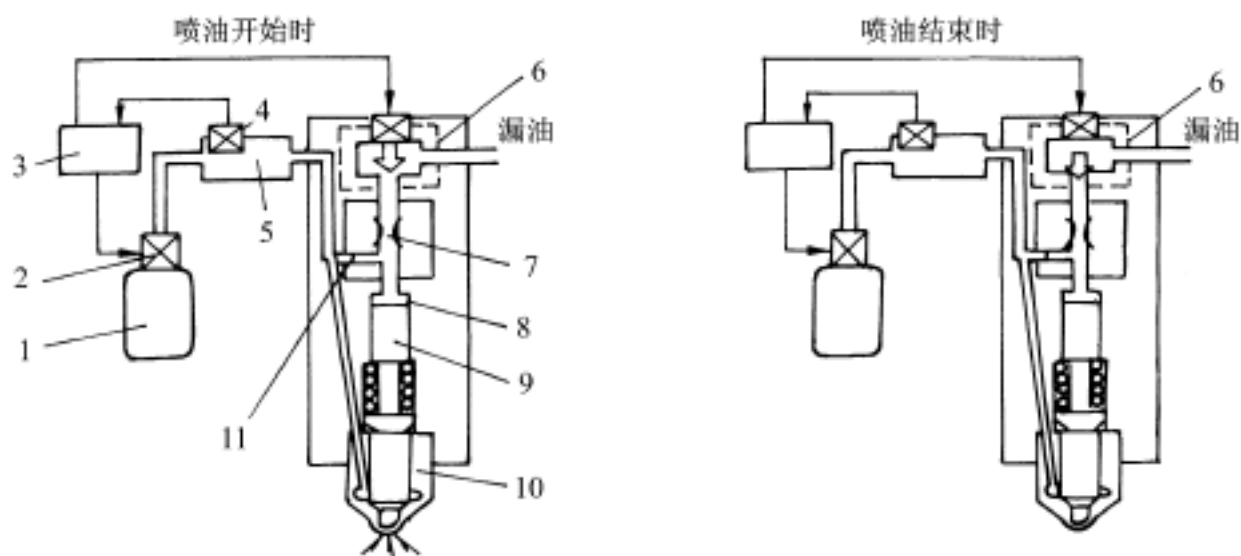


图 5-94 带有二位二通电磁阀的电/液控制喷油器结构和工作原理图

1 - 高压供油泵; 2 - 供油压力调节阀; 3 - 电控单元; 4 - 共轨压力传感器; 5 - 共轨; 6 - 二位二通电磁阀; 7 - 量孔 A; 8 - 控制室; 9 - 液压活塞; 10 - 喷嘴; 11 - 量孔 B

喷油器结构和工作原理图。电磁阀断电时, 阀内的弹簧将喷油器内的球阀量孔 A 关闭, 共轨中的高压燃油进入控制活塞顶部和电/液控制喷油器喷嘴针阀承压锥面上, 由于控制活塞顶部和喷嘴针阀承压锥面之间的面积差, 加上作用在针阀上的弹簧力, 使控制活塞和喷嘴针阀弹簧一起将针阀压向座面, 喷油器不喷油。电磁阀通电时, 量孔 A 打开, 控制活塞顶部的容积增大, 作用在控制活塞顶部的油压下降, 由于控制活塞顶部的容积经量孔 B 与油道相通, 所以控制活塞顶部的压力下降时, 油道压力也在下降。控制活塞顶部油压和油道压力下降的多少由通过量孔 A 和量孔 B 的流量比来决定(此地一个重要条件是量孔 A 的直径必须小于量孔 B 的直径)。当控制活塞顶部油压下降快时, 作用在喷嘴针阀承压锥面上的油压使针阀升起, 喷油开始。电磁阀断电时, 量孔 A 关闭, 共轨中的燃油压力通过量孔 B 又重新作用到控制活塞上, 针阀重新关闭。

图 5-95 和图 5-96 所示分别为一种用于电控有液压放大的增压共轨系统的蓄压式电/液控制喷油器的结构和工作原理图。总成上方有一个电控的电磁式三通阀, 通电时, 共轨中的低压燃油进入蓄压式电液控制喷油器中的增压活塞上方, 由于增压活塞上下面积不同, 根据液力放大原理, 经过单向阀进入增压活塞下方蓄压室中的燃油压力可增大 10~16 倍, 即共轨中 10MPa 的燃油压力在此可增压至 100~160MPa, 高压燃油等候在喷油器盛油槽内, 由于在针阀上部油压和喷油器弹簧力作用下, 针阀关闭, 喷油器不喷油; 当电磁断电时, 增压活塞上方卸压, 针阀上部油压下降, 等候在喷油器盛油槽内的高压燃油将针阀打开, 喷油开始。喷油始点取决于电磁阀断电的时刻, 但循环喷油量却决定于共轨油压。这是因为, 喷油结束的时刻决定于蓄压室中油压下降到使喷油器盛油槽内燃油作用力小于喷油器弹簧预紧力, 从而使针阀关闭。从图 5-97 可以看出, 针阀关闭时蓄压室内的压力是不变的, 喷油持续时间也是不变的, 这样, 由于喷孔截面积和喷射结束压力均不变, 共轨油压越高, 喷射开始压力就越高, 因此通过喷孔喷出的燃油量也就越多; 相反, 共轨油压降低, 则喷油量就减少。

在第 3 章的 3.1.3 节中已介绍过, 电控共轨式喷油系统中也还有一些喷油器不是用上述电磁阀与各种油压伺服机构组成的电/液控制喷油器, 而是用带有由压电执行器和无压力室喷油嘴组成的压电式喷油器。图 5-98 和图 5-99 所示分别为这种喷油器的结构及其头部的详图。在第 3 章的 3.1.3 节中已介绍过, 与带压力室的喷油嘴不同, 无压力室喷油嘴在针阀升程变化时, 喷油嘴喷孔流通截面积是变化的。在一定的柴油机转速下, 如保持喷油压力和喷油持续时间不变, 则只要控制针阀的升程, 即控制喷油器喷孔有效流通面积, 就可以控制循环喷油量。这种喷油器中的压电执行器由压电元件和电极组成。由于压电元件同时具有正向或反向

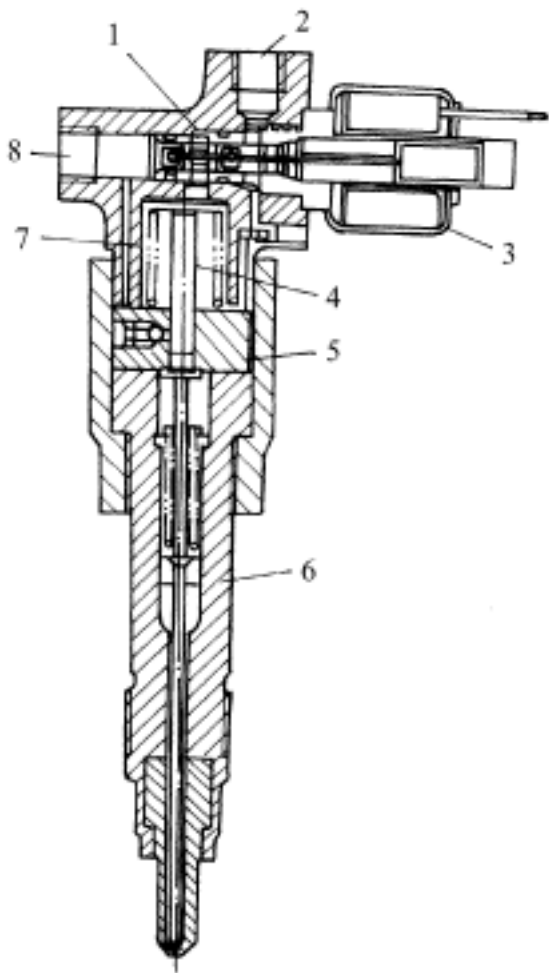


图 5-95 一种蓄压式电/液控制喷油器的结构

1 - 三通阀; 2 - 回油; 3 - 电磁阀; 4 - 高压柱塞; 5 - 增压体; 6 - 蓄压式喷嘴; 7 - 低压活塞; 8 - 供油

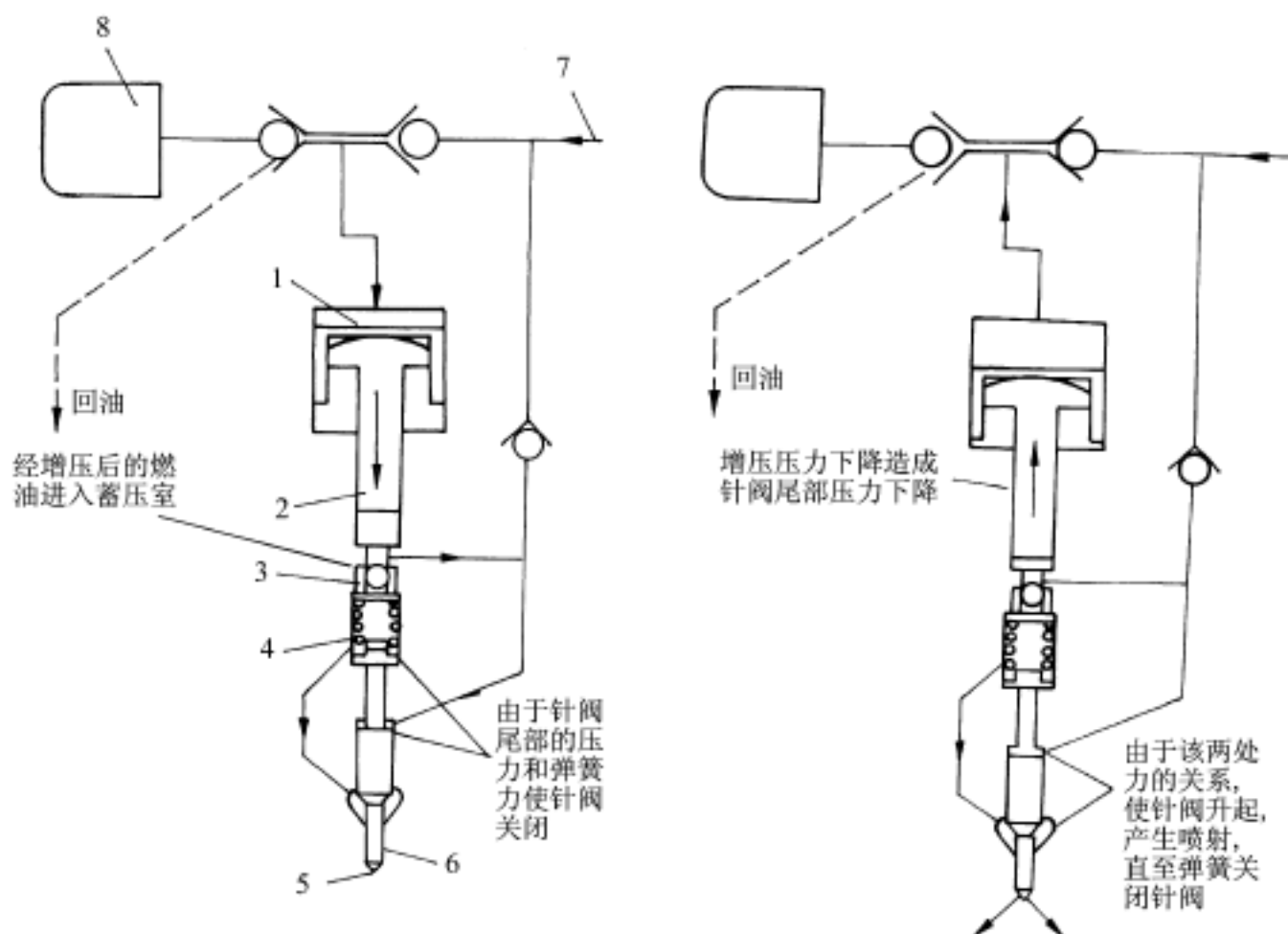


图 5-96 一种蓄压式电/液控制喷油器的工作原理图

1 - 低压活塞; 2 - 高压柱塞; 3 - 蓄压室单向阀; 4 - 蓄压室; 5 - 针阀座面; 6 - 喷嘴; 7 - 共轨; 8 - 电磁阀

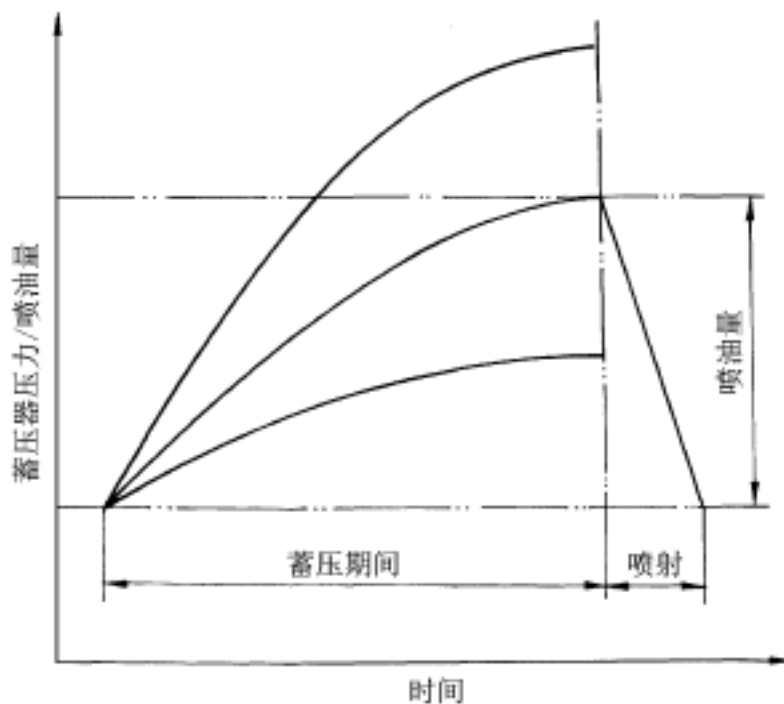


图 5-97 蓄压式电/液控制喷油器的压力计量原理图

压电效应,因此在施加压力时,压电元件两端就会产生电压;反之,在压电元件两端加上电压时,压电元件就会膨胀或收缩。当给压电执行器加上一个正向电压,使压电执行器处于充电状态时,压电执行器膨胀,针阀关闭;而当压电执行器加上一个反向电压,使压电执行器处于放电状态时,压电执行器收缩,针阀打开,喷油器喷油,喷油器顶部有差动螺纹可用来调节系统的预加电压即调整预压力。预压力必须大到使充电的执行器对来自共轨的高压燃油实现密封。为此,压电执行器的刚度要达到 $10\text{N}/\mu\text{m}$ 。用差动螺纹调整预压力时,螺纹的调整量要用石英测

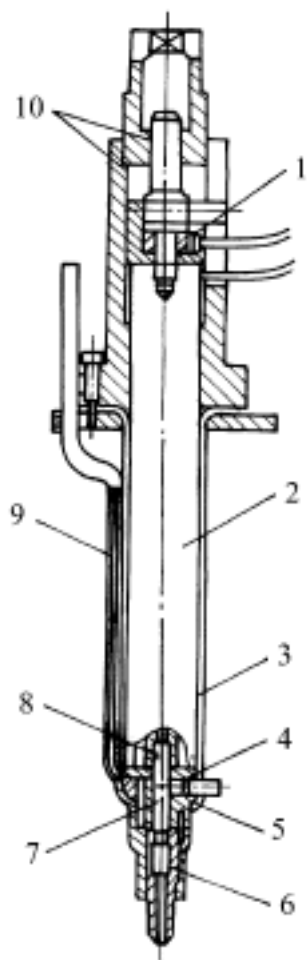


图 5-98 压电式喷油器的结构

1 - 石英测量垫片; 2 - 压电执行器; 3 - 纤维增强塑料外壳; 4 - 膜片式密封; 5 - 头部; 6 - 喷嘴; 7 - 操纵针阀; 8 - 压帽; 9 - 高压油管; 10 - 差动螺纹

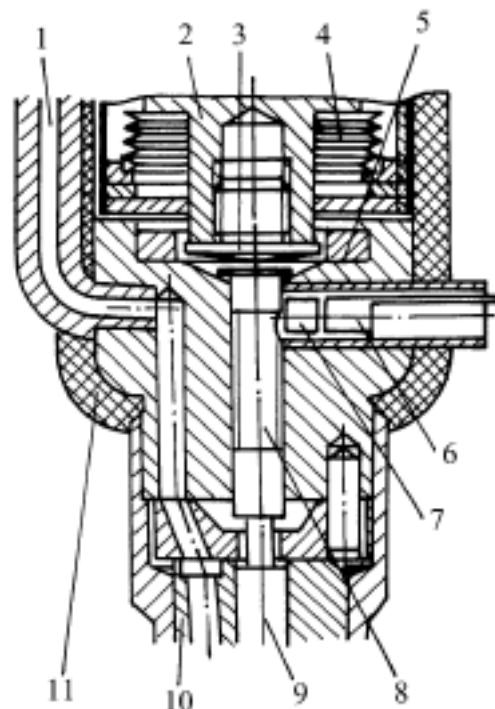


图 5-99 压电式喷油器头部的结构

1 - 高压油管; 2 - 压电执行器; 3 - 压帽; 4 - 碟形弹簧; 5 - 膜片; 6 - 磁铁; 7 - 霍尔传感器; 8 - 操纵针阀; 9 - 喷油器针阀; 10 - 喷嘴; 11 - 纤维增强塑料外壳

量垫片精确测定。这种压电执行器的响应速度很高。在喷油压力为 120MPa, 针阀开启压力为几十兆帕时, 在 $250\mu\text{s}$ 的时间内就能将针阀精确地提升到某一升程。针阀升程的控制精度达到 μm 级。喷油器外壳用纤维增强塑料与金属的组材料制造, 以局部补偿压电陶瓷少量的非线性热膨胀。压电执行器的电源部分如图 5-100 所示。由金属氧化物半导体与场效应晶体管组成的恒流电源提供 1000V 的电压作用在充电支路上。充电在 12A 额定充电电流下进行。放电支路则设计成可在 2~12A 范围内调整的恒流电源。

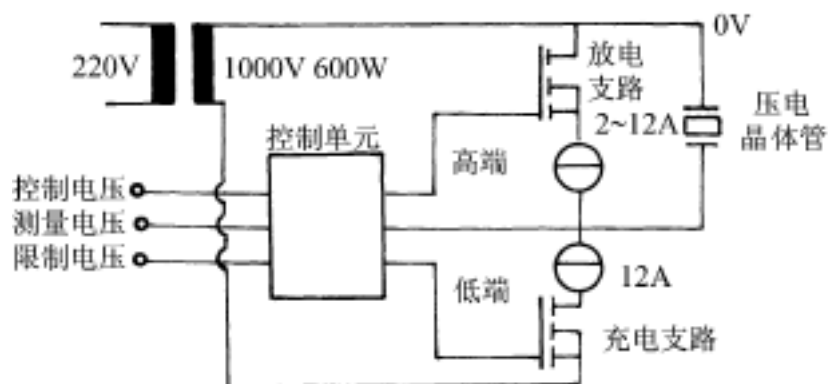


图 5-100 压电式喷油器的电源部分

5.3.8 电控高压共轨式喷油系统中的高压供油泵

电控高压共轨式喷油系统中, 高压供油泵的功能是产生高压油和控制向共轨的供油量。各种形式的高压供油泵也是以电磁阀和机械式泵油机构组成的执行器, 由于高压供油泵在电控共轨式喷油系统中的特殊地位, 所以将其结构和工作原理专列出来进行介绍。

高压供油泵通常采用由凸轮轴驱动的带有多个泵油元件的直列柱塞式油泵(一般用于大型柴油机)或径向柱塞式油泵(一般用于小型柴油机), 按脉动式泵油原理供应压力油。向共轨中供油的频率应和喷油频率相同, 使共轨中的压力平稳。凸轮轴上可布置一个或几个凸轮, 而凸轮按凸起数可分为单作用型、双作用型、三作用型和四作用型等多种型式。泵油元件随凸轮凸起数的增多而减少。泵油元件上设有各种供油压力调节阀(PCV 阀), 根据电控单元的指令, PCV 阀在适当的时刻开启或关闭来控制供油量, 最终控制共轨油压。多凸起凸轮每旋转一周可实现几个供油过程, 这样可减轻驱动系统的负荷, 降低功耗。如图 5-101 所示, 与传统的直列泵相比, 高压供油泵所需的驱动扭矩要低得多。高压供油泵一般由柴油机通过 V 形皮带或齿轮传动, 泵和柴油机传动轴间无相位要求。高压供油泵工作时利用其本身的柴油来进行润滑和冷却。

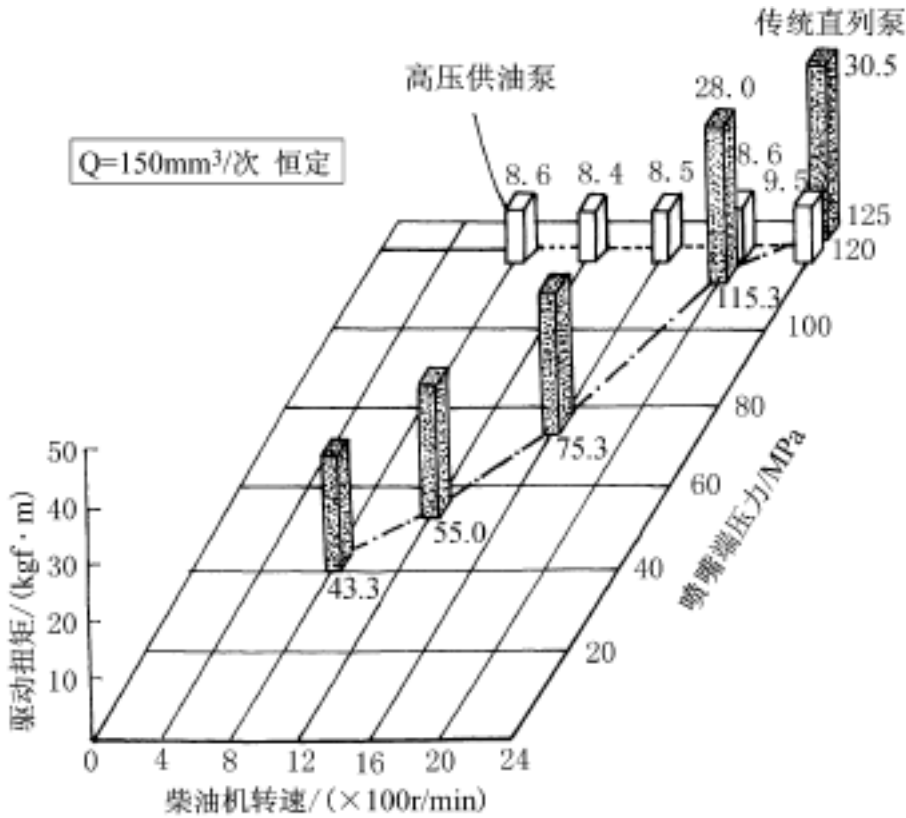


图 5-101 高压供油泵所需驱动扭矩与传统直列泵的比较

($1 \text{ kgf} \cdot \text{m} = 9.8 \text{ N} \cdot \text{m}$)

在图 5-102 所示的单作用型凸轮高压供油泵中, 凸轮旋转一周轮流驱动三个径向柱塞式泵油元件。燃油进口处有一个带弹簧的单向阀, 它能在没有油压作用时切断向泵油元件的供油。泵油元件的供油端设有一个开关型电磁阀, 出油端处设有出油阀。此外, 在出油端还设有按电控单元指令工作的比例回油电磁阀(PCV 阀)来控制共轨油压。

在图 5-103 所示的三作用型凸轮高压供油泵中, 凸轮的三个凸起在旋转一周中轮流驱动一个直列柱塞式泵油元件。起动时共轨油压上升很快。共轨及其他高压管路容积为 94000 mm^3 , 燃油的容积弹性模量为 1100 MPa , 当高压供油泵供油量为 $600 \text{ mm}^3/\text{r}$ 时, 则共轨油

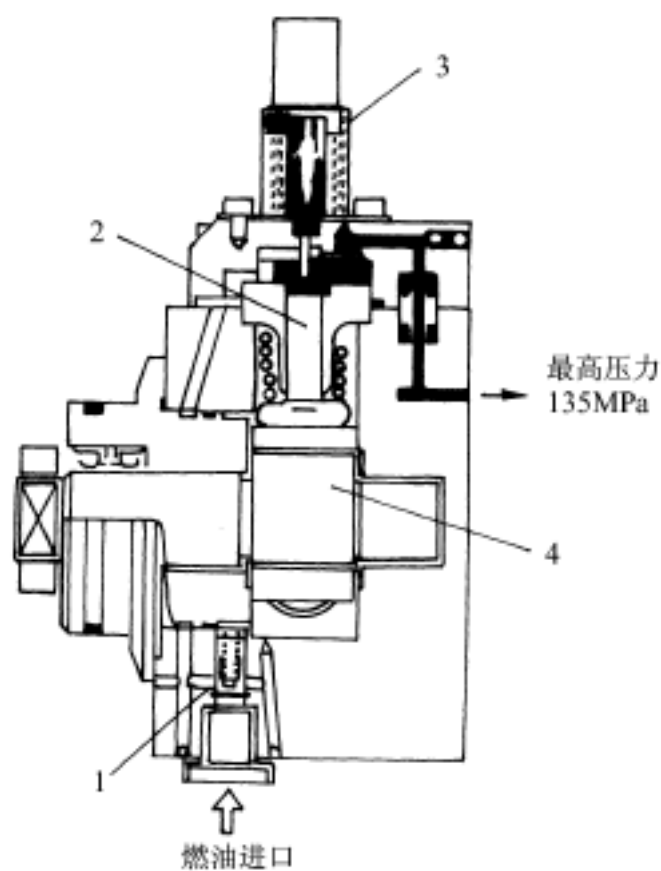


图 5-102 单作用型凸轮高压供油泵

1 - 带弹簧活塞; 2 - 泵油元件; 3 - 断油装置; 4 - 偏心凸轮

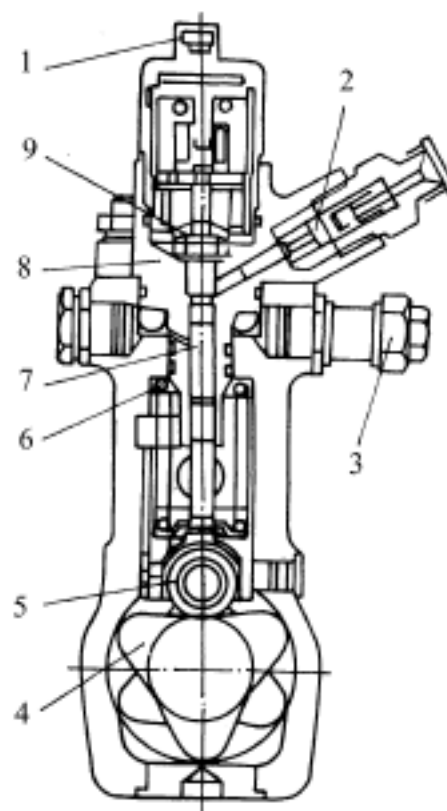


图 5-103 三作用型凸轮高压供油泵

1 - 接头; 2 - 出油阀; 3 - 溢流阀; 4 - 凸轮; 5 - 挺柱体;
6 - 柱塞弹簧; 7 - 柱塞; 8 - 柱塞套筒; 9 - 电磁阀

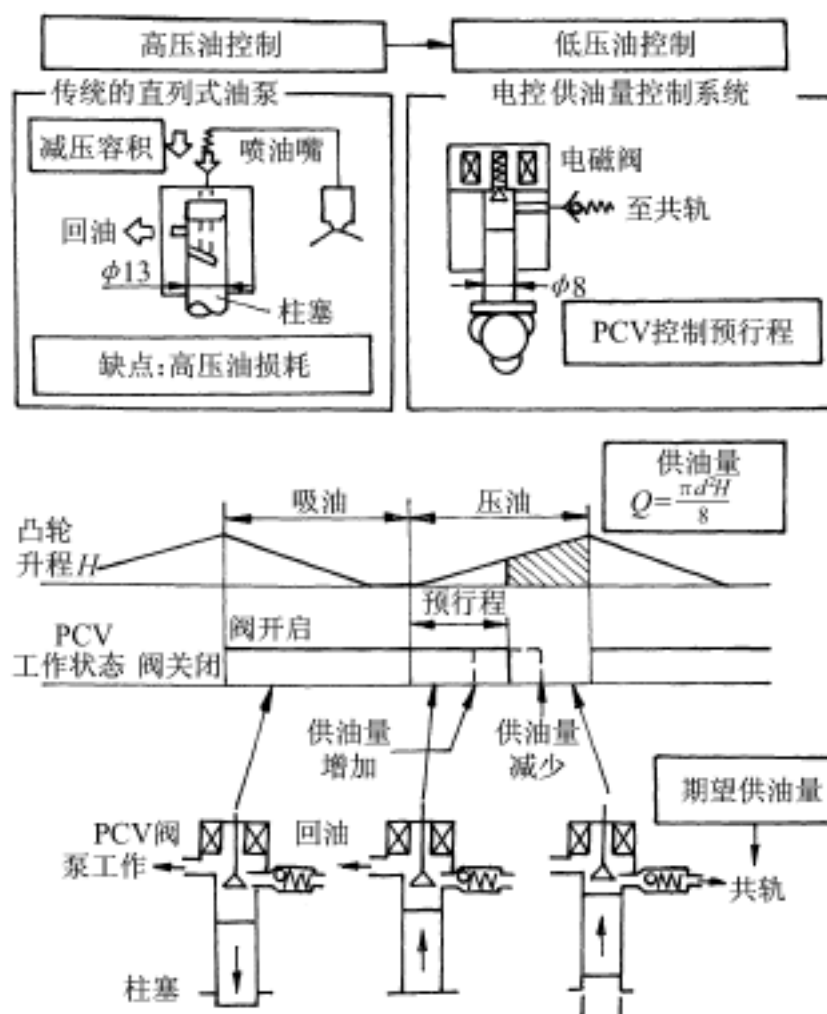


图 5-104 高压供油泵的供油原理

压升高率为 7MPa/r , 如果喷油器针阀启喷压力为 20MPa , 高压供油泵凸轮只需旋转三圈, 共轨油压就可超过喷油器针阀的启喷压力。

图 5-104 所示为这类按电控单元的指令由 PCV 阀控制的高压供油泵的供油原理示意图。当柱塞在吸油行程时, 低压燃油通过打开的 PCV 阀进入柱塞顶部泵油室内。柱塞在压油行程时, 当 PCV 阀未通电时, 阀门打开, 泵油室内的燃油被挤出, 柱塞有一段无效行程; 当 PCV 阀通电后, 阀门关闭, 泵油室内的燃油压力迅速升高, 高压燃油通过出油阀进入共轨。供油量由 PCV 阀关闭的持续时间(即柱塞有效行程)来控制。

5.3.9 执行器的发展方向

随着现代车用柴油机电控系统控制内容和控制项目的日益增多, 对执行器的要求也将日趋严格。可以这样说, 执行器的发展在很大程度上决定了现代车用柴油机电控系统的发展。

为了得到更大的操作力或力矩以及更快的响应特性, 就需要大的电流, 这就会带来因各种螺线管或电磁阀中的线圈尺寸加大而产生的安装空间问题以及发热量增加产生的冷却问题。为此, 必须发展结构紧凑、高容量而又散热好的执行器。此外, 随着执行器的高性能化, 消耗电能也会增多, 这会增加蓄电池、充电发电机以及整个电器系统的负荷, 使柴油机的燃油耗率增加。为此, 必须发展低能耗的执行器。采用磁性强的磁铁材料, 如稀土类钴磁铁或钕系磁铁等已被证明是改进各种螺线管或电磁阀工作特性的重要措施。采用压电陶瓷材料的叠层式压电执行器也被认为是很有前途的执行器。此外, 用电流加热后的变形而得到操作力的形状记忆合金制成的执行器, 在质量和成本上也是很有吸引力的。

第 6 章 典型的现代汽车柴油机电控系统

现代汽车汽油机电控系统最重要的控制内容是对空燃比和点火的控制,因此,它是以对空燃比和点火不同的控制方式来分类的,如以 Bosch 公司为代表的 D-Jetronic、L-Jetronic、Motronic 系统等。此外,由于电控化油器已逐渐淘汰,单点汽油喷射的应用也日渐减少,缸内汽油直接喷射(GDI)还刚初露端倪,迄今为止,只有多点汽油喷射成为主流,在技术上也已日趋成熟和完善,几乎已是“一统天下”,因此,现代汽车汽油机电控系统的模式比较单一,它们之间的差别仅在于控制内容的多少和控制项目的不同而已。然而对现代汽车柴油机电控系统来说,由于在传统的机械式控制系统中,就存在着结构和工作原理有着很大差异的各种形式的燃油喷射装置,如直列泵系统、分配泵系统(又可分为轴向单柱塞分配泵和径向多柱塞分配泵等)、单体泵系统和泵喷嘴系统等。而长期以来的使用经验证明,这些系统各具特点和不同的适用范围,很难说哪一个能“一统天下”。因此,同样以燃油喷射控制为主要内容的现代汽车柴油机电控系统,就因不同的燃油喷射装置而显得多样化。同时,由于现代汽车柴油机电控系统的发展起步较晚,加上柴油喷射在技术上的难度较高,以及柴油机电控系统的使用经验相对较少,所以,其成熟和完善的程度尚未达到现代汽车汽油机电控系统那样的水平。下面所介绍的是迄今为止相对来说比较成熟或从长远看很有发展前途的几种具有代表性的现代汽车柴油机电控系统。

6.1 日本电装 ECD 系统

1982 年 8 月,日本丰田汽车公司首次向市场投放了装有现代车用柴油机电控系统的皇冠牌 2.5L 柴油轿车。在这种轿车中,该公司在其新开发的、缸径和行程均为 92mm、转速 4000r/min 时额定功率为 70.5kW 的 2L-THE 型四缸废气涡轮增压涡流室式柴油机上,第一次采用了日本电装公司研制的以微机为控制单元的现代车用柴油机电控系统——ECD-V₁ 系统。该系统也是世界上最早商品化的现代汽车柴油机电控系统。图 6-1 所示为该系统的组成示意图。

ECD-V₁ 系统除了主要用来进行电控 VE 型分配泵系统的燃油喷射控制外,也用于柴油机的怠速控制、进气控制、起动控制,同时还具有故障自诊断功能、安全保险功能和后备控制功能。图 6-2 所示为该系统的系统方框图。

ECD-V₁ 系统中所用的电控 VE 型分配泵系统保留了传统的 VE 型分配泵系统的基本组成和结构,属于第一代电控喷油系统即常规压力电控喷油系统。在燃油喷射控制中,通过增设由传感器、电控单元和执行器等组成的控制系统,对循环供油量和供油正时进行“位置控制”,即用一个布置在喷油泵体内上方的线性螺线管作为执行器,通过一套杠杆机构来控制油量调节滑套的位置,实现循环供油量的“位置控制”。在这个螺线管内有一个锥形电枢,为了减少因剩磁引起的磁滞作用,采用频率为 400 Hz 的交变信号来控制。当线圈电流最小(0.4A)时,电枢行程最大,循环供油量最小;当线圈电流最大(0.9A)时,电枢行程最小,循环供油量最大。同时,为了减少蓄电池电压和环境温度对电磁特性的影响,采用了电流负反馈来进行补偿。一

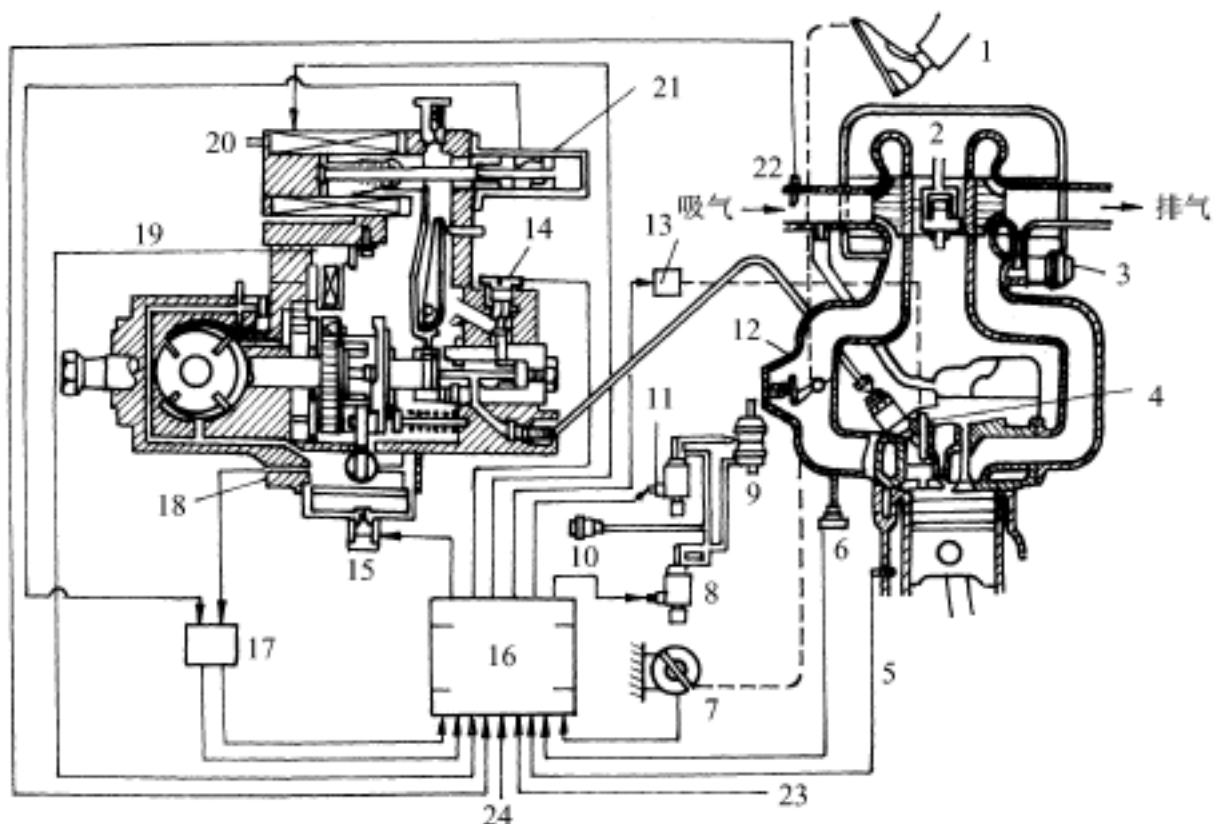


图 6-1 日本电装 ECD-V₁ 系统组成示意图

1 - 油门踏板; 2 - 涡轮增压器; 3 - 放气阀; 4 - 喷油器; 5 - 冷却液传感器; 6 - 进气压力传感器; 7 - 油门踏板位置传感器; 8 - VSV; 9 - 膜片阀; 10 - 真空泵; 11 - VSV; 12 - 文特里管; 13 - 辉光继电器; 14 - 断油螺线管; 15 - 正时控制阀(TCV); 16 - 电控单元; 17 - 功率放大器; 18 - 正时活塞位置传感器; 19 - 柴油机转速传感器; 20 - 线性螺线管; 21 - 油量调节滑套位置传感器; 22 - 进气温度传感器; 23 - 辉光电流传感器; 24 - IG 开关、空调开关、N/S 开关、车速等信号

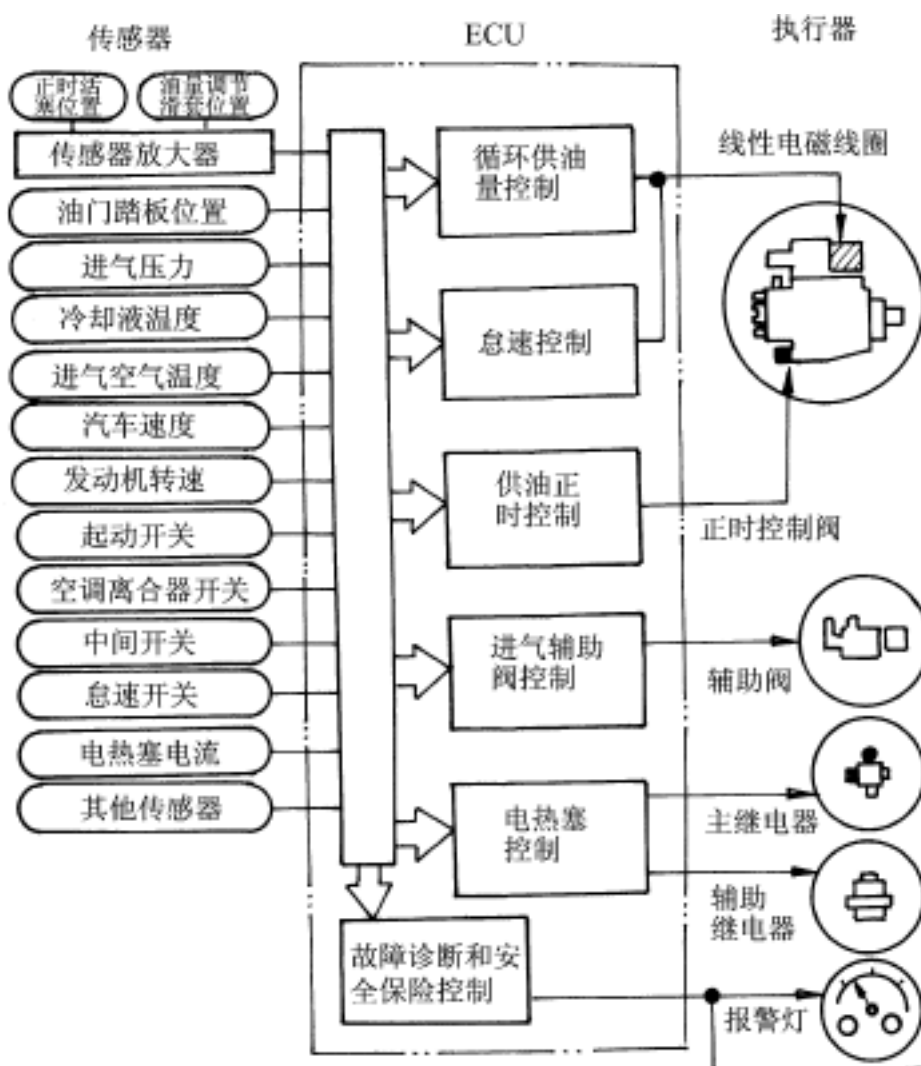


图 6-2 日本电装 ECD-V₁ 系统方框图

个非接触型的差动电感式位置传感器 (SPS) 与电枢头部相连, 用来提供油量调节滑套的实际位置的反馈信号, 实现闭环控制。图 6-3 所示为这种差动电感式位置传感器的线路方框图。供油正时的“位置控制”则采用了电控液压提前器, 即用一个电磁式正时控制阀来改变正时活塞高压侧流向低压侧的燃油流量, 控制正时活塞的位置; 也采用了一个非接触型的差动电感式位置传感器 (TPS) 来提供正时活塞实际位置的反馈信号, 实现闭环控制。在这些位置传感器中, 为避免信号噪声随传感器和传感放大器之间的距离增加而显著增大, 传感放大器被设置在传感器附近, 图 6-4 所示为传感放大器原理图。电控单元将频率为 125kHz 的矩形波信号传送给传感放大器, 整形后被送到传感器。与上述位置传感器内的电枢位移成正比的输出交流信号送回放大器后被及时处理并被转换为直流信号再送回电控单元。

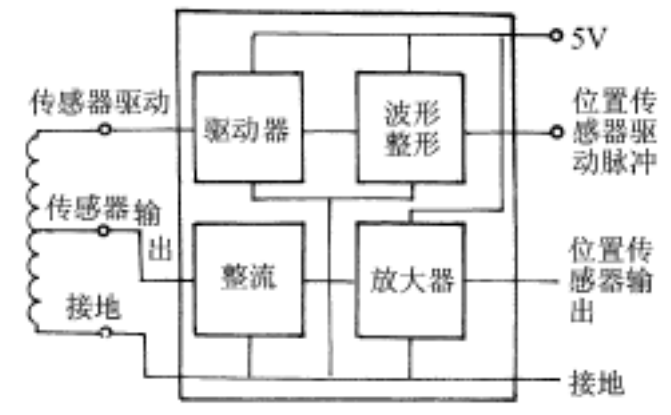


图 6-3 差动电感式位置传感器的线路方框图

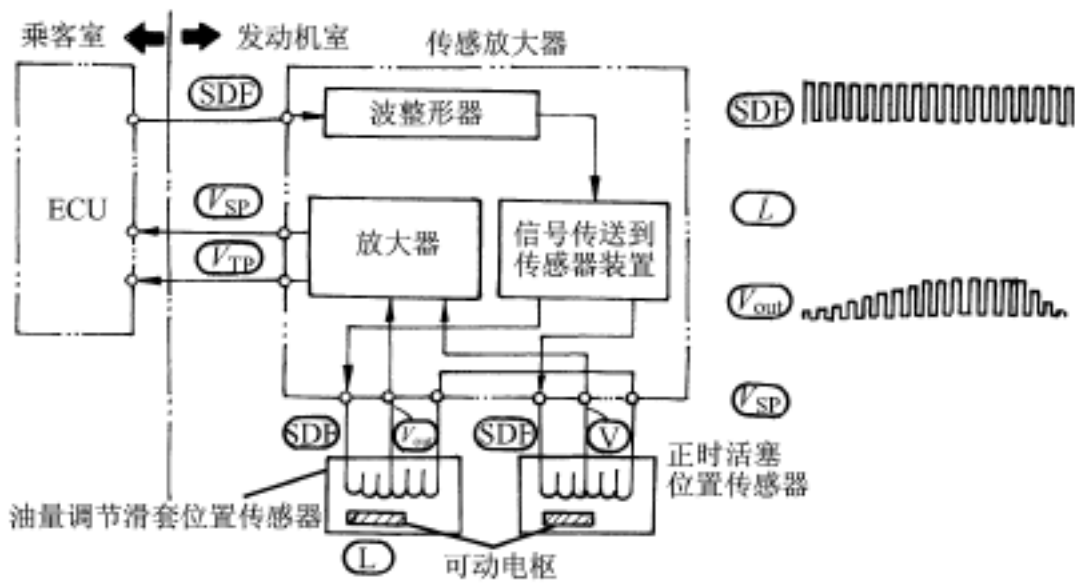


图 6-4 传感放大器原理图

当柴油机处于低温起动后的暖机阶段以及由于空调压缩机的接入而使柴油机怠速不稳时, 系统则通过循环供油量的补偿调节来进行怠速管理。

为了降低柴油机低负荷下的噪声和振动, 使柴油机能平稳停车, 以及防止系统一旦发生故障而造成柴油机飞车, 通过对设置在进气管中的节流阀的开度控制来进行进气控制。

由于采用了涡流室式燃烧系统, 所以设置了起动预热塞。系统通过定时器来控制流过预热塞的电流, 进行起动控制。

系统具有故障自诊断功能, 能将监控到的系统故障信息储存在备用的存储器中, 同时报警灯亮, 告知故障发生, 直至故障被排除。系统还具有安全保险功能和后备控制功能, 表 6-1 所列为故障出现后, 安全保险功能所起作用的情况。当电控单元的控制程序出问题时, 电控单元则将系统转换到后备控制模式上去。后备控制电路是比较简单的控制电路, 使喷油系统按预定值喷油, 让驾驶员能将汽车开到附近的维修站, 柴油机转速由专设的频率-电压转换电路来监控, 一旦转速超过预定值, 由燃油截止阀停止供油。

表 6-1 故障出现后安全保险功能所起的作用

出现故障的部分	安全保险功能的作用
线性电磁铁油量调节滑套位置传感器	使辅助阀为半闭合状态,控制循环供油量在低于柴油机某个转速之下工作
油门踏板行程传感器	固定供油在某一定值
曲轴转速传感器	使辅助阀为半闭合状态,根据油门踏板行程调节循环供油量
正时控制阀	使最大循环供油量减少
正时活塞位置传感器	使 TCV 指令固定到预定值
进气压力传感器 冷却液温度传感器 进气温度传感器	调整信号到预定值

图 6-5 所示为电控单元方框图。电控单元由四个大规模集成电路(CPU、ROM、I/O、A/D)及接口电路组成。系统设有 5V 工作电压和备用电源。当主电路开关断开时,由备用电源向辅助 RAM 供电。CPU 是专门设计的 12 位并行微处理器。它和 I/O、ROM(5k12 位)、RAM(160 字节×12 位,其中 32 字节作为辅助 RAM)连接在一起。A/D 转换器为抗干扰能力强的四积分型转换器。转换结果是 11 位,足以满足控制要求。A/D 转换器包括 8 个通道,

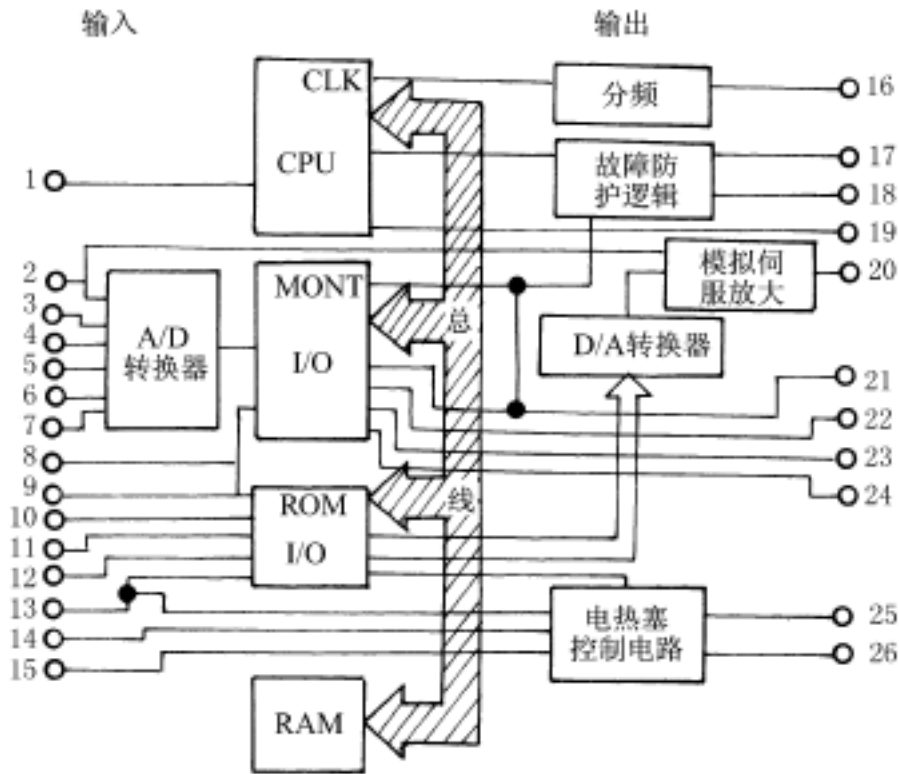


图 6-5 ECD-V₁ 系统电控单元方框图

- 1 - 柴油机转速; 2 - 油量调节滑套位置; 3 - 正时活塞位置; 4 - 油门踏板行程; 5 - 进气压力; 6 - 冷却液温度; 7 - 进气温度; 8 - 车轮转速; 9 - 怠速开关; 10 - A/C 离合器开关; 11 - 试验端; 12 - N/D 开关; 13 - 起动开关; 14 - 电流传感器; 15 - 充电灯继电器; 16 - SDF; 17 - 辅助阀 1; 18 - 辅助阀 2; 19 - 电热指示; 20 - 线性电磁线圈; 21 - 正时控制阀; 22 - 涡轮指示器; 23 - 校准发动机指示灯; 24 - 故障诊断输出; 25 - 电热塞主继电器; 26 - 电热塞辅助继电器

分时使用,输入信号的转换时间为 4ms。图 6-6 所示为电控单元控制软件流程方框图。循环供油量控制程序大约每隔 4ms 校正一次油量调节滑套的位置。喷油正时控制是每隔 4ms 中断循环处理一次。A/ D 转换器的转换时序如图 6-7 所示。

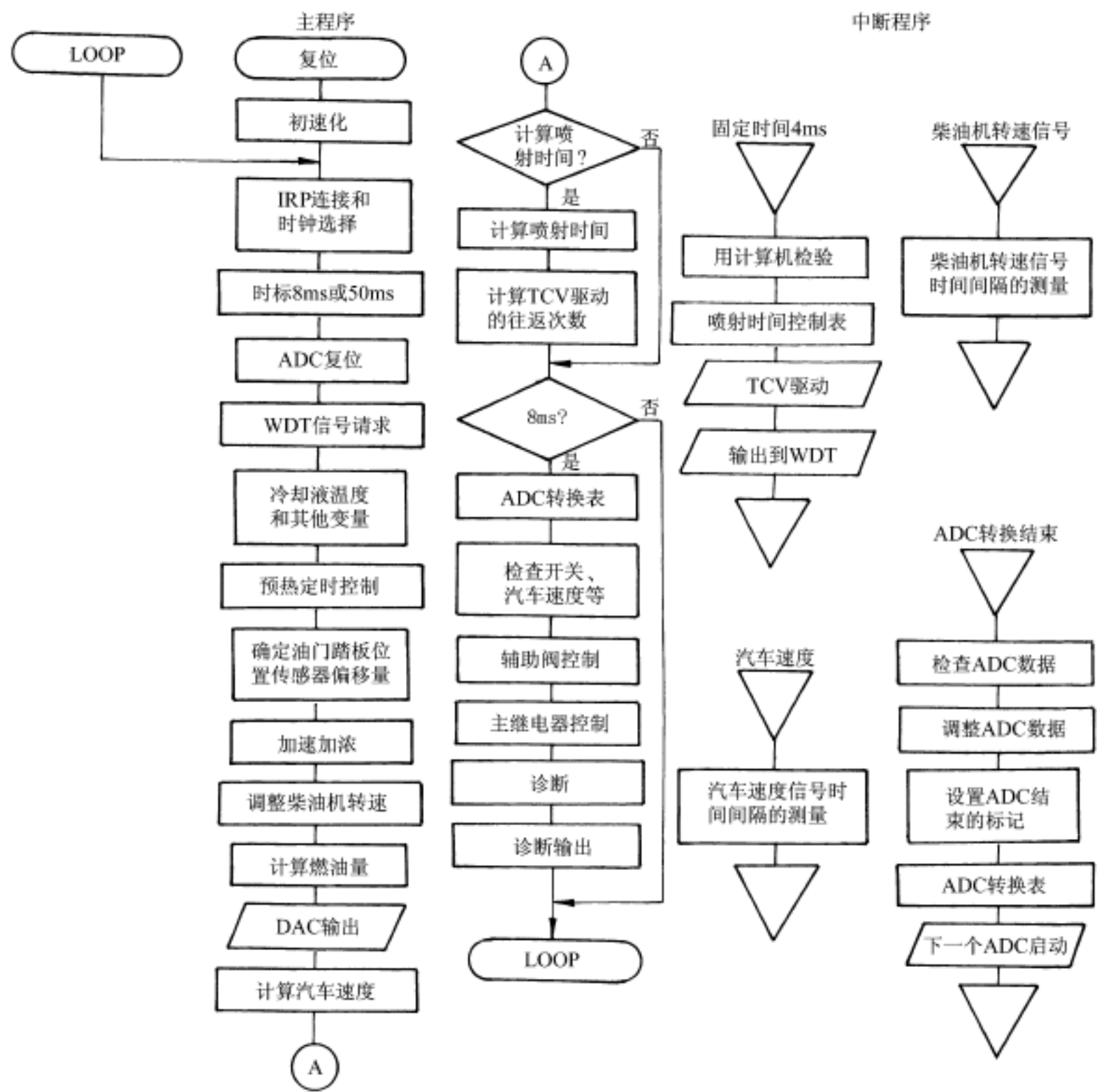


图 6-6 电控单元控制软件流程方框图

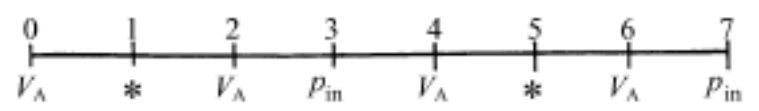


图 6-7 A/ D 转换时序图

V_A - 油门踏板行程; p_{in} - 进气压力; * - 其他

1985 年,日本丰田汽车公司将日本电装公司的第二代 ECD 系统(即 ECD -V₃ 系统)用在其新开发的、缸径和行程分别为 74mm 和 84mm、转速 4800r/ min 时额定功率为 41kW 的三缸废气涡轮增压直喷式柴油机上。1989 年又将其用在为皇冠牌 2.5L 柴油轿车上新改进的转速 3800r/ min 时额定功率为 73.6kW、顶置凸轮轴直接驱动气门的 2L-THE II 型四缸废气涡轮增压涡流室式柴油机上。图 6-8 所示为该系统的组成示意图。

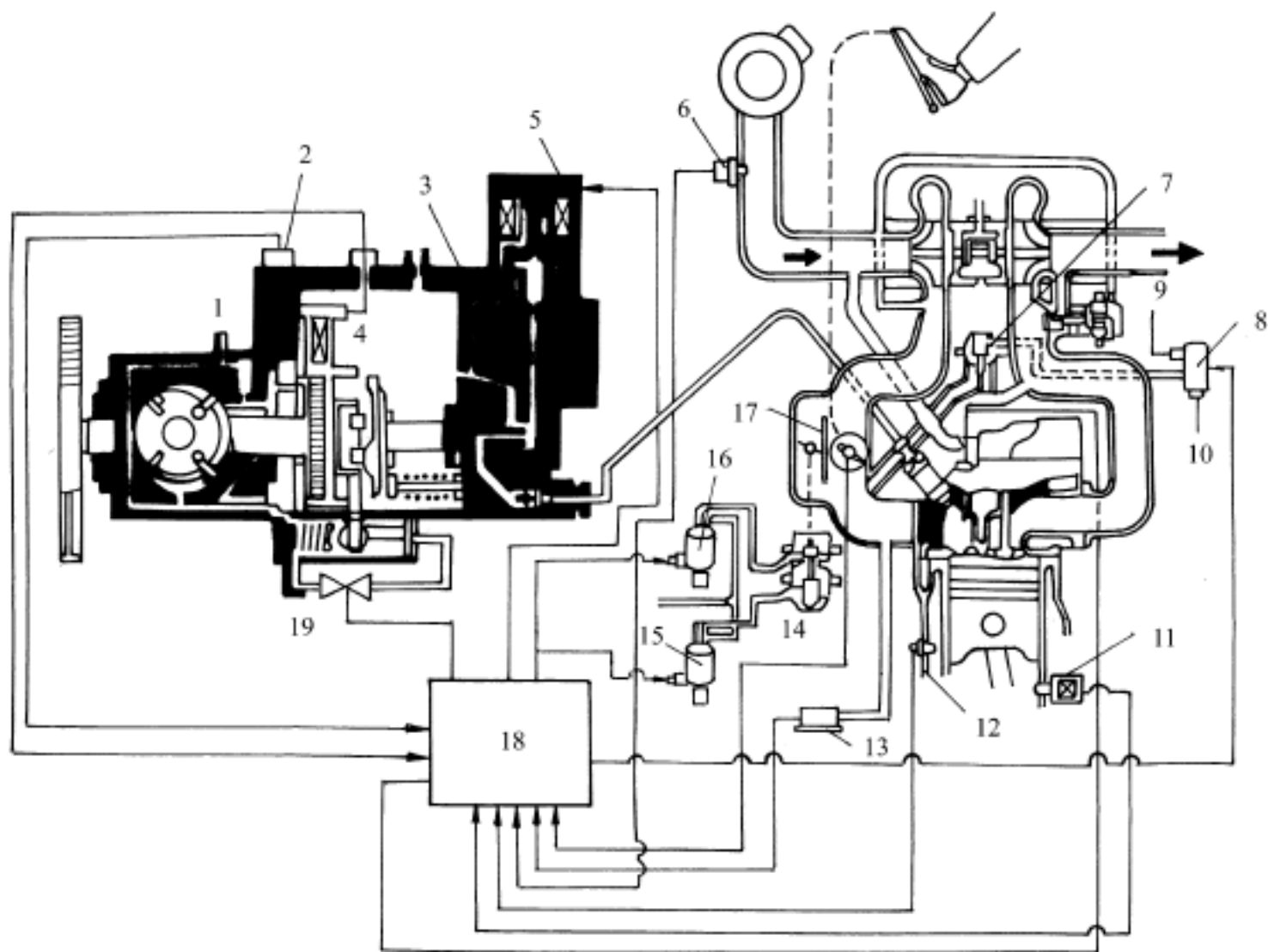


图 6-8 ECD -V₃ 系统组成示意图

1 - 燃油进口;2 - 修正阻抗;3 - 燃油出口;4 - 泵角度传感器;5 - 电磁溢流阀;6 - 进气温度传感器;7 - EGR 阀;8 - EGR 阀用的 VSV;9 - 真空;10 - 空气;11 - 曲轴转速与位置传感器;12 - 冷却液温度传感器;13 - 增压压力传感器;14 - 油门踏板位置传感器;15 - VSV;16 - VSV;17 - 进气节流阀;18 - 电控单元;19 - 正时控制阀

ECD -V₃ 系统与 ECD -V₁ 系统的最大区别在于在燃油喷射控制中对循环供油量采用了“时间控制”,即用数字量信号由电控单元直接控制循环供油量。它采用了伺服式电磁溢流阀(参见图 5-74)作为对高压腔燃油溢流通道实施关闭或开启的执行器。利用安装在喷油泵凸轮轴上的泵角度脉冲发生器和装在滚柱环上的泵角度传感器识别泵油始点,通过对电磁溢流阀关闭后柱塞开始泵油到电磁溢流阀开启这段时间的控制,即对柱塞泵油持续时间(或泵油角度)的控制来控制循环供油量。它完全取消了 ECD -V₁ 系统中起“电子调速器”作用的线性螺线管、杠杆机构、位置传感器以及有关的功率放大器、信号处理电路等复杂机构,使结构大为简化。此外,由于所用的电磁溢流阀具有很高的响应特性,因此可以很容易地对各缸循环供油量的偏差进行补偿调节,以获得良好的各缸供油均匀性。

如图 6-9 所示,ECD -V₃ 系统保留了 ECD -V₁ 系统采用电控液压提前器对供油正时进行

“整体调整”的“位置控制”的方法,但取消了正时活塞位置传感器,而是用燃油泵凸轮转角与位置传感器(泵角度传感器)信号和曲轴转角与位置传感器信号间的相位差,对喷油正时进行反馈控制。此外,它还采用了燃烧始点光电传感器,通过测定由表征实际燃烧始点燃烧闪光产生的电信号对供油正时进行附加的补偿调节,以补偿燃油品质和大气压力对柴油机性能的影响。由于该系统电磁溢流阀的关闭或开启时刻是可控制的,所以具有了根据柴油机性能优化的需要改变供油始点、供油终点和供油速率的功能。

ECD -V₃ 系统除保留了 ECD -V₁ 系统已有的各种控制和功能外,在怠速控制中增加了对燃油粘度的自学习控制,即当燃油温度升高、粘度下降时,以及供油量偏少而使怠速不稳定时,增加怠速补偿供油量。同时还增加了对自动变速器换档时怠速稳定的控制。此外,系统增加了排放控制功能,增设了 EGR 真空电磁阀(VSV)和 EGR 阀,在废气再循环工作区,通过对废

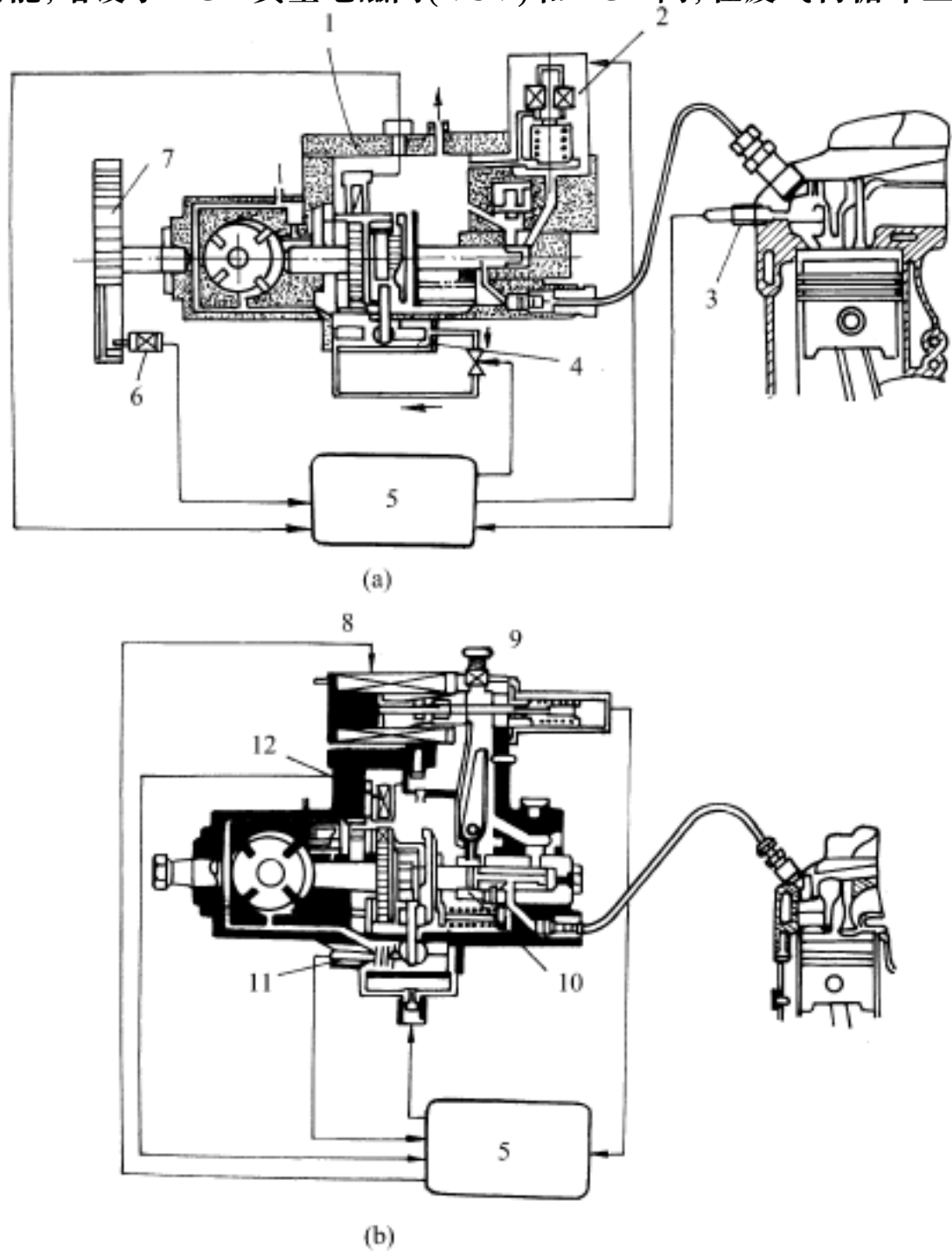


图 6-9 ECD -V₃ 系统和 ECD -V₁ 系统的比较

(a) ECD -V₃ 的系统图;(b) ECD -V₁ 的系统图

- 1 - 泵角度传感器;2 - 电磁溢流阀;3 - 燃烧始点传感器;4 - 正时控制阀;5 - 电控单元;6 - 曲轴转速与位置传感器;7 - 喷油泵驱动皮带轮;8 - 线性螺线管;9 - 油量调节滑套位置传感器;10 - 调节滑套;11 - 正时活塞位置传感器;12 - 车速传感器

气再循环量的控制,来降低 NO_x 的排放。

20 世纪 90 年代中期,为满足更高的环保(包括降低 CO₂)要求,丰田汽车公司研制开发了 1HD -FTE 型排量为 4 16L 的采用高压喷射的四气门直喷式废气涡轮增压柴油机,用在该公司最高级的 SUV 车上。由于 VE 型分配泵采用的是端面凸轮,使喷油泵泵端压力受到一定限制。为了满足高压喷射的要求,采用了径向柱塞型分配泵系统,并在高比压部件上采用 CrN 涂层,使喷油压力从 80MPa 提高到 120MPa,同时也提高了喷油结束时的断油性能。图 6-10 所示为该机所用的电控系统示意图。其燃油喷射控制采用电磁溢流阀作为执行器,对循环供油量、供油正时进行“时间控制”。为了给主喷射创造良好的着火环境,缩短着火延迟,在实现平稳起动和低噪声的同时,防止因不发火而引起的冒白烟,采用了具有预喷射的分段喷射。在排放控制中则采用了 EGR 控制。从图 6-11 可以看出,它采用了吸气冷却式的 EGR 阀,即利用吸入经过中冷器冷却过的新鲜空气来冷却 EGR 阀座和轴等,使 EGR 阀在柴油机高负荷时能可靠工作。系统的电控单元中的微处理器从以往的 8 位增加到 16 位,使运算和处理能力大为提高。

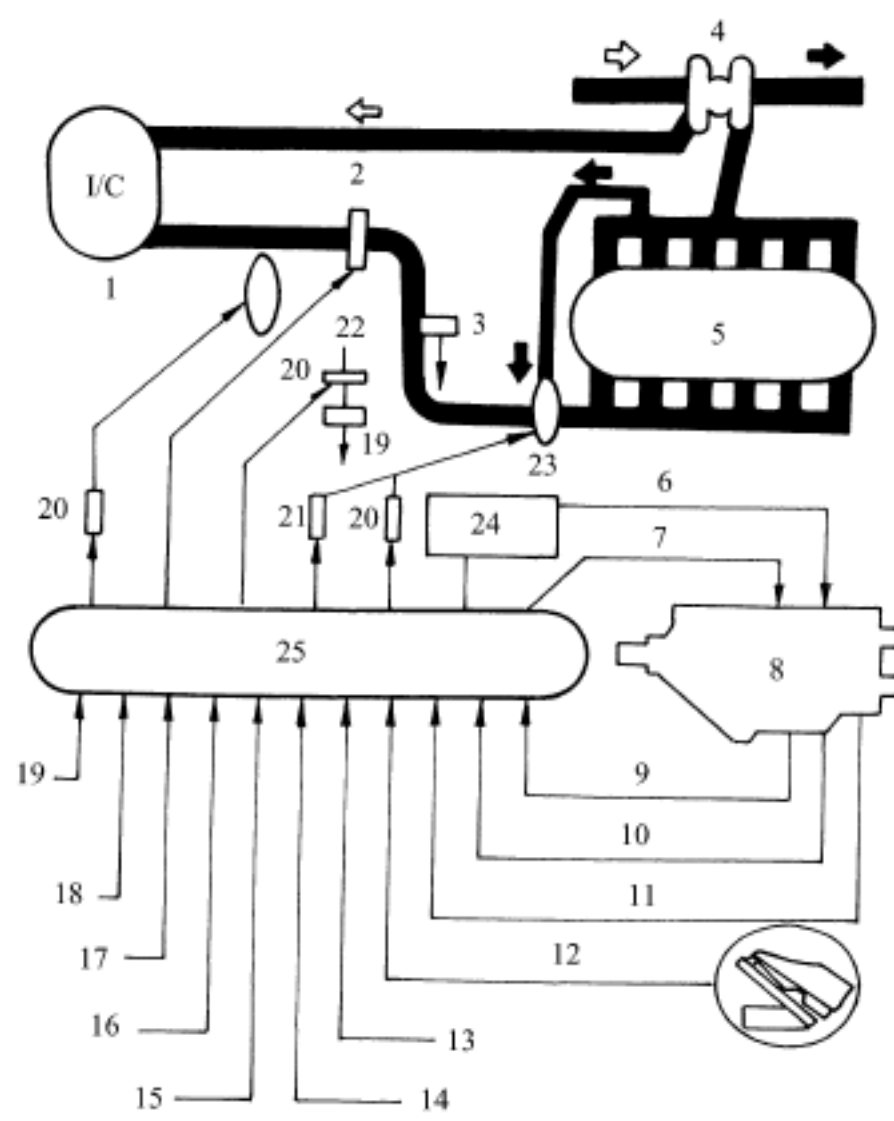


图 6-10 丰田 1HD-FTE 型柴油机电控系统示意图

- 1 - 中冷器;2 - 进气加热器;3 - 进气温度传感器;4 - 涡轮增压器;5 - 柴油机;6 - 循环供油量指令;7 - 供油正时指令;8 - 喷油泵;9 - 转速脉冲信号;10 - 燃油温度;11 - PROM 修正信息;12 - 油门踏板位置传感器;13 - 曲轴转速和位置传感器;14 - 其他传感器信号;15 - 进气温度信号;16 - 大气压力信号;17 - 冷却液温度信号;18 - 车速信号;19 - P 传感器信号;20 - VSV;21 - E-VRV;22 - 大气;23 - EGR 阀;24 - EDU;25 - 电控单元

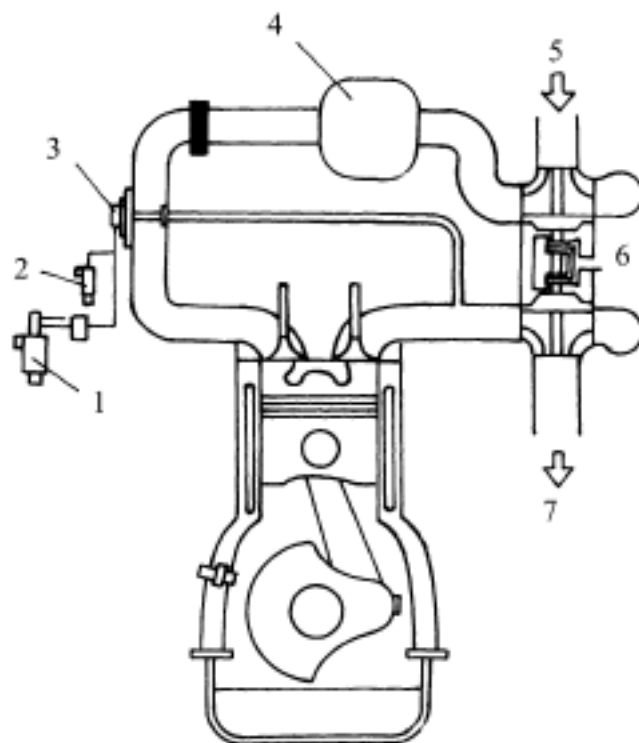


图 6-11 吸气冷却式 EGR 系统

- 1 - 负压调整阀; 2 - 负压转换阀; 3 - 吸气冷却式 EGR 阀;
4 - 中冷器; 5 - 进气; 6 - 涡轮增压器; 7 - 排气

6 2 德国 Bosch EDC 系统

1985 年, 德国 Bosch 公司推出了该公司用于轿车柴油机上的第一代以微机为控制单元的现代车用柴油机电控系统——EDC 系统, 1986 年开始批量生产。1991 年 10 月大众汽车公司 Passat 型轿车用的首批 1.9L 四缸 TDI 涡轮增压中冷直喷式轿车柴油机上就采用了装有带 MSA6 电控单元的 EDC 系统(参见图 1-16)。除了主要用来进行电控 VE 型分配式喷油泵系统的燃油喷射控制外, EDC 系统也用于柴油机的怠速控制、排放控制、增压控制、起动控制, 同时还具有故障自诊断功能、安全保险功能和后备控制功能, 此外还具有与轿车上其他电控系统进行信息交换(数据通信)的功能。图 6-12 所示为该系统的组成示意图。

如图 6-13 所示, EDC 系统中所用的电控 VE 型分配泵系统也保留了传统的 VE 型分配泵系统的基本组成和结构, 属于第一代电控喷油系统(即常规压力电控喷油系统)。从图 6-14 可以看出, 在燃油喷射控制中, 它采用了一个布置在喷油泵体内上方的转动式螺线管作为执行器(参见图 3-6), 通过一套传动机构来控制油量调节滑套的位置, 实现循环供油量的“位置控制”。在转动式螺线管的上方有一个角度传感器(参见图 5-12)作为油量调节滑套位置传感器, 提供反馈信号, 实现闭环控制。对供油正时的“位置控制”采用了与日本电装公司 ECD-V₁ 系统相同的电控液压提前器。喷油器体内部安装了一个用来直接检测喷油始点的电磁式针阀升程传感器(参见图 5-26), 利用它和柴油机曲轴转角与位置传感器信号来确定实际喷油正时, 提供反馈信号, 实现供油正时的闭环控制。图 6-15 所示为喷油正时控制方框图。

其他控制功能与日本电装公司 ECD-V₁ 系统大致相同。

电控单元分成两个部分: ECU1 和 ECU2。ECU1 的程序存储器为 16k, ECU2 的程序存储器为 12k。它们分装在两个盒子里, 独立工作。ECU1 和 ECU2 管理和控制的功能如表 6-2 所示。

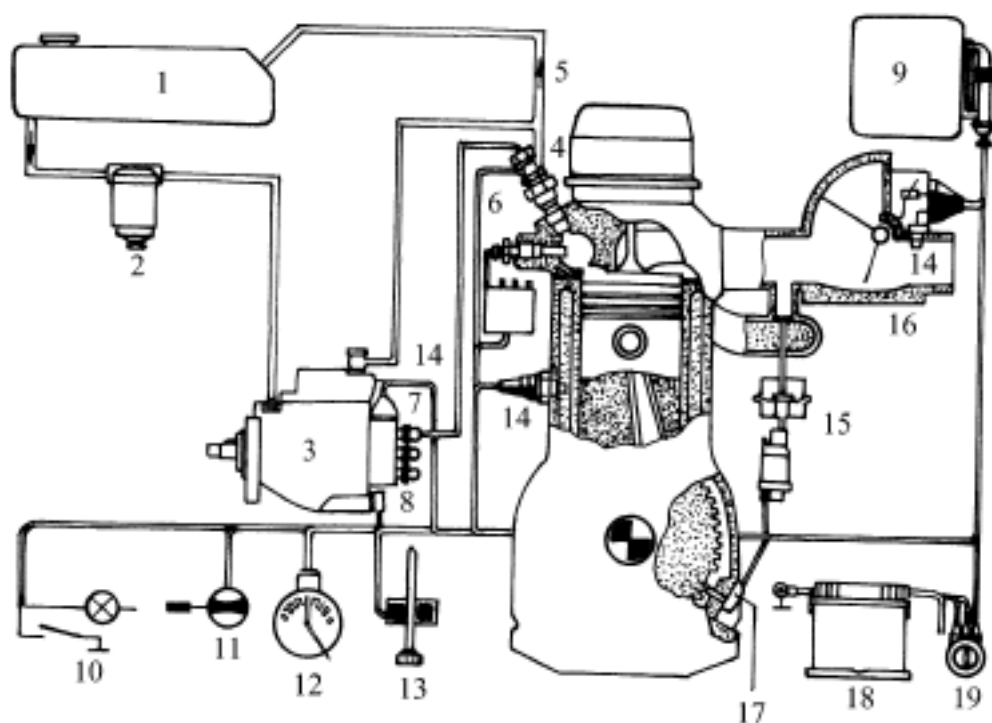


图 6-12 德国 Bosch EDC 系统组成示意图

1 - 燃油箱; 2 - 燃油滤清器; 3 - VE 泵; 4 - 带针阀升程传感器的喷油器; 5 - 回油管; 6 - 电热塞及其控制元件; 7 - 电磁断油开关; 8 - 电磁阀; 9 - 电控单元; 10 - 故障诊断和报警指示; 11 - 巡航控制操纵杆; 12 - 油门踏板位置传感器; 13 - 车速传感器; 14 - 温度传感器(冷却液、空气、燃油); 15 - EGR 阀; 16 - 空气流量计; 17 - 曲轴转速传感器; 18 - 蓄电池; 19 - 电热塞和起动开关

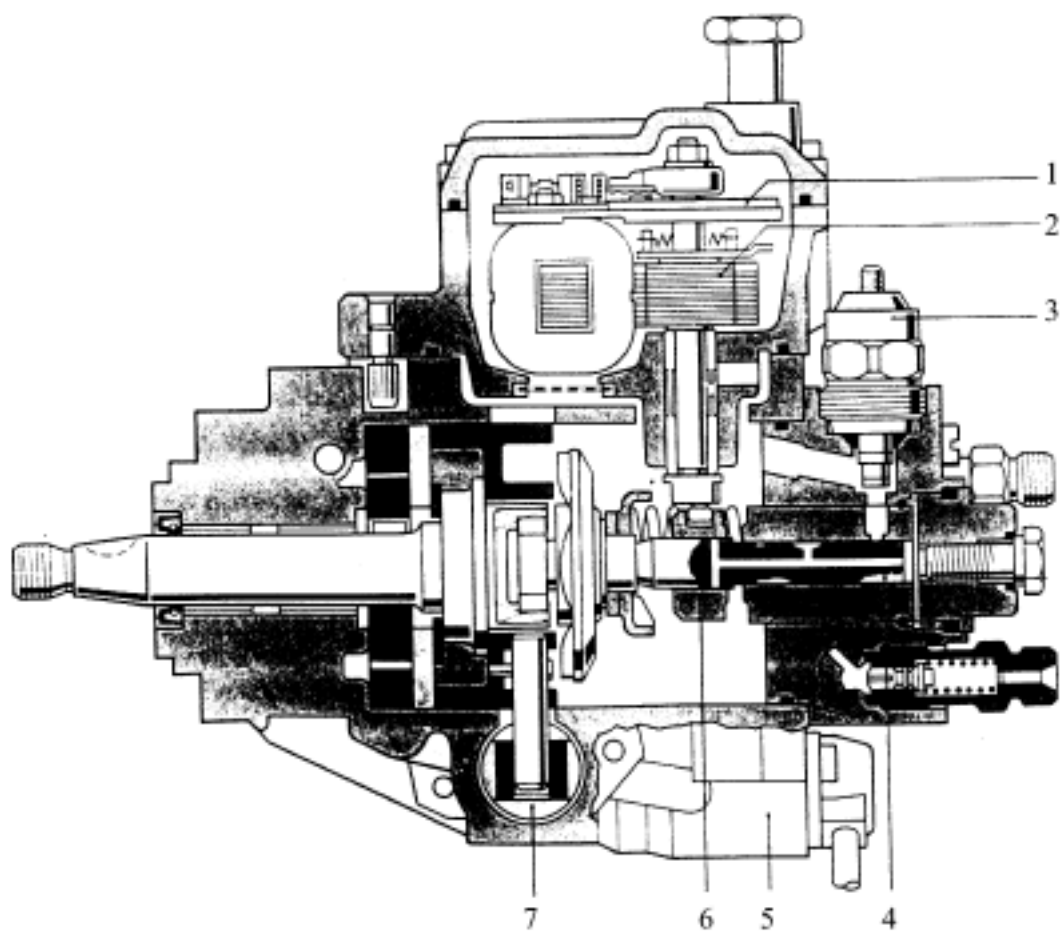


图 6-13 EDC 系统中所用的电控 VE 泵

1 - 油量调节滑套位置传感器; 2 - 油量控制执行器; 3 - 电磁开关; 4 - 柱塞; 5 - 控制供油正时的电磁阀; 6 - 油量调节滑套; 7 - 供油提前器

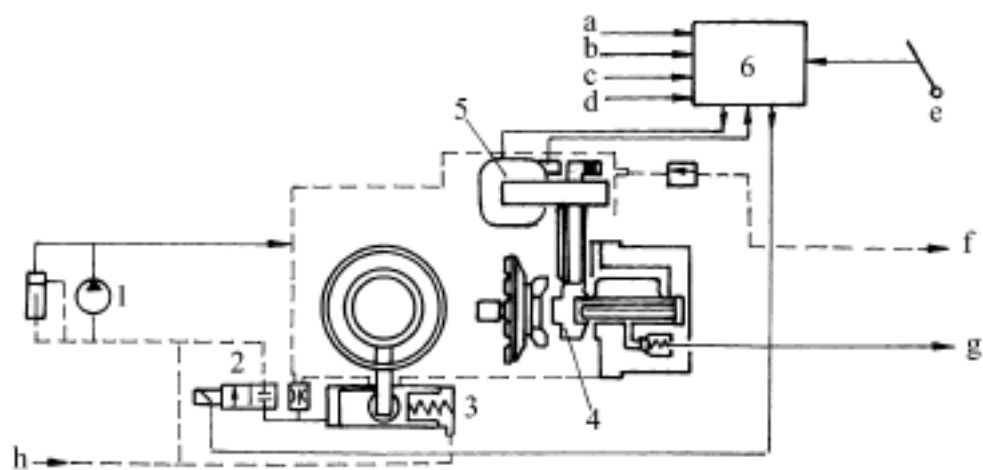


图 6-14 EDC 系统中所用的电控 VE 泵控制示意图

1 - 输油泵; 2 - 控制供油正时的电磁阀; 3 - 供油提前器; 4 - 油量调节滑套; 5 - 带有位置传感器的油量控制执行器; 6 - 电控单元
a - 转速; b - 喷油始点; c - 温度; d - 增压压力; e - 油门踏板位置; f - 回油; g - 主喷油器; h - 进油

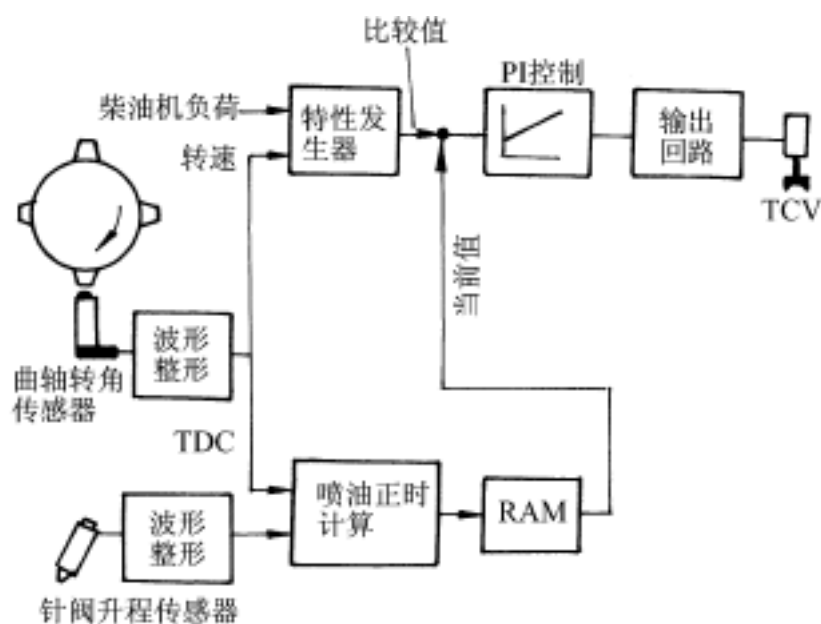


图 6-15 EDC 系统喷油正时控制方框图

表 6-2 ECU1 和 ECU2 的控制功能

ECU1: 循环供油量控制

① 循环供油量特性曲线的存储; ② 扭矩校正; ③ 烟度极限; ④ 怠速控制; ⑤ 各缸均匀性控制; ⑥ 游车抑制; ⑦ 增压压力控制; ⑧ 巡航控制; ⑨ 安全性和舒适性

ECU2: 排放控制

① 正时控制; ② 废气再循环控制; ③ 电热塞控制; ④ 自诊断功能

为了安全, 在电控单元中设置了复杂的软件故障诊断系统。对已判明的故障, 按不同类型、出现的频率和现行工况进行存储。通过报警器或诊断指示灯闪烁, 或与测试系统进行串行通信, 都能提供故障信息。串行通信诊断软件结构如图 6-16 所示。此外, 还设置了如图 6-17 所示的备用硬件安全逻辑电路。该电路的输入信号有柴油机转速、油量调节滑套位置和车辆制动信号。如果安全逻辑电路遇到彼此不相容的信号, 就切断油量执行机构, 使供油停止。

电控单元的发展经历了两个阶段。第一阶段采用了 INTEL8032 芯片, 第二阶段则采用

了 SIEMENS80535 芯片,时钟频率从 6MHz 提高到 12MHz,为系统功能的扩展提供了条件,并广泛采用表面安装器件(SMD),用集成电路代替分立元件,降低了成本,提高了可靠性。其电控单元方框图如图 6-18 所示。

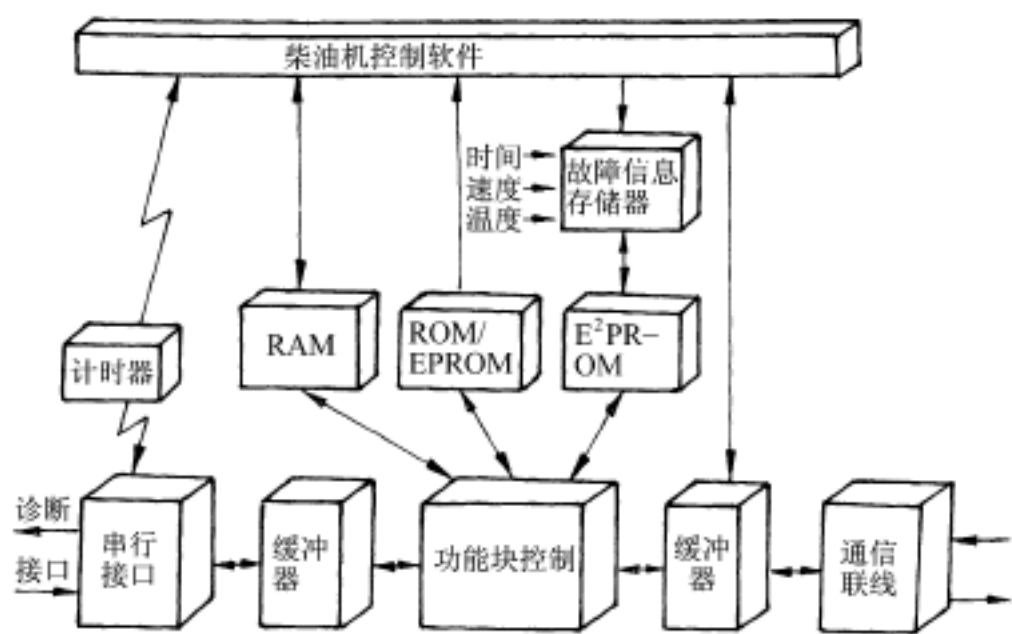


图 6-16 串行通信诊断软件的结构示意图

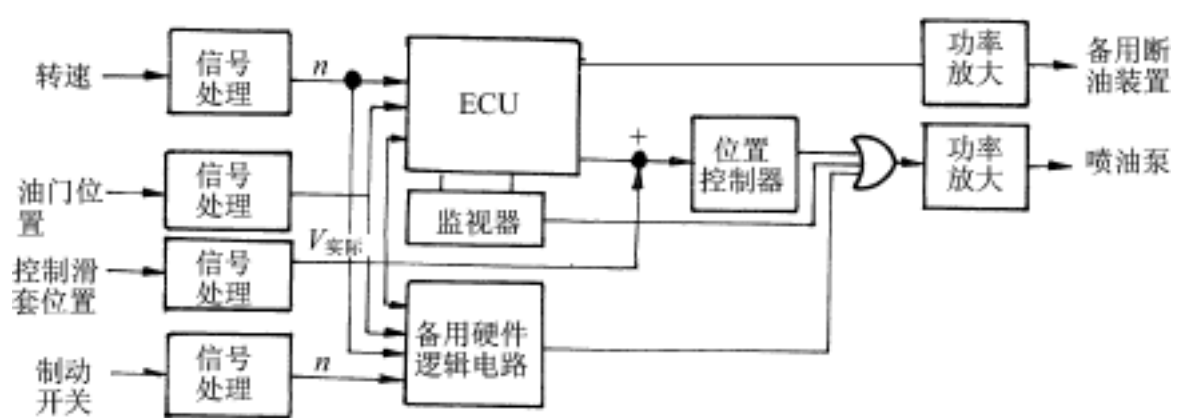


图 6-17 备用硬件安全逻辑电路

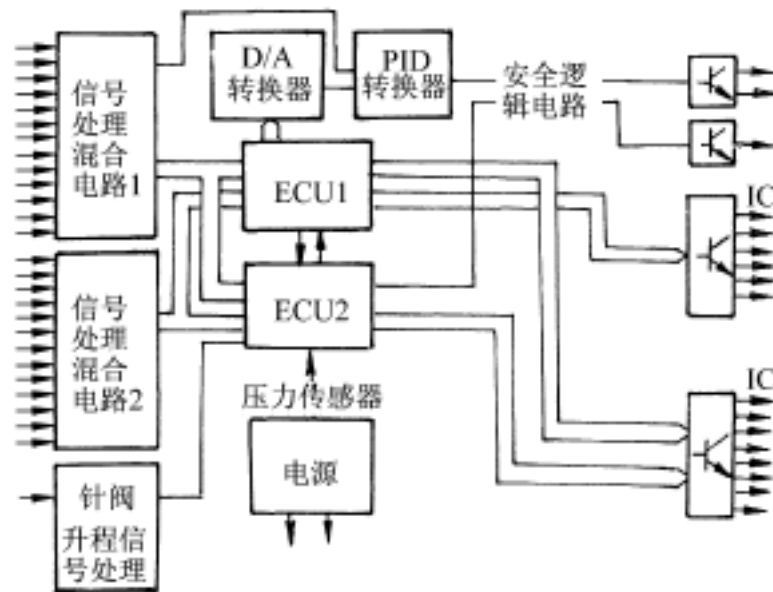


图 6-18 EDC 系统电控单元方框图

20 世纪 90 年代初, Bosch 公司在其 EDC 系统的燃油喷油控制中对循环供油量采用了“时间控制”。为此, 将其原来的 VE 型分配泵系统更换为新研制开发的 VP29 型分配泵系统。它采用了既是溢油阀又是进油阀的高速电磁溢流阀(参见图 5-72)作为对高压腔燃油溢流通道实施关闭或开启的执行器(如图 6-19 所示), 电磁溢流阀设置在喷油泵的各缸出油口之间, 紧靠高压腔。它采用溢油-泵油-溢油法(SPS 法)对循环供油量进行控制。当电磁溢流阀开启时, 燃油进入高压腔, 进油过程中油量不加控制。电磁溢流阀关闭的时刻就是供油始点, 该始点可以在凸轮升程的最低点即柱塞行程的下止点, 也可以在凸轮上升工作段上任何一点, 即柱塞泵(压)油行程的某一位置。电磁溢流阀一开启, 供油就结束。电磁溢流阀关闭的持续时间决定了循环供油量。电磁溢流阀如果在关闭情况下出故障, 则因没有燃油吸入, 而不会供油; 如果在开启情况下出故障, 则吸入的燃油在柱塞上升时又会重新通过电磁溢流阀排回进油腔, 也不会供油, 因而不需要另外附加停油装置。但为了要获得实际供油始点的反馈信息, 喷油泵内仍需安装凸轮转角-时间测量系统, 每间隔 3° 有一个齿, 各缸之间有参考宽槽。如图 6-20 所示, 系统保留了原来的用电控液压提前器对供油正时进行调整的“整体调整”的“位置控制”方法和闭环控制方法, 但可选择不同速度的凸轮工作段作为电磁溢流阀关闭的时刻(供油始点), 达到改变供油速率的目的。

电控单元中的 ECU1 作为喷油泵控制器安装在喷油泵的顶部, 燃油经油箱通过滤清器后流入喷油泵控制器下方的空腔, 冷却集成电路后再流入输油泵, 在输油泵内, 燃油压力升高到 $0.6 \sim 1.2 \text{ MPa}$, 然后进入泵体。

1995 年底, Bosch 公司又在其 EDC 系统中使用了具有精度更高、燃油计量柔性更好、装有新型高压电磁溢流阀的 VP37 型电控 VE 型分配泵, 使喷油系统泵端压力达到 80 MPa , 喷端压力达到 120 MPa , 以满足现代直喷式轿车柴油机高压喷射的要求。1996 年, 德国大众汽车公司成为世界上首家向美国供应直喷式柴油轿车的汽车制造商。为了满足极为严格的美国排放法规, Bosch 公司在其 EDC 系统中使用了经过强化的 VP37 型分配泵, 泵端压力提高到 95 MPa , 同时将喷油器的喷孔直径从 0.184 mm 缩小到 0.158 mm , 喷端压力提高到 135 MPa 。

图 6-21 所示为用于 1998 年德国大众汽车公司推向北美市场的新型 Passat 轿车上功率为

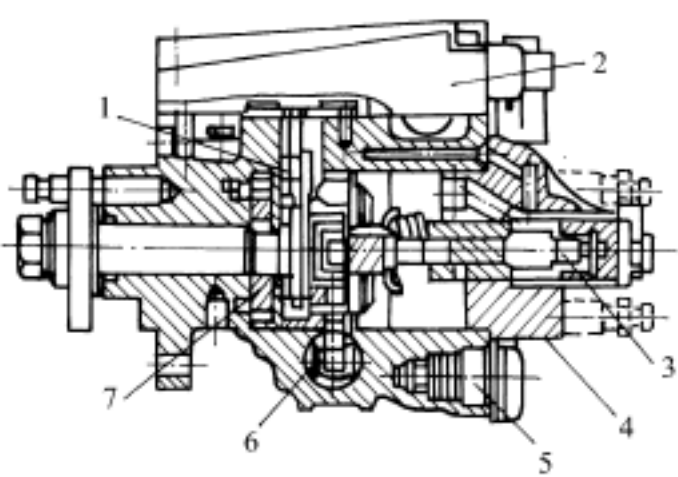


图 6-19 VP29 型电控分配泵结构

1 - 泵体; 2 - 电控单元; 3 - 电磁阀; 4 - 分配头; 5 - 控制供油正时的电磁阀; 6 - 供油提前器; 7 - 输油泵

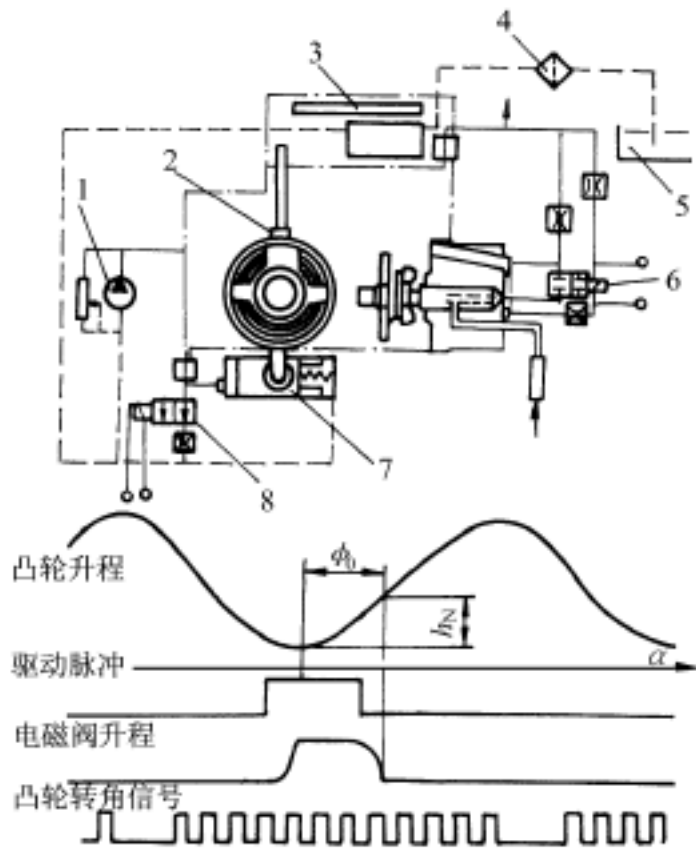


图 6-20 VP29 型电控分配泵系统工作原理图

1 - 输油泵; 2 - 喷油泵; 3 - 电控单元; 4 - 燃油滤清器; 5 - 燃油箱; 6 - 电磁阀; 7 - 供油提前器; 8 - 控制供油正时的电磁阀

66kW(4400r/min 时)的 1.9L 四缸 TDI 涡轮增压直喷式柴油机的电控系统方框图。电控单元采用了已属于第四代的 EDC15 模块,由于对排放、燃油耗率和舒适性方面的要求的增加,在新一代的电控单元中大大增加了用来控制输入与输出关系的特征线和脉谱图的数量。微处理器由 8 位升至 16 位, RAM 从 64k 扩大到 256k。除燃油喷射控制外,还包括了采用可变涡轮增压截面(VNT)控制的增压控制、采用废气再循环控制的排放控制、采用 OBD- II 的故障自诊断系统和与汽车传动系统、制动系统电控单元之间进行数据通信的 CAN 系统。

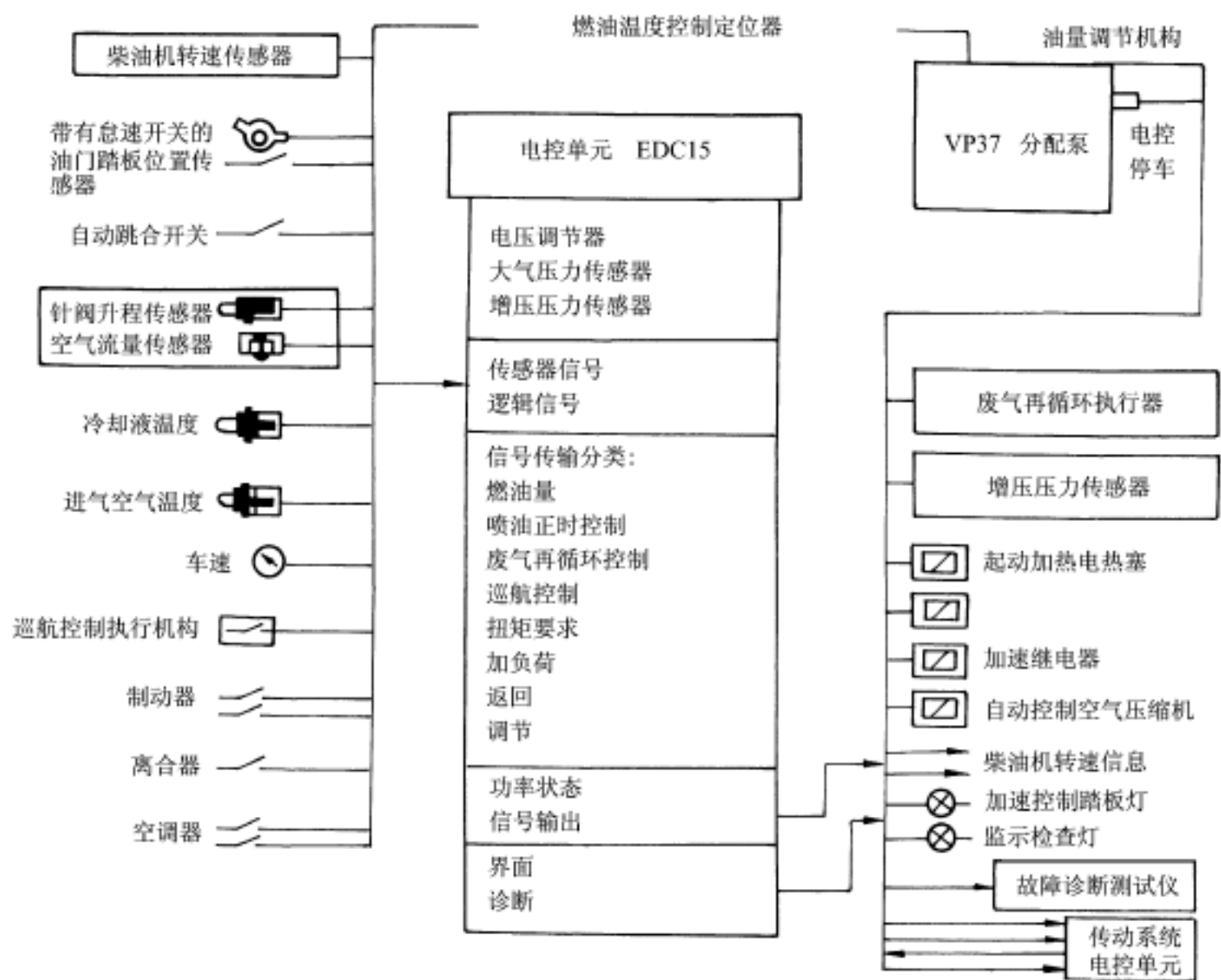


图 6-21 1.9L 四缸 TDI 涡轮增压直喷式柴油机系统方框图

6.3 美国 Stanadyne PCF 系统

20 世纪 80 年代中期,美国 GM 公司在其 4.3~6.2L 的轻型载重车柴油机上首次使用了 Stanadyne 公司研制的现代车用柴油机电控系统——PCF 系统。

PCF 系统除了主要用来进行电控 DB2 型径向柱塞型分配泵系统的燃油喷射控制外,也用于柴油机的怠速控制、排放控制、起动控制,同时还具有故障自诊断功能、安全保险功能和后备控制功能。图 6-22 所示为该系统的组成示意图。

PCF 系统中所用的电控 DB2 型径向柱塞型分配泵系统保留了 Stanadyne 公司传统的 DB 型分配式喷油泵系统的基本组成和结构,但是其传统的机械式进油计量阀被由电控单元控制

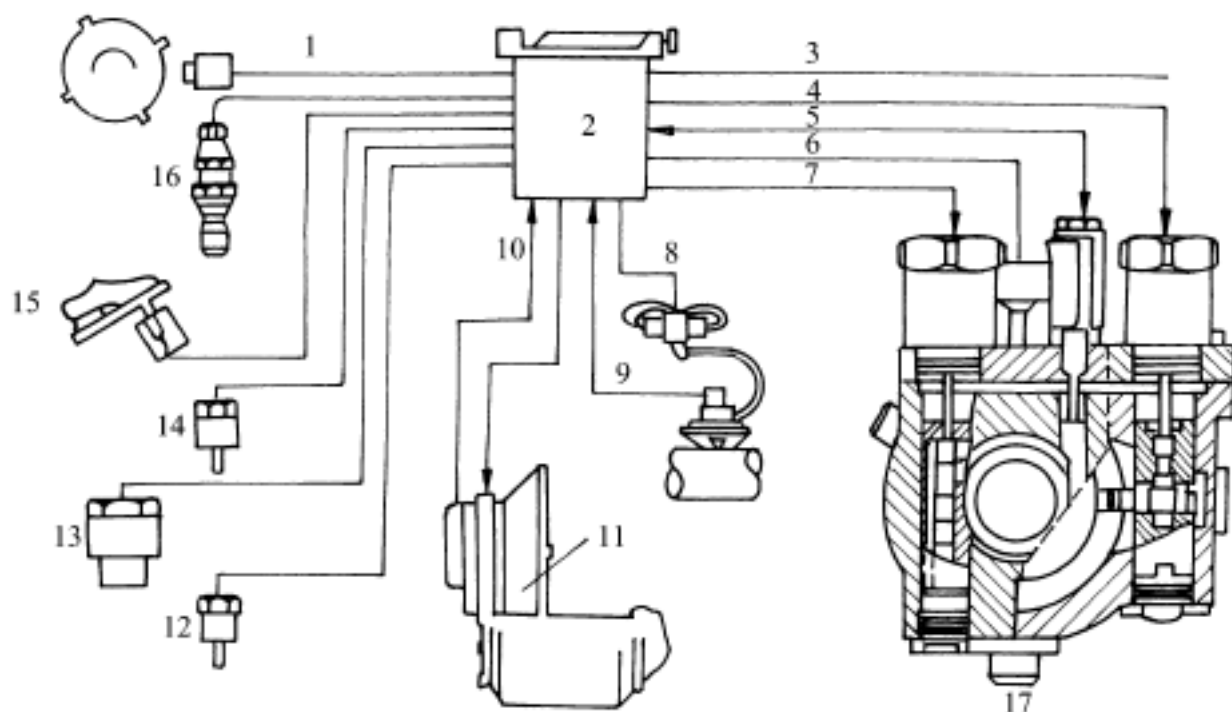


图 6-22 美国 Stanadyne PCF 系统组成示意图

1 - 曲轴转速和位置传感器; 2 - 电控单元; 3 - 串行通信口; 4 - 供油正时控制; 5 - 循环供油量反馈信号; 6 - 断油控制; 7 - 循环供油量控制; 8 - EGR 控制; 9 - EGR 反馈信号; 10 - 车速信号; 11 - 传动控制; 12 - 进气温度传感器; 13 - 进气压力传感器; 14 - 冷却液温度传感器; 15 - 油门踏板位置传感器; 16 - 喷油始点传感器; 17 - 喷油泵

的柱塞行程执行器所代替,即在燃油喷射控制中,通过增设由传感器、电控单元和执行器等组成的控制系统,对循环供油量和供油正时进行“位置控制”。

为实现对泵油柱塞径向行程的控制,柱塞的一端被加工成两个对中轴面有同样斜度的斜坡(如图 6-23 所示),其斜度取决于确定循环供油量所需要的柱塞径向位移量和步进电机对递增量的分辨度,斜坡与座架弯臂接合,弯臂槽夹住柱塞,使柱塞在泵油行程中只能向内移动而不会转动。如图 6-24 所示,装在分配转子上的座架可以作轴向移动。当座架移向喷油泵驱动端时,柱塞进油行程增加,循环供油量增加。分配转子轴上加工有一条座架槽,使座架能在槽内作自由的径向运动,以利座架自动调心,让一对柱塞能均匀地向外移动,保证循环供油量的稳定。由于循环供油量的变化由柱塞径向位移量决定,而柱塞径向位移量又由座架的轴向位移量决定,因此必须对座架的轴向位置进行控制。为此,通过一个位置固定的、端面具有曲面的导向管和一个可以转动的、廓面与之相配的端面凸轮从动体之间相对位置的变

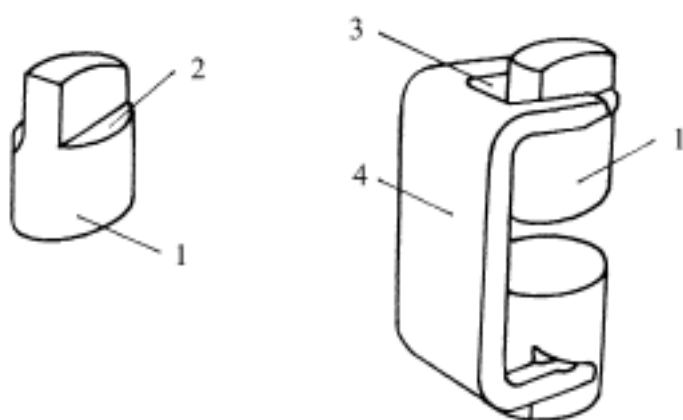


图 6-23 柱塞和座架部件

1 - 柱塞; 2 - 柱塞上的斜面; 3 - 槽; 4 - 座架

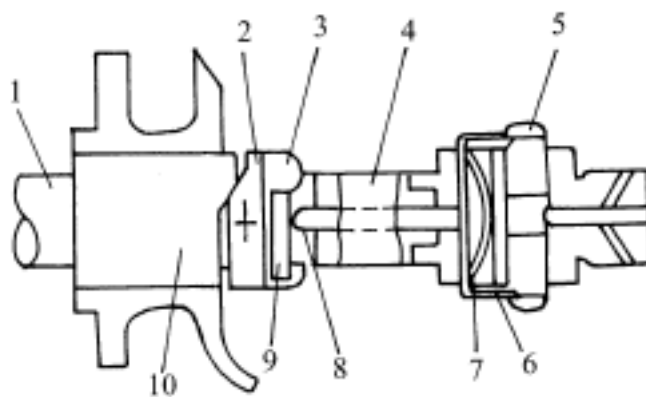


图 6-24 座架轴向定位的零部件

1 - 驱动轴; 2 - 凸轮从动体; 3 - 推力圈; 4 - 驱动轴; 5 - 柱塞; 6 - 座架; 7 - 座架弹簧; 8 - 推杆; 9 - 十字销; 10 - 导向管

化所产生的凸轮从动体轴向位移来实现这种控制。凸轮从动体转动时,凸轮廓面沿着导向管端面曲面移动而同时作轴向运动。凸轮从动体空套在驱动轴上,它的轴向运动推动与驱动轴用十字销连在一起的推力圈运动,然后再推动穿过驱动轴中心孔的推杆,而推杆则一直被座架弹簧顶在座架上。这样,只要对凸轮从动体的转动加以控制,就能控制座架的轴向位置。如图 6-25 所示,凸轮从动体的转动是用根据电控单元指令工作的步进电机通过一个液压伺服机构来完成的。液压伺服机构就是一个驱动力放大器。它驱动齿杆带动凸轮从动体外圆周上的齿圈使凸轮从动体转动。凸轮从动体实际转动的位置(即反映座架的实际位置或柱塞的实际位置)用齿杆行程反馈电位器进行检测,实现闭环控制。

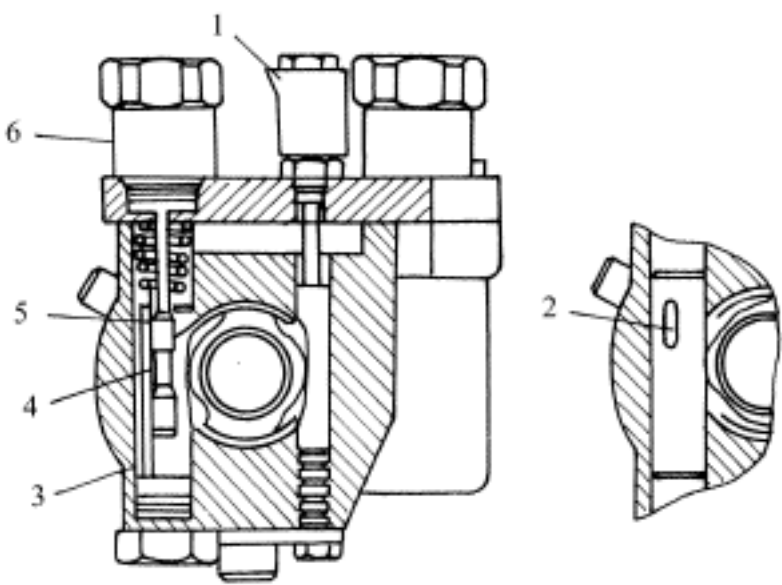


图 6-25 由步进电机驱动液压伺服机构控制循环供油量

1 - 反馈电位器;2 - 进油槽;3 - 动力活塞;4 - 压力油环路;
5 - 伺服阀;6 - 步进电机

喷油正时的控制也采用步进电机和液压伺服机构作为执行器,通过对液压伺服机构中伺服活塞位置的控制来控制液压式提前器活塞的位置(参见图 3-36),用装在喷油器中的霍尔效应式或压电陶瓷式传感器来检测针阀升程,确定喷油始点,提供反馈信息,实现闭环控制。

系统对排放的控制主要是对废气再循环进行控制。它采用由电控单元控制的装有两个电磁阀的真空调节阀,用来得到控制 EGR 阀不同开度所需要的真空度。

电控单元采用 Motorola 的 6805R3 芯片。它是一个主频为 8MHz 的 8 位微处理器,包括 3.75k 的 ROM 和 112 位的 RAM,一个时钟计时器和一个 A/D 转换器。工作电压为 6V。外部器件通过一个 35 芯插件与微处理器连接,并采取了防其他电磁干扰的屏蔽措施。电控单元的硬件模块结构如图 6-26 所示。软件分优先控制程序和基础程序两个部分。主要用于计时

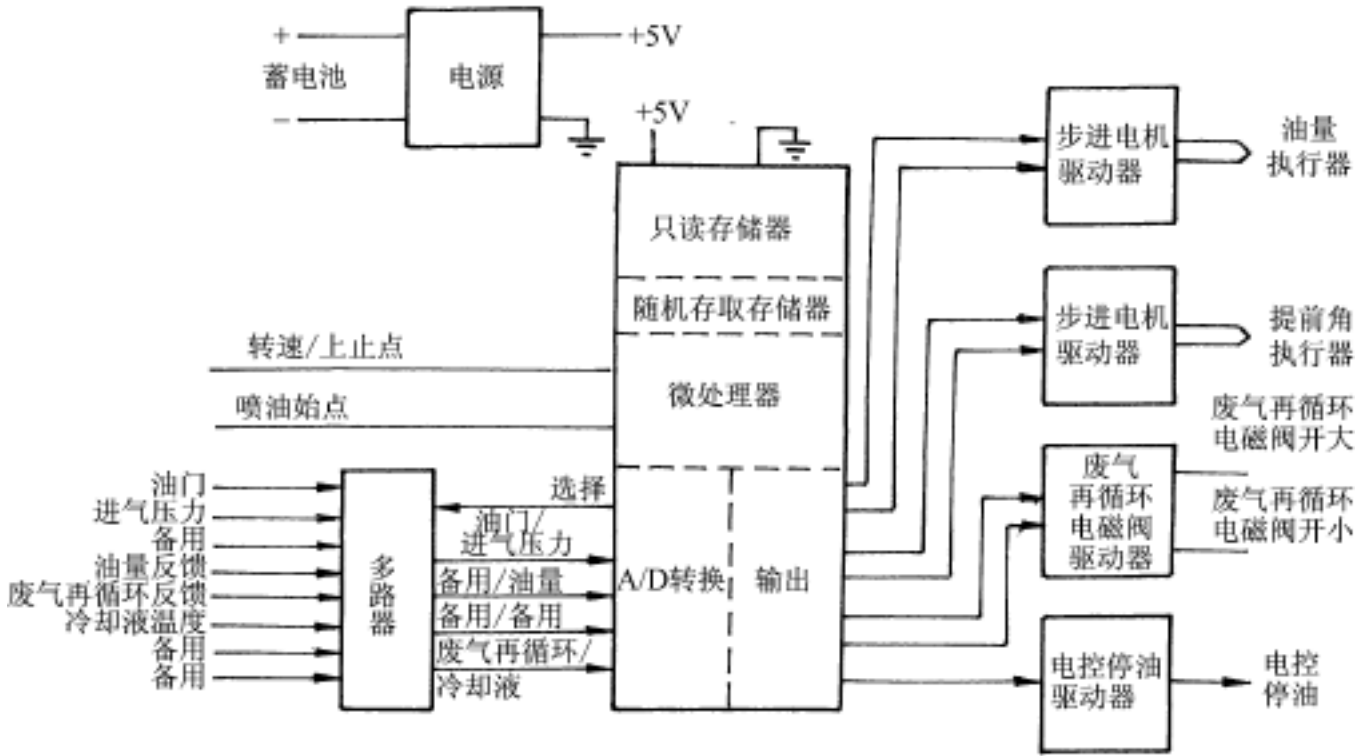


图 6-26 电控单元的硬件模块结构

和输入/输出操作的中断例行程序包含在优先控制程序中。实际控制的计算是在基础程序部分进行的。这样可以防止与优先控制程序同时进行的中断驱动程序对正在进行采集和控制任务的基础程序的干扰。软件的控制策略如图 6-27 所示。

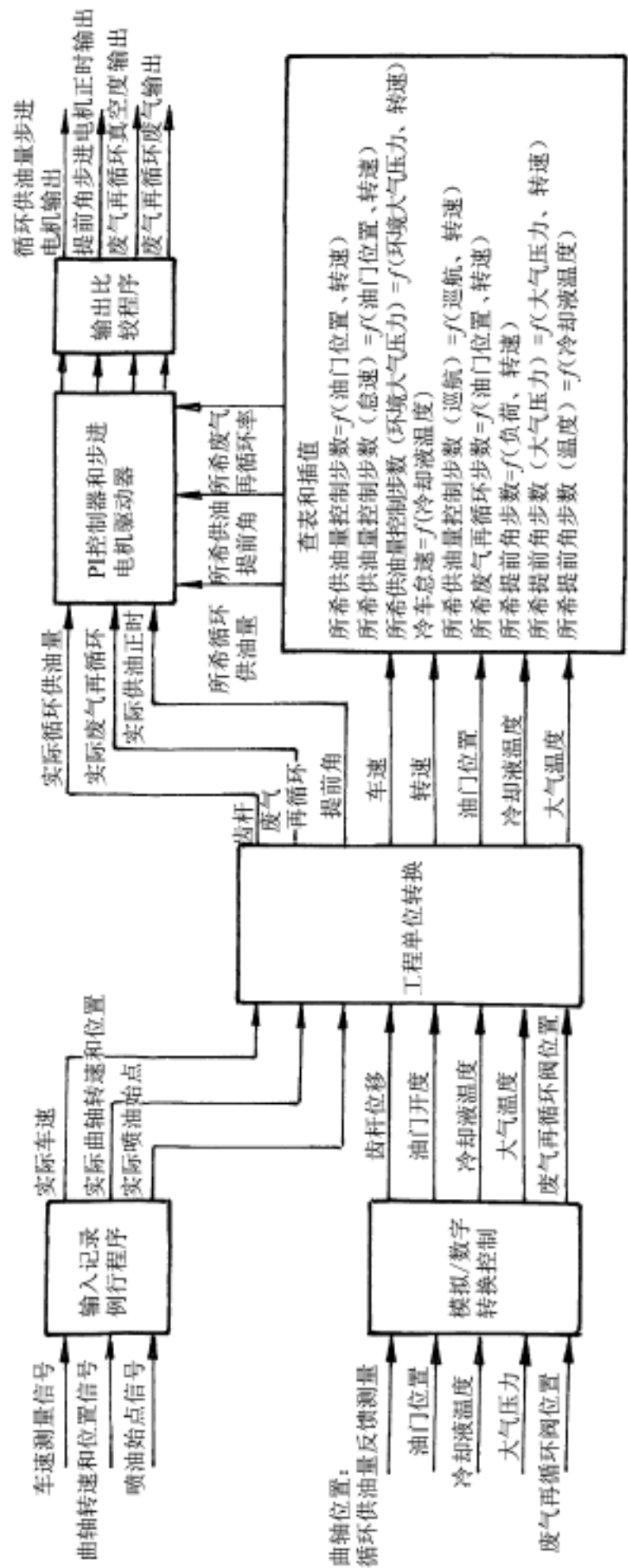


图 6-27 软件的控制策略方框图

1994 年,GM 公司在其 Chevrolet 轻型货车、GMC 轻型货车和 Jimmy 载重用 6.5L 自然吸气或涡轮增压柴油机上使用了能进行燃油喷射控制、怠速控制、增压控制、排放控制、起动控制和变速器换档控制的新型柴油机电控系统。其喷油系统采用了 Stanadyne 公司新研制开发的、喷油压力可达 100MPa 的 DS 型电控径向柱塞型分配泵系统。

系统的控制有两种方式:一种是单处理器方式(如图 6-28 所示),系统只有一个电控单元,喷油泵上只装有一个驱动器(PMD);另一种是双处理器方式(如图 6-29 所示),喷油泵上有一个电控单元(PCU),柴油机(或汽车)上还有一个电控单元(VCU)。采用双处理器方式进行燃油喷射控制时,VCU 从装在柴油机或汽车上的传感器接收输入信号并算出所期望的循环供油量、供油正时和供油速率。PCU 仅从安装在喷油泵上的传感器接收输入信号,同时也从 VCU 接收循环供油量、供油正时和供油速率的指令信号,并实施控制。双处理器方式可使这种喷油泵系统较方便地用于任何一种已有电控单元的汽车上,而不需要再进行繁复的控制软件设计。

系统在进行燃油喷射控制时采用了设置在喷油泵转子尾部的一个如图 6-30 所示的、装有高速推拉型螺旋电磁线圈的电磁溢流阀作为执行器,并采用充油-溢油法(FS 法)对循环供油量、供油正时和供油速率进行“时间控制”(参见图 3-17)。为实现供油速率的可变和控制,采用了非线性供油速率的内凸轮,用精确控制内凸轮环的位置来确定凸轮环理想的供油速率段,然后与电磁阀关闭时刻相配合,获得最佳的供油速率和供油正时。

系统还能通过对柴油机转速的监控来辨别各缸发火的强弱,修正每缸的循环供油量使其均匀化,修正每缸的供油正时使其一致化,使柴油机工作平稳,特别是在怠速时能有效地降低噪声和振动。

系统对排放、起动等方面的控制与上述各系统大致相同。在废气涡轮增压柴油机上,具有对废气放气阀控制的功能。

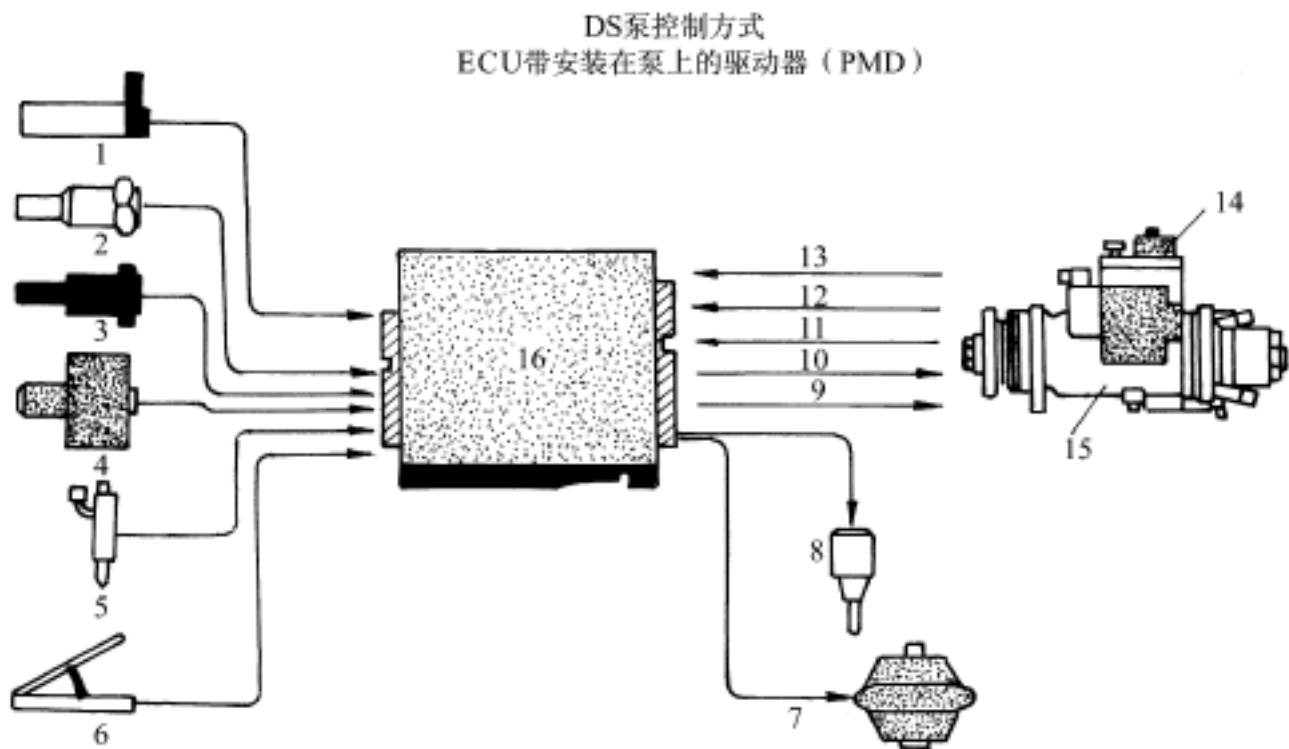


图 6-28 单处理器方式

- 1 - 曲轴转速与位置传感器;2 - 冷却液温度传感器;3 - 进气温度传感器;4 - 进气压力传感器;5 - 喷油始点传感器;6 - 油门踏板位置传感器;7 - EGR 阀;8 - 起动预热塞;9 - 循环供油量控制;10 - 断油控制;11 - 燃油温度传感器;12 - 凸轮转速信号;13 - 凸轮位置信号;14 - 光学传感器;15 - 驱动器(PMD);
16 - 电控单元

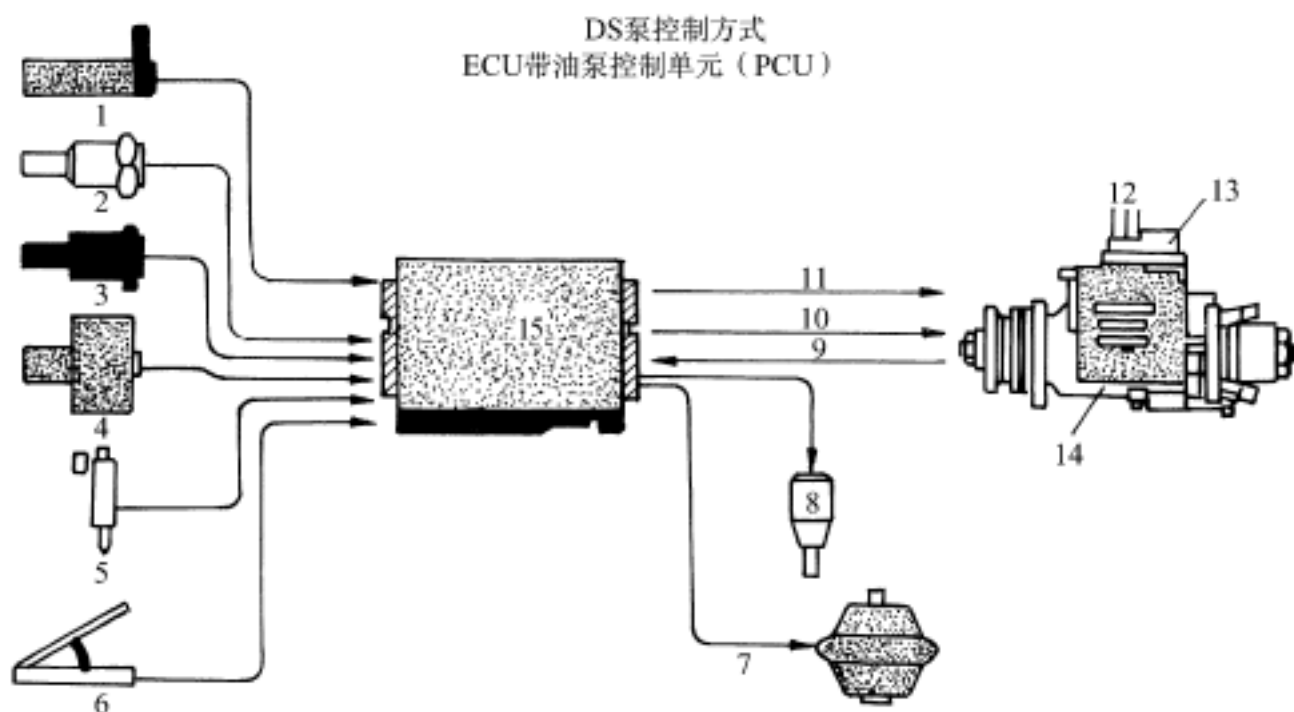


图 6-29 双处理器方式

1 - 曲轴转速与位置传感器;2 - 冷却液温度传感器;3 - 进气温度传感器;4 - 进气压力传感器;5 - 喷油始点传感器;6 - 油门踏板位置传感器;7 - EGR 阀;8 - 起动预热塞;9 - 故障诊断信号;10 - 曲轴转速与位置信号;11 - 供油始点,循环供油量,供油速率信号;12 - 凸轮位置,凸轮转速,燃油温度信号;13 - 光学传感器;14 - 喷油泵电控单元(PCU);15 - 汽车发动机电控单元

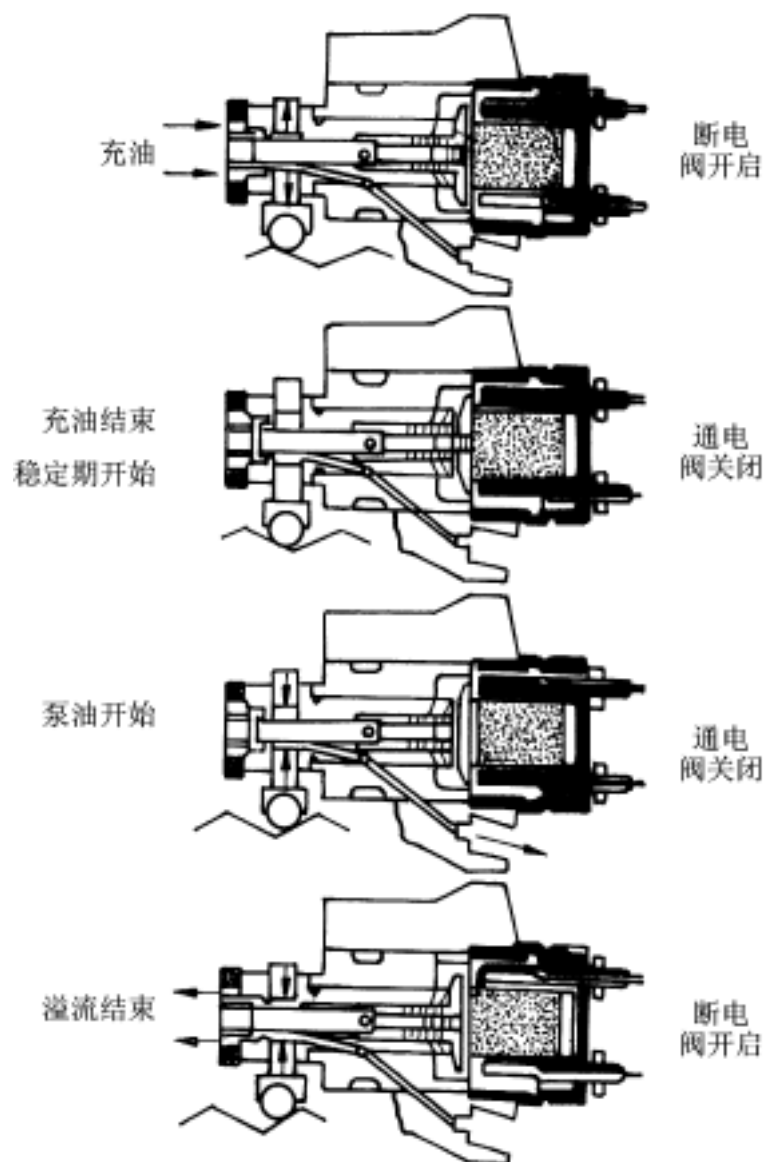


图 6-30 DS 型喷油泵供油控制原理图

电控单元采用了 GM 公司 Delco 电子分公司的电控模块(ECM)。

为满足美国 US98 的排放法规,Stanadyne 公司于 20 世纪 90 年代中期又研制开发了喷油压力可达 140MPa 的如图 6-31 所示的 RS 型电控分配泵系统。在这种分配泵中,采用了新的燃油分配原理,将原来由驱动轴带动分配转子在相对固定的内凸轮环内转动的方式改为由驱动轴带动内凸轮环绕着相对固定的分配轴转动的方式。利用分配轴上一个泵油元件在某一时刻作为喷油泵对某一缸的供油通道,即油泵的高压油由多个径向柱塞共同产生,其中只需一个作为供油通道。这样就可使在分配轴上径向布置的泵油元件和电磁溢流阀都能很紧凑地固定在泵的头部分,消除了原来转子和泵头的交界面和由此带来的配合和密封问题,以适应高压喷射的需要。这种分配泵采用柴油机机油而不是用燃油来进行润滑,改善了润滑环境,也使零部件的磨损不会受到燃油品质和含硫量的影响。

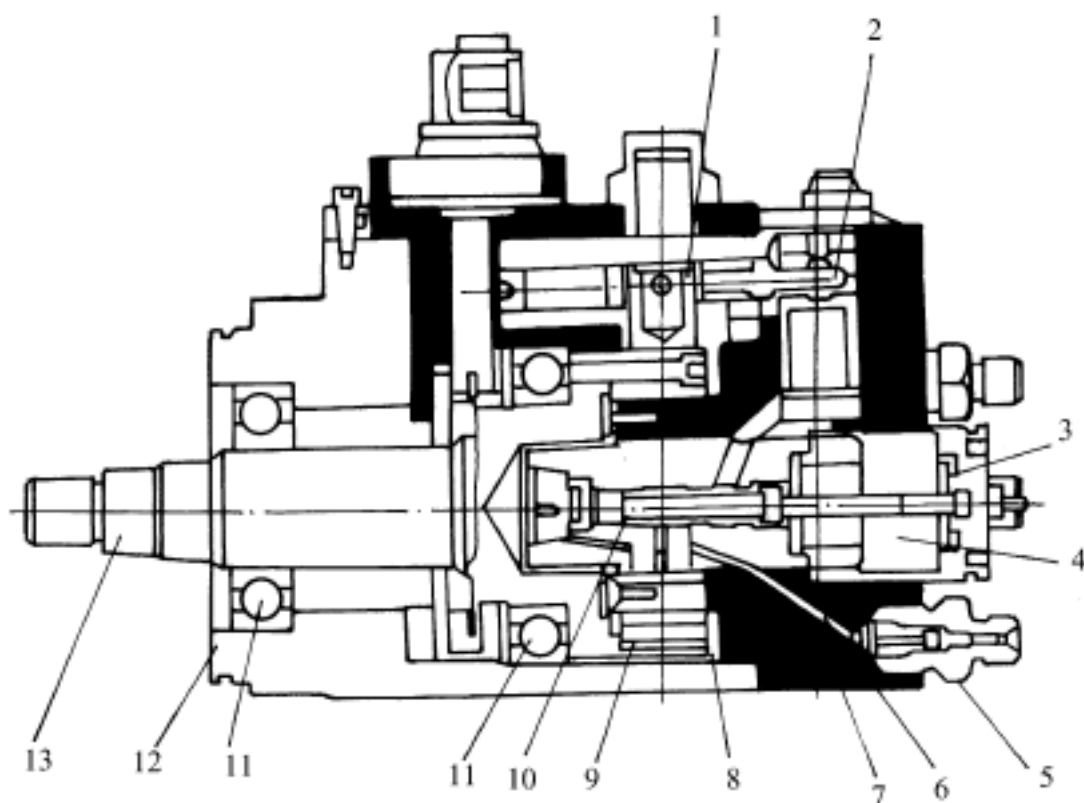


图 6-31 RS 型喷油泵结构

1 - 输油泵挺柱;2 - 输油泵活塞;3 - 电磁阀;4 - 定子;5 - 出油接头;6 - 出油道;7 - 泵头;8 - 套筒;9 - 旋转内凸轮环;10 - 电磁阀;11 - 轴承;12 - 泵体;13 - 驱动轴

6.4 德国 Bosch EDR 系统

1985 年,德国 Bosch 公司推出了用于中型载重车柴油机上的以微机为控制单元的现代车用柴油机电控系统——EDR 系统。该系统首先用在 Benz 公司的 V 型 6 缸 OM442LA 型增压柴油机上。

EDR 系统主要用来进行对该柴油机所用的 Bosch P 系列中的 P7100 型电控直列泵系统的燃油喷射控制,此外,也用于柴油机的怠速控制、起动控制,同时还具有故障自诊断功能、安全保险功能和后备控制功能。图 6-32 所示为该系统的功能示意图。

EDR 系统中所用的电控 P7100 型电控直列泵系统保留了原 Bosch P7100 型直列泵系统的基本组成和结构,属于第一代电控喷油系统(即常规压力电控喷油系统)。在燃油喷射控制中,它既可采用 RE24 型也可采用 RE25 型电子调速器来控制油量调节齿杆的运动。RE24 型

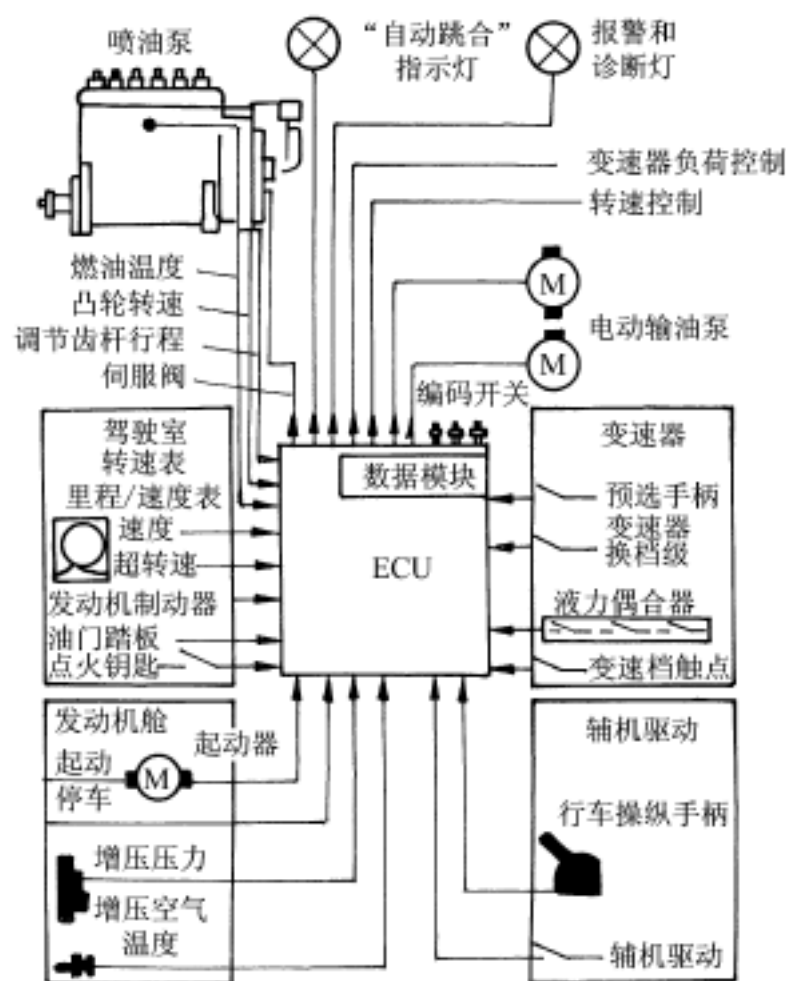


图 6-32 德国 Bosch EDR 系统功能示意图

比较简单(参见图 3-4),它采用了线性螺线管作为推动齿杆运动的执行器,而 RE25 型则是一个由接受电控单元指令的电磁阀控制液压活塞再推动齿杆运动的执行器(参见图 3-7),用它们来实现循环供油量的‘位置控制’。在 RE24 型中,不允许机油进入线性螺线管,这样才能保证执行器不受机油粘度的影响,即使在低温下也能迅速改变循环供油量。为此,油量调节齿杆和凸轮轴要和执行器室密封隔开。在 RE25 型中,液压伺服机构的工作油为柴油。用给喷油泵供油的电动输油泵同时向液压伺服机构供应压力为 0.3MPa 的工作油。电动供油泵的供油量与柴油机转速无关,保证了液压伺服机构工作的可靠。其控制力可达到 140N,齿杆在控制力作用下的运动速度为 100mm/s。图 6-33 所示为其控制力与原来用的 RQ 型和 RQV 型机械调速器控制力的比较。在 RE25 型电子调速器内装有电感式油量调节齿杆位置传感器,以提供反馈控制信号。在 EDR 系统电控单元的数据模块中存有对应于如图 6-34 所示的原两极式 RQ 型调速器和全制式 RQV 型调速器的调速特性,用来进行怠速控制。它通过一个开关来进行两种调速特性的转换。柴油机在一般情况下用 RQ 型调速特性工作,而在接通辅机(如混凝土搅拌机、垃圾翻斗机等)时用 RQV 型调速特性工作,这样即使在低转速高负荷下或在负荷

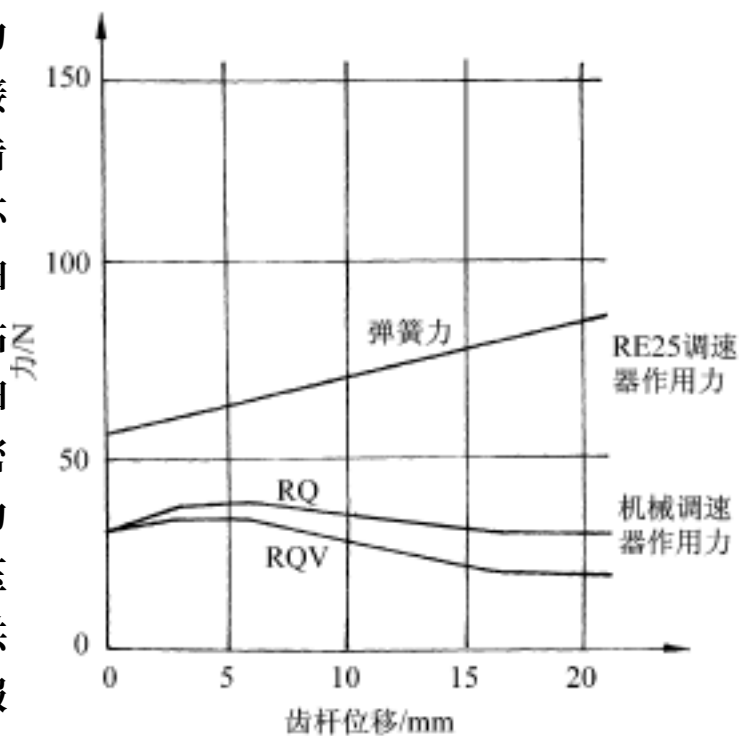


图 6-33 RE25 型喷油泵电子调速器与机械调速器作用力的比较

波动的情况下也能精确调节转速,使柴油机在接近恒定的转速下工作,怠速时可使转速精确地降低到500r/min而保持稳定。

早期的 EDR 系统的燃油喷射控制中只有对循环供油量的控制。以后曾采用过日本 Zexel 公司 COPEC 系统中所用的由电控单元控制的电磁-液压提前器(供油正时控制阀)来实现对供油正时的“位置控制”。该提前器安装在原直列泵的机械离心式自动提前器的位置上。其结构和工作原理可参见图 3-40。在柴油机曲轴和喷油泵凸轮驱动轴上分别装有柴油机曲轴转速与位置传感器和喷油泵凸轮轴转速与位置传感器,以得到实际的供油正时,反馈给电控单元,实施供油正时的闭环控制。

EDR 系统的起动控制主要是正确地根据温度的变化确定起动时的循环供油量。此外,在增压柴油机上,电控单元的数据模块中还存有冷起动条件下的调速特性曲线,既保证最佳的冷起动性能又保证暖态起动时起动油得到限制。

该系统具有较完备的故障自诊断功能、安全保险功能和后备控制功能。表 6-3 列出了该系统的应急功能。

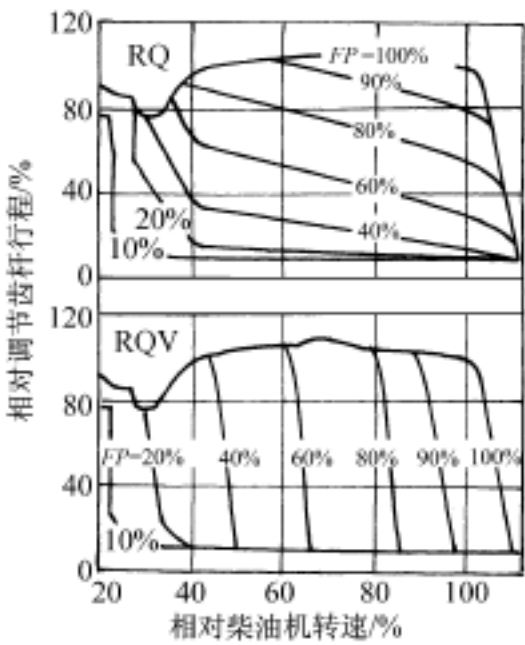


图 6-34 RQ 和 RQV 型调速器的调速特性
(FP 为加速踏板位置)

表 6-3 EDR 系统的应急功能

序号	故 障	应 急 功 能
1	调节齿杆卡死,执行机构活塞卡死,伺服阀卡死,伺服阀电路失效(调节齿杆的实际调节行程大于标定调节行程时)	电动输油泵换极,喷油泵吸油腔中的燃油被抽走
2	系统转速传感器失效	在调速器的调速特性上部,调节齿杆位置是增压压力和燃油温度的函数;在调节特性曲线下部,调节齿杆位置与油门踏板传感器位置成比例
3	调节齿杆位置传感器失效	测量线圈中的故障导致转速调节问题。转速与油门踏板传感器位置相符。基准线圈中的故障导致调节齿杆行程减少约 1mm
4	油门踏板传感器失效	柴油机最高转速固定在 1000r/min
5	电控单元失效	调节齿杆位置与油门踏板传感器位置相符
6	增压压力传感器失效	最大循环供油量相当于进气压力为 1×10^5 Pa 时的全负荷循环供油量
7	增压空气温度传感器失效	循环供油量相当于增压空气温度 $T_L = 40^{\circ}\text{C}$ 时的循环供油量
8	燃油温度传感器失效	当增压空气温度 $T_L \geq 0^{\circ}\text{C}$ 时,循环供油量相当于燃油温度 $T_k = 20^{\circ}\text{C}$ 时的循环供油量;当 $T_L < 0^{\circ}\text{C}$ 时,循环供油量相当于燃油温度 $T_k = -30^{\circ}\text{C}$ 时的循环供油量
9	转速传感器失效	柴油机转速最高为 1300r/min
10	电动油门踏板失效	柴油机转速 = 怠速转速

早期的 EDR 系统有一个 8 位微处理器的电控单元。外面有一个插座,一个可编程序只读存储器 (PROM)就插在上面。它就是上面已提到的一种数据模块,里面存有柴油机调节所需要的全部特性数据和特性曲线(如速度特性、调速特性等)。基本的程序则放在微处理器内的 ROM 中。对于不同型式的柴油机来说,只需改变 PROM 中的数据就行了。图 6-35 所示为带 PROM 的电控单元方框图。系统存储器控制输入和输出值的逻辑运算,而数据和编码存储器使系统程序和柴油机的匹配得以实现。

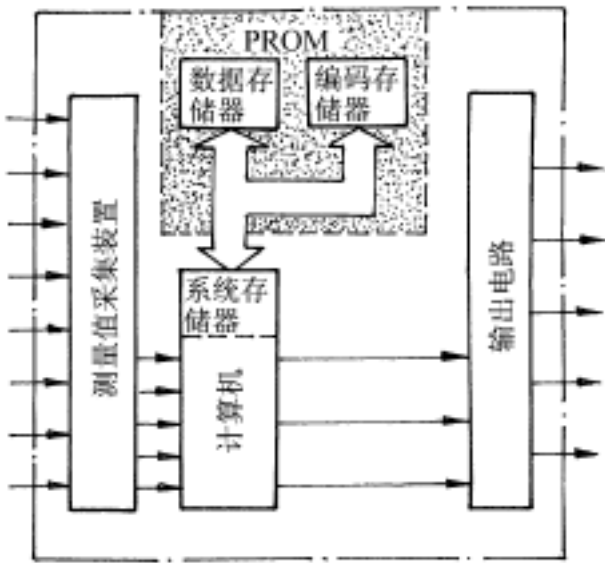


图 6-35 带 PROM 的电控单元方框图

1993 年 Bosch 公司推出了最后定型为 H1 和 H1000 两个系列的在柱塞偶件上带控制滑套的可变预行程装置的电控直列泵系统。其特点是在原电控 P 系列直列泵上增加了供油速率控制。图 6-36 所示为这种喷油泵的结构图。这两种系统在 1995 年至 1997 年已累计生产了 15.5 万套。其中 H1000 系列电控直列泵系统已用在 1996 年美国 Cummins 公司和日本小松公司合作研制开发的排量为 30L 的 QST 型 12V 废气涡轮增压柴油机上。

这种在柱塞偶件上带控制滑套式可变预行程装置最初是由日本 Zexel 公司在 1987 年与日本三菱汽车公司为其能实现供油速率可变的 TICS 系统而共同研制开发的。该系统由柱塞偶件上控制滑套的上下移动来改变供油始点,即用改变柱塞预行程的方法来实现对供油速率

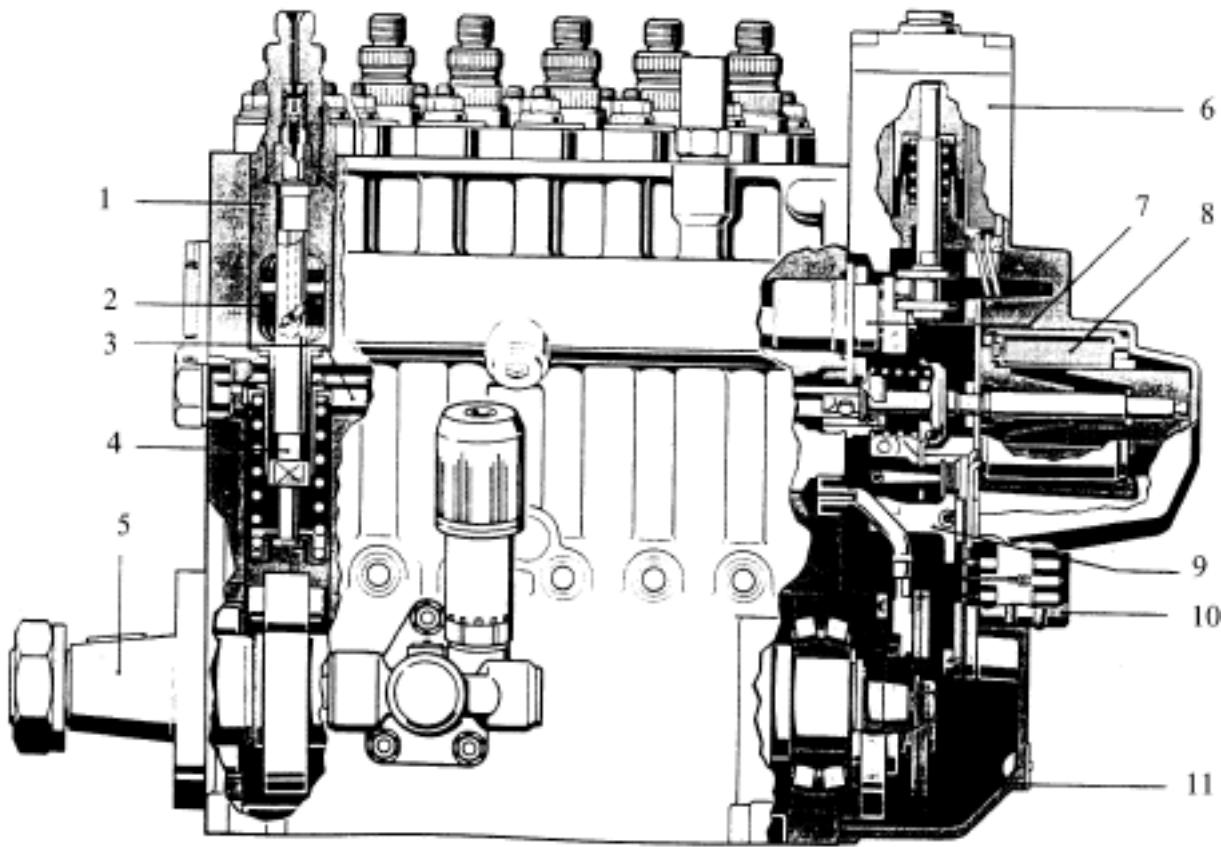


图 6-36 H 系列电控喷油泵结构图

- 1 - 柱塞滑套;2 - 控制滑套;3 - 齿杆;4 - 柱塞;5 - 凸轮轴;6 - 控制滑套位置调节用螺线管;
7 - 控制滑套位置调节杆;8 - 齿杆位置调节用螺线管;9 - 齿杆位置传感器;10 - 接头;11 -
凸轮轴转速传感器

的控制。其结构和工作原理可参见图 3-61 和图 3-62。控制供油始点的执行器由一个线性螺线管和一个往“延迟供油始点”方向施加力的复位弹簧组成。在喷油泵体上装有供油始点执行器的限位装置。柴油机通常要求转速升高时提前供油,转速下降时滞后供油。该系统可根据需要,在高速时使控制滑套往低预行程方向移动,低速时往高预行程方向移动,既能满足供油速率控制的需要,又能与柴油机对供油正时的要求一致,因此,系统不需另外设置电液供油正时控制机构。装在喷油器中的霍尔效应式或压电陶瓷式传感器用来检测针阀升程,确定实际的喷油始点,提供反馈信息,实现闭环控制。系统对供油始点控制的精度为 $\pm 10^{\circ}\text{CA}$;正时变化范围为 25°CA ; 8°CA 的正时改变其响应时间为不小于 160°CA/s 。系统燃油控制的方框图如图 6-37 所示。从图 6-37 中可以看出,在废气涡轮增压柴油机上,系统具有对废气放气阀控制的功能。

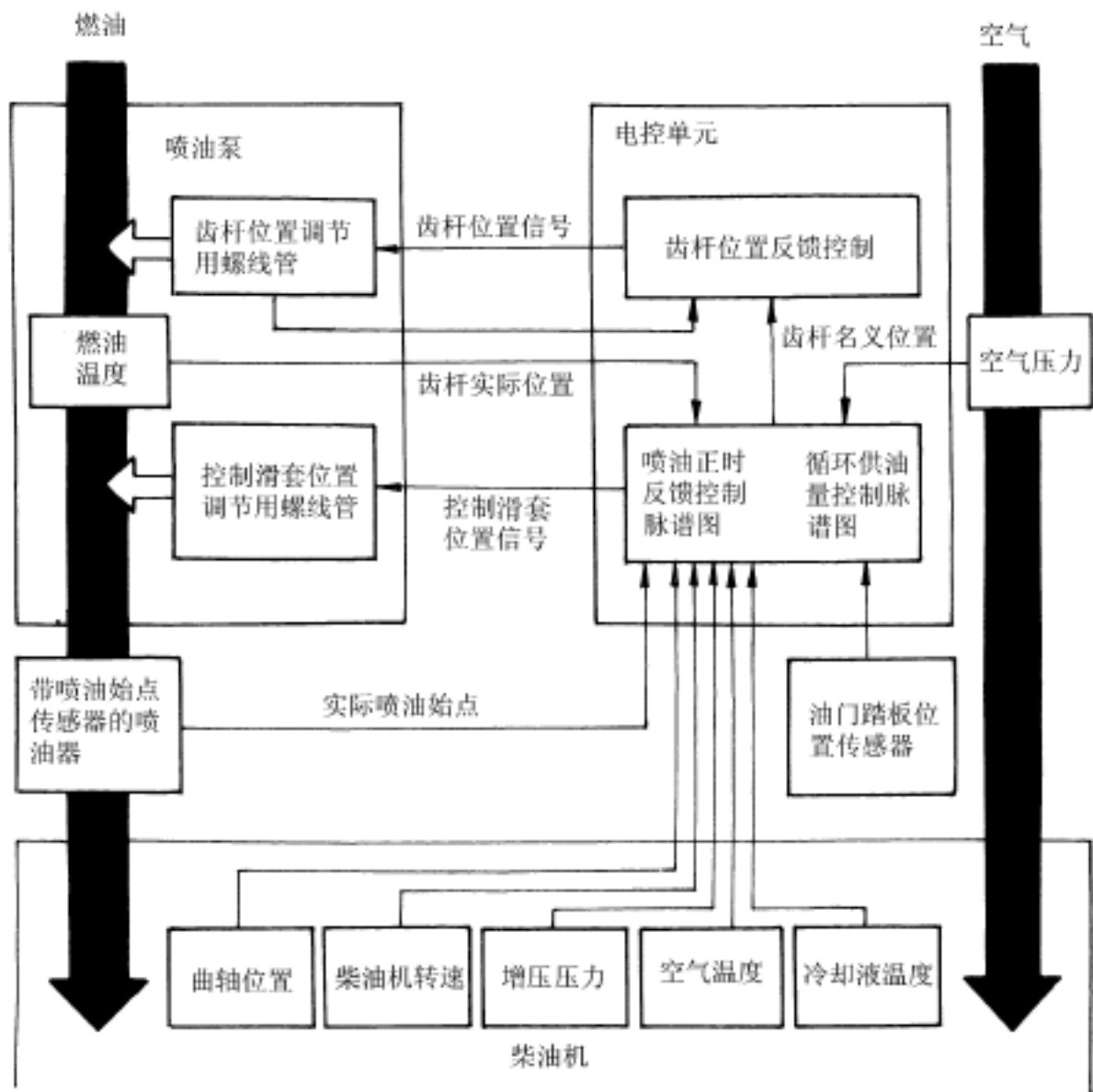


图 6-37 系统燃油喷射控制方框图

6.5 美国 Caterpillar HEUI 系统

1994 年底,美国 Caterpillar 公司宣布在该公司新的排量为 7.2L 直列式六缸增压中冷的 3126 型重型载重车柴油机上使用该公司自行研制开发的、以微机为控制单位的现代车用柴油机电控系统——HEUI 系统。1996 年该系统又被用在该公司的 3408E 型和 3412E 型工程机械和船用柴油机上。此外,Navistar 公司在其 7.3L 1993T444E V8 型以及 7.6L446 型、8.7L

530CID 型直列式六缸增压中冷重型载重车柴油机上也采用了 HEUI 系统。图 6-38 所示为该系统的组成示意图。1997 年 HEUI 系统被装在用于 Bighorn 型运动车的日本五十铃 4Jx1-TC 型柴油机上。

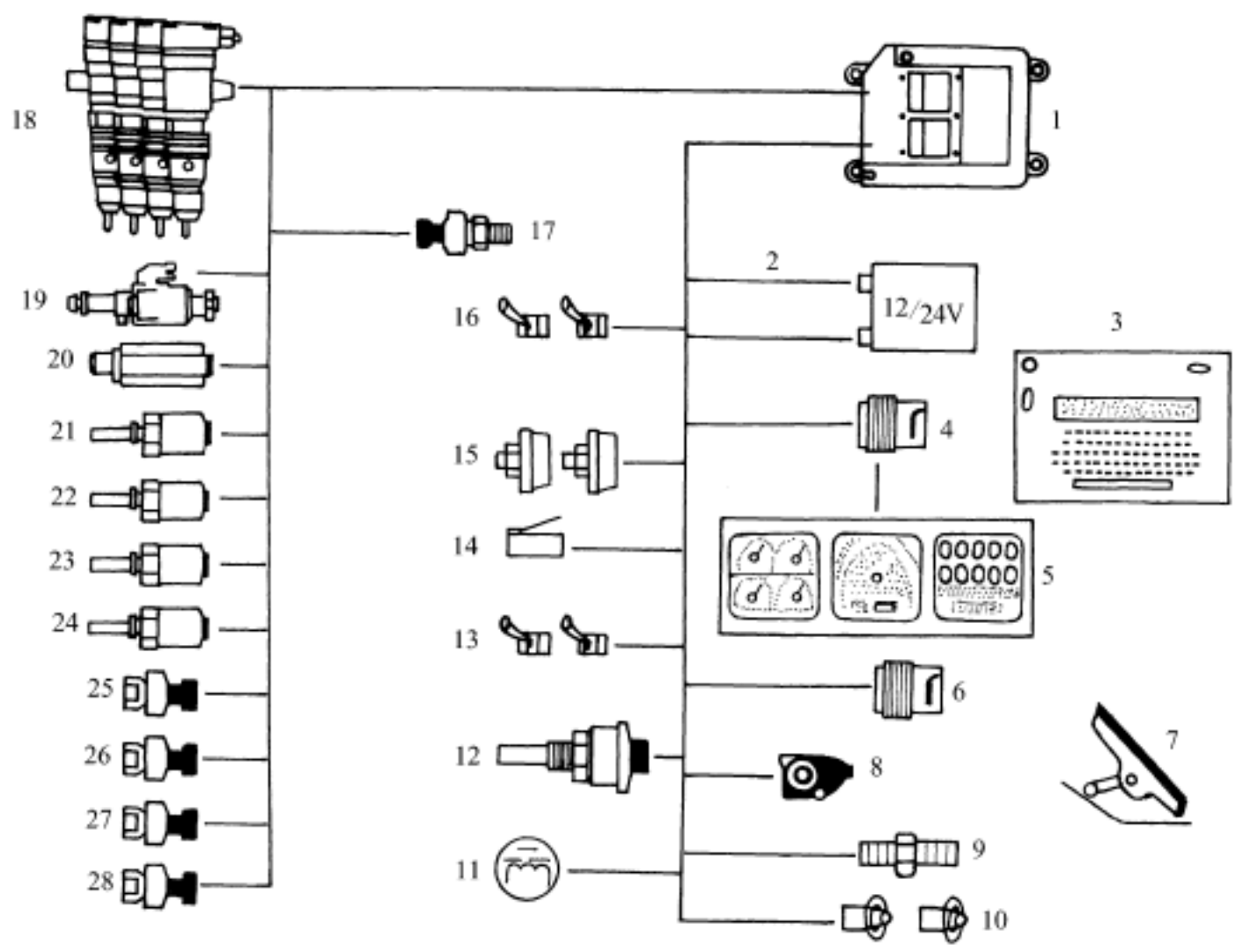


图 6-38 美国 Caterpillar HEUI 系统组成示意图

1 - 电控单元;2 - 地线接线柱;3 - 电子电器分析程序;4 - 数据连接器;5 - 控制面板;6 - 传动机构数据连接线;7 - 油门踏板;8 - 油门踏板位置传感器;9 - 车速传感器;10 - 诊断和报警灯;11 - 制动器;12 - 冷却液位开关;13 - 制动器开关;14 - 离合器开关;15 - 维修和停车制动开关;16 - 巡航、调整和复位开关;17 - 歧管压力传感器;18 - 电控液压泵喷嘴;19 - 歧管压力控制阀;20 - 曲轴转速与位置传感器;21 - 冷却液温度传感器;22 - 燃油温度传感器;23 - 机油温度传感器;24 - 进气温度传感器;25 - 进气歧管压力传感器;26 - 大气压力传感器;27 - 机油压力传感器;28 - 燃油压力传感器

HEUI 系统除了主要用来进行电控共轨式喷油系统的燃油喷射控制外,也用于柴油机的进气控制、起动控制,同时还具有故障自诊断功能、安全保险功能和后备控制功能,此外还具有与其他控制系统进行信息交换(数据通信)的功能(CAN)。

HEUI 系统中所用的电控共轨式喷油系统是一种电控有液压放大的增压共轨系统。它具有共轨式喷油系统的基本组成和结构,属于第二代电控喷油系统。在燃油喷射控制中,通过增设由传感器、电控单元和执行器等组成的控制系统,对循环喷油量、喷油正时、喷油速率和喷油压力进行“压力控制”。图 6-39 所示为该电控共轨式喷油系统的组成示意图。

这种电控有液压放大的增压共轨系统的特点是在共轨中用的不是燃油而是机油,因而系统中设有机油和燃油两条油路,由一个独立的柴油机驱动的斜盘式轴向柱塞式机油泵从柴油机油底壳经机油冷却器和滤清器将机油吸入并加压后送入共轨。共轨上的压力传感器将油压信号告知电控单元后,电控单元根据需要对共轨压力调节阀(PCV 阀)进行控制,可将共轨中

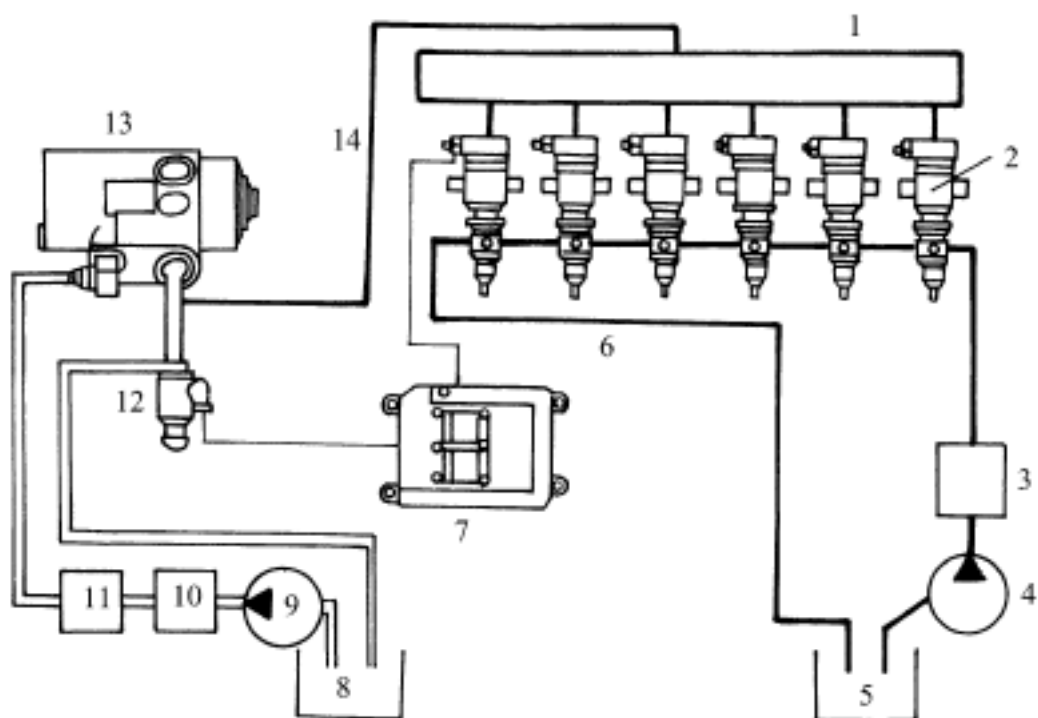


图 6-39 HEUI 电控共轨系统组成示意图

1 - 机油共轨;2 - 泵喷嘴;3 - 燃油滤清器;4 - 输油泵;5 - 燃油箱;6 - 燃油回油管;7 - 电控单元;8 - 机油箱;9 - 机油泵;10 - 机油冷却器;11 - 机油滤清器;12 - 压力控制阀;13 - 高压机油泵;14 - 机油进油管

的机油压力调至 4~23MPa。然后机油从共轨进入蓄压式电/液控制喷油器,工作后流回柴油机油底壳。燃油则由膜片式或活塞式燃油输油泵经燃油滤清器后以 0.2MPa 的压力输入电/液控制喷油器。共轨是一个安装在气缸盖上的整体式铸件,如图 6-40 所示。

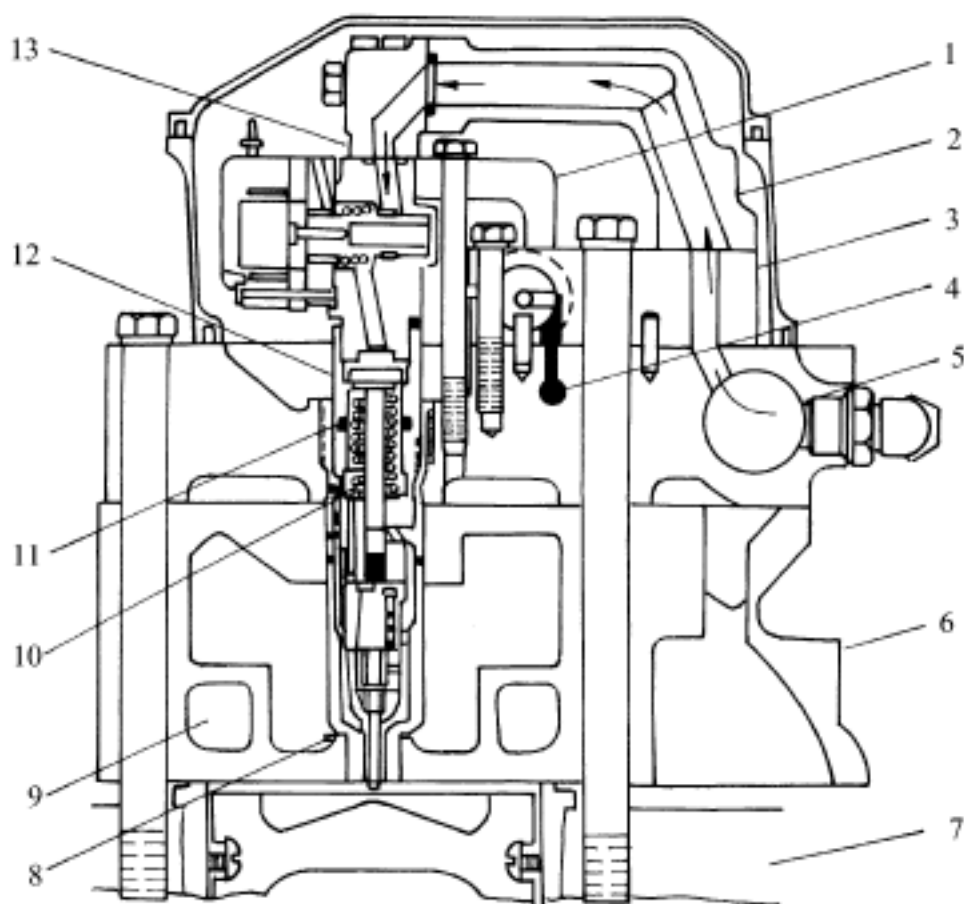


图 6-40 采用 HEUI 系统的气缸盖上的燃油系统部件

1 - 喷油器压板;2 - 跨接部件;3 - 摇臂座;4 - 机油通道;5 - 高压油通道;6 - 气缸盖;7 - 气缸体;8 - 密封垫片;9 - 冷却液;10 - 低压燃油供应;11 - 连接套管;12 - 喷油器;13 - 喷油器接头

如图 6-41 所示,喷油器由电磁控制阀、增压柱塞(即增压活塞)和柱塞套、喷嘴等三部分组成。电磁控制阀由提升阀、电磁线圈和电枢(铁芯)构成。当共轨中的机油进入电磁控制阀的提升阀下部后,线圈一通电,电枢就带动提升阀向上运动,打开下座,关闭上座,将机油回油孔封住,机油进入增压柱塞上方,在机油压力的推动下,增压柱塞下行压缩已进入柱塞下部油腔内的燃油。此时在燃油压力下进油道被球形单向阀封闭,燃油在压力下只能通过喷嘴喷出。当燃油压力升高到大于启喷压力时,针阀打开,喷油开始。由于增压柱塞上部面积要比下部面积大好几倍,因此可实现高压喷射(本例中面积比为 7 倍,喷油压力可达 21~161MPa)。喷油一直持续到线圈断电,提升阀在复位弹簧力作用下从上座移到下座,机油从开启的上座经回油孔泄出,压力迅速下降,在增压柱塞下部复位弹簧力作用下,增压柱塞迅速上行,在喷嘴针阀弹簧作用下,针阀关闭,喷油停止,燃油又重新通过球形单向阀进入柱塞下部油腔。所以,电磁控制阀通电的时刻决定了喷油始点,喷油压力则由 PCV 阀对共轨内机油压力的调节结果来决定,循环喷油量由增压活塞上部低压腔内的压力来调节,也就是说,循环喷油量是由共轨中的压力来控制的。

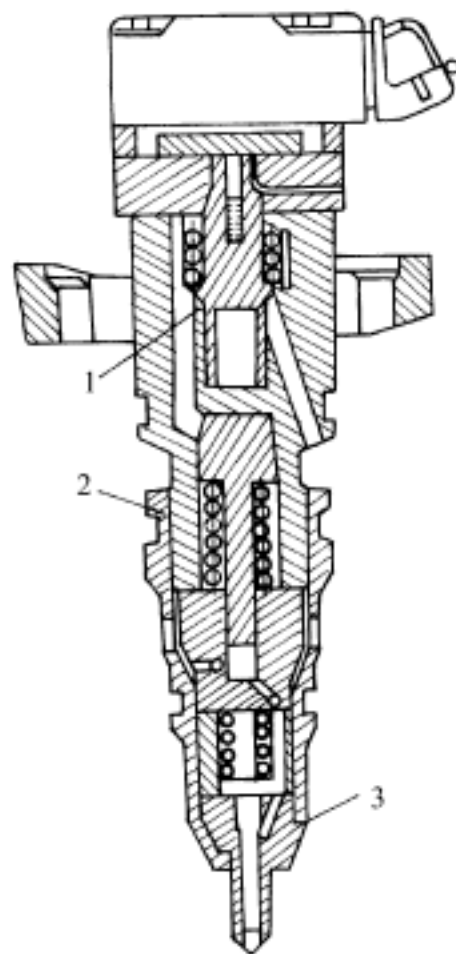


图 6-41 HEUI 系统的喷油器

1 - 控制阀; 2 - 增压柱塞和柱塞套; 3 - 喷嘴

图 6-42 所示为喷油过程响应特性图。电磁控制阀的驱动电压为 105~110V, 功率消耗为 45W。通电电流峰值越高, 提升阀上升速度越快。从图中可以看出, 电流曲线呈现了一种具有两级阶梯的波形。波形的第一部分控制在高电平, 以确保提升阀的迅速响应。当提升阀落座时, 为了降低系统能耗和加速电磁控制阀断电时磁通衰减, 故波形的第二部分控制在低电平。提升阀的初始加速度由电磁力产生, 而以后的加速度则由液压产生。共轨中不用燃油而用机油的原因是燃油在热态下粘度下降, 易泄漏和汽化, 造成热起动的困难。但采用机油后会带来冷起动的问题, 为保证在低温下高粘度的机油能顺利流动, 在机油油路中设置储油槽, 以减少油路中可能出现的气泡。

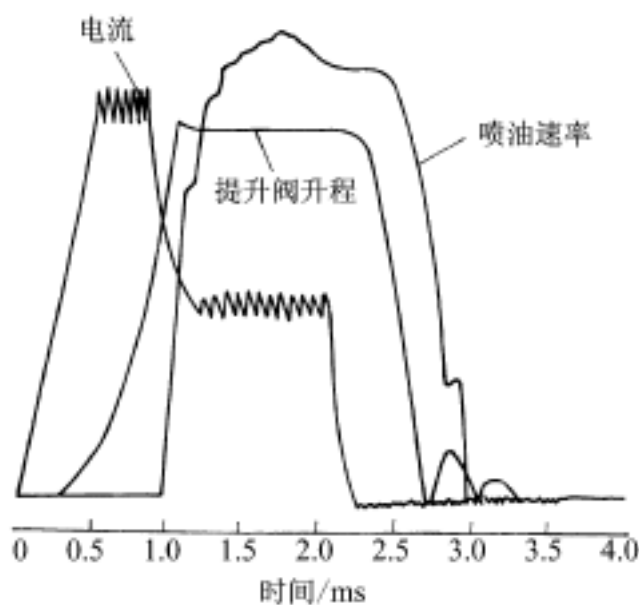


图 6-42 喷油过程响应特性图

如图 6-43 所示,由于喷油压力可独立控制,不受柴油机转速的影响,可以在整个柴油机转速范围内保持最高喷油压力,因此能显著改善燃油雾化,使燃烧更完全,大大改善经济性和排放,改善柴油机的低速性能。由于喷油正时的控制具有很大的灵活性,因此不仅使低温起动和高海拔高度运行的性能得到改善,而且有利于降低排放、降低噪声和降低油耗。在需要进行预喷射时,则在增压柱塞和柱塞套上开有精密的溢油孔道,通过对回油的控制来实现预喷射。如

图 6-44 所示,在增压柱塞上的小回油孔与柱塞套上的回油孔尚未打开前,有一段预喷射行程。当增压柱塞上的小回油孔越过柱塞套上的回油孔后,就开始主喷射。

系统的起动控制包括冷起动模式的自动转换,起动后推迟加速以减少磨损,冷机升温空转以加快预热,无乙醚辅助低温起动,乙醚辅助起动控制等多项控制内容。此外,喷油系统的压力响应相当迅速,从 30MPa 到 120MPa 只需 30ms,可保证柴油机能在 - 40℃的环境下顺利起动。

上述 HEUI 系统中所用的蓄压式电/液控制喷油器的缺点是,由于电磁控制阀所需的控制电压很高、电流很大,所以需要体积很大的线圈,整个喷油器结构尺寸很大,在传统的四气门气缸盖上布置非常困难。1995 年,Caterpillar 公司和美国 BKM 公司合作对 HEUI 系统中的电控共轨系统作了改进,提出了采用分段增压的设计方案,即 SSI-1 系统。其结构上的主要特征就是用一个两级阀代替提升阀,其中一个是另一个的先导阀,并将电/液控制喷油器的控制和增压部分布置在气缸盖之外,紧靠共轨,而蓄压和喷油部分仍保持传统的 17mm 喷油器的尺寸,通过布置在气缸盖内部的高压油管将两部分连接起来。此外,在共轨中不再用机油,而是用燃油。

SSI-1 系统的工作原理如图 6-45 所示。HSV 是一个有电磁引导阀的高流量滑阀。共轨中的压力油通过它进入液压增压器,而液压增压器也通过它来泄油。在喷油间隔期内,电磁引导阀通电,使滑阀右移,共轨中的压力油经过第二级滑阀 (SPV),利用第二级滑阀左右侧的压差将其右移,将共轨来油的另一通道堵住,而后进入并推动增压柱塞下行,使已进入柱塞下部蓄压器内的燃油压力迅速升高。蓄压器内的油压通过高压油管作用在喷油器针阀的顶部和底部,由于上下承压面积的不同和针阀弹簧的作用,使油压将针阀压向座面,保证针阀关闭。蓄压容积包括了针阀上部的弹簧室加上油道的容积。当电磁引导阀断电,电磁引导阀的高流量滑阀左移,回油通道被打开,液压增压器内迅速卸压,在蓄压器内的油压作用下增压柱塞上行,随着蓄压容积的增大,蓄压器内的油压下降。此时,由于作用在针阀底部的高压燃油已把球形进油单向阀 (ICV) 关死,油压不会下降。而随着针阀顶部压力的降低,针阀升起,针阀底部蓄油室中的高压燃油从喷孔喷出。

该系统在 2000 年正式投产后称 HEUI-B 系统。喷油器有四种型号:即喷油量为 65mm³ / 次

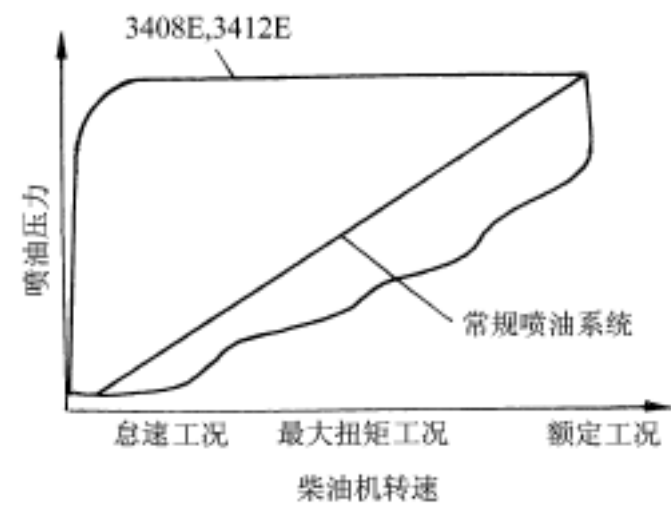


图 6-43 喷油压力独立控制后与柴油机转速的关系

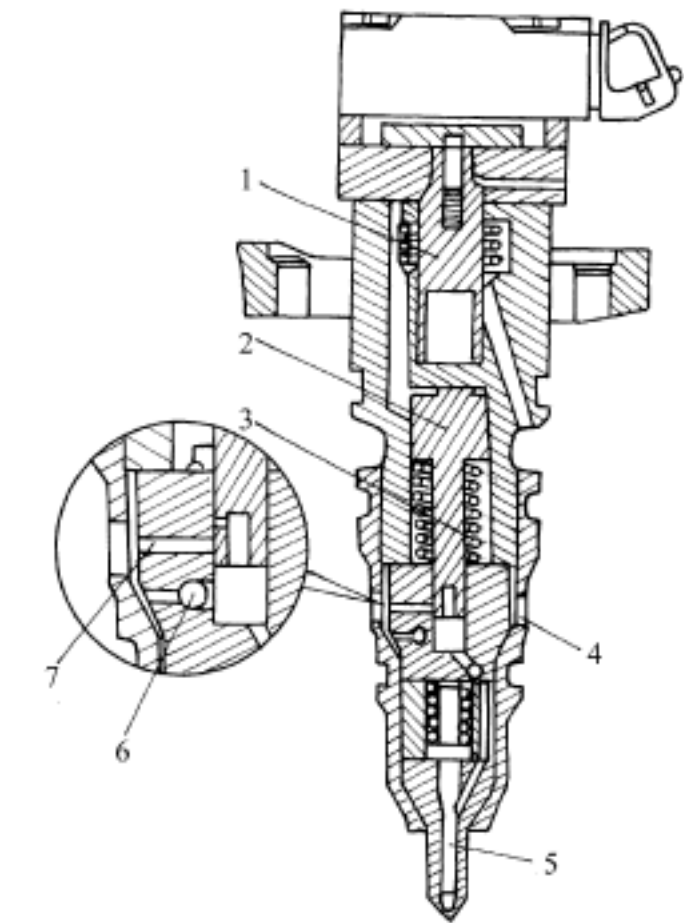


图 6-44 带预喷射结构的 HEUI 系统喷油器
1 - 控制阀; 2 - 增压活塞; 3 - 柱塞; 4 - 柱塞套; 5 - 喷嘴; 6 - 进油孔; 7 - 精密回油孔

的 HI65B 型、喷油量为 $110\text{mm}^3/\text{次}$ 的 HI110B 型、喷油量为 $200\text{mm}^3/\text{次}$ 的 HI200B 型,上面三种型号的喷油压力均为 160MPa ; 第四种喷油量为 $300\text{mm}^3/\text{次}$ 的 HI300B 型,喷油压力高达 175MPa 。由于喷油压力可以独立控制,其喷油压力相对于曲轴转角的变化规律可以由电控单元根据要求进行柔性的控制,因此使柴油机在各种工况下都有良好的排放特性和经济性。这些规律可以是梯形规律、矩形规律和分段喷射。采用梯形规律喷射时,从喷油开始到结束,喷油压力是递增的,这种喷油压力的变化规律可以减少 NO_x 的排放和降低噪声。采用矩形规律喷射时,喷油压力是平稳的,可缩短喷油持续时间,保持较高的平均喷油压力,有利于改善中等负荷时的燃油耗率,降低排气烟度。分段喷射时由预喷射(定量、定时、定压)和主喷射组成,可降低噪声,减少低负荷时 NO_x 和 HC 的排放量。

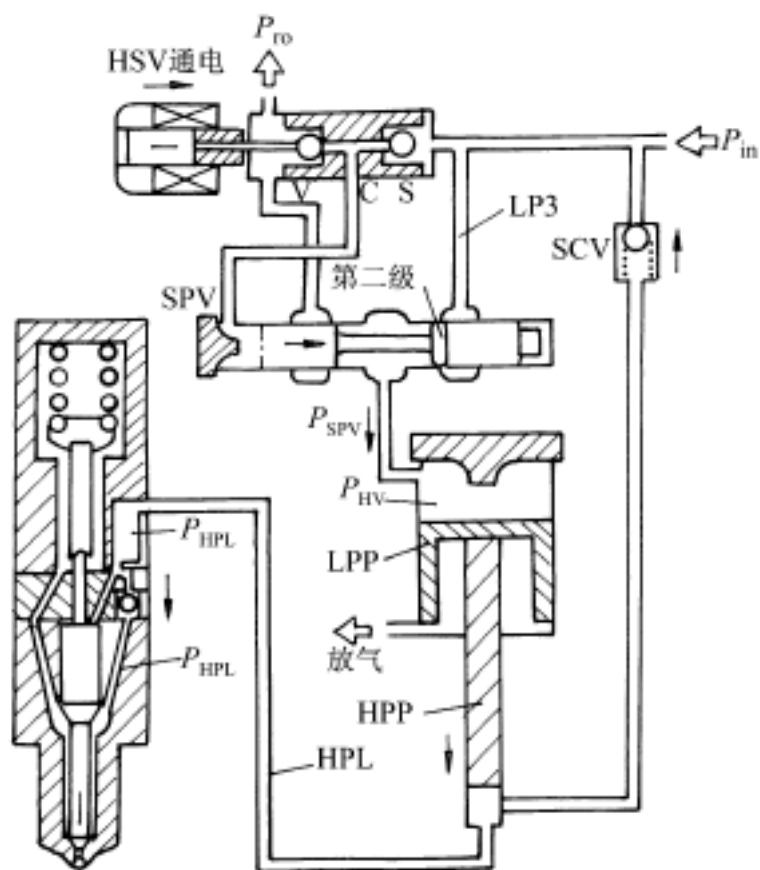


图 6-45 SSI-1 系统的工作原理图

6.6 日本电装 ECD-U2 系统

1995 年 10 月,日本日野汽车公司推出了该公司新研制开发的排量为 7.96L 的中型载重车用 J08C 系列直列式六缸柴油机中的涡轮增压型样机。该柴油机最引人注意的是使用了日本电装公司研制开发的、以微机为控制单元的现代车用柴油机电控系统——ECD-U2 系统。1998 年开始小批生产采用 ECD-U2 系统的该系列中的 J08C-J1A 自然吸气型柴油机,1999 年后则全部生产装有 ECD-U2 系统的 J08C 系列的增压及增压中冷柴油机。此外,日本三菱公司和日产公司等也有在它们生产的载重车柴油机上逐步采用 ECD-U2 系统的计划。

早在 1985 年日本电装公司就开始研制 ECD-U2 系统,90 年代中期以来,先后在其西尾工厂和善明工厂生产 ECD-U2 系统(主要用于载重车)和 ECD-U2P 系统(主要用于轿车),1999 年年产量已达三万套。1999 年 6 月又在匈牙利建立新厂,准备为欧洲轿车市场提供 ECD-U2P 系统。

ECD-U2 系统中所用的电控共轨式喷油系统是一种电控无液压放大的高压共轨系统。它具有共轨式喷油系统的基本组成和结构,属于第二代电控喷油系统。第 3 章图 3-22 所示就是 ECD-U2 系统的组成示意图。在燃油喷射控制中,由传感器、电控单元和执行器等组成的控制系统,对循环喷油量、喷油正时、喷油速率和喷油压力进行“时间-压力控制”。图 6-46 为 J08C-J1A 柴油机共轨系统的油路图。油路中的三作用型凸轮高压供油泵的结构和工作原理已在 5.3.8 节中作过介绍(参见图 5-103)。燃油滤清器带有溢流阀,在滤清器内压力超过 319kPa 时开启,经溢油管回油。高压供油泵上设有回油阀,泵体内压力超过 225kPa 时开启回油。高压供油泵两个柱塞元件上端各有一个供油压力调节阀(PCV 阀),其外形和控制电路如图 6-47 所示。共轨部件如图 6-48 所示。与各缸高压油管相连的弹簧式液流缓冲器可使共轨

和高压油管中的压力波动减小,一旦油流过多,可自动切断向喷油器的供油。装在共轨一端的弹簧式压力限制器可在共轨压力达到 140MPa 时自动开启降压;压力降到 30MPa 时自动关闭。装在共轨上的硅半导体压力传感器电路及其特性如图 6-49 所示。该系统现已采用如图 6-50 所示的带二位二通电磁阀的电/液控制喷油器,其工作原理已在 5.3.7 节中作过介绍。

这种电控共轨式喷油系统对循环喷油量、喷油正时、喷油速率和喷油压力等各个方面都具有高度柔性的控制功能。其喷油正时的控制范围宽达 30℃A;既可实现初期喷油速率低和快速停止喷油的三角形喷油规律,又能实现预喷射或靴形喷油规律;喷油压力的控制可以完全独立于发动机的转速和负荷,可在各种工况下实现高达 120MPa 的高压喷射,设计最高喷油压力为 150MPa。最大循环喷油量为 250mm³/次(ECD-U2P 系统为 100mm³/次)。整个系统具有很好的适应性,所以有很好的发展前景。

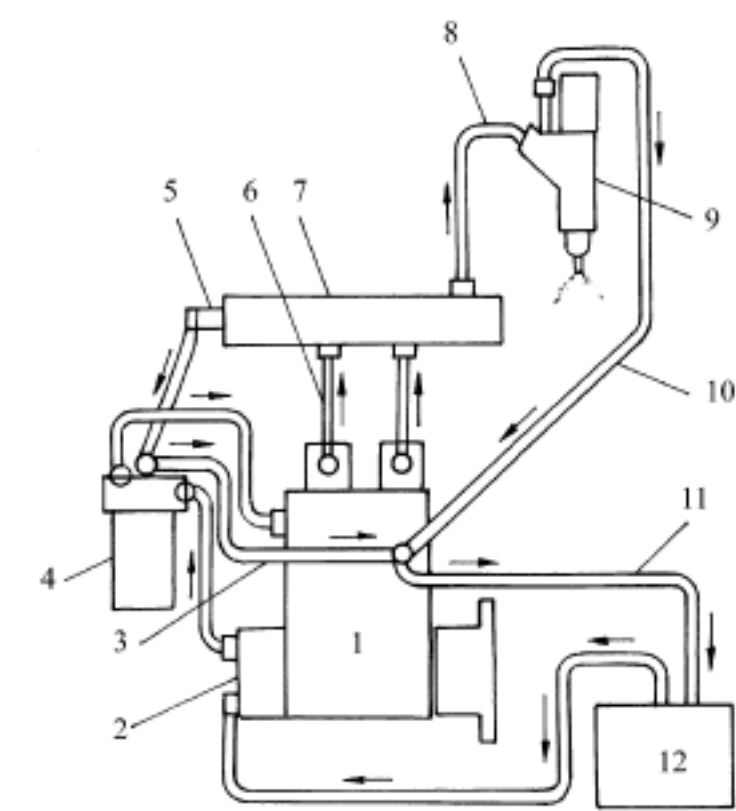


图 6-46 J08C-J1A 型柴油机共轨系统油路图
1 - 供油泵;2 - 输油泵;3 - 溢油管;4 - 燃油滤清器;
5 - 压力限制器;6 - 压油管;7 - 共轨;8 - 高压油管;
9 - 喷油器;10 - 回油管;11 - 总回油管;12 - 燃油箱

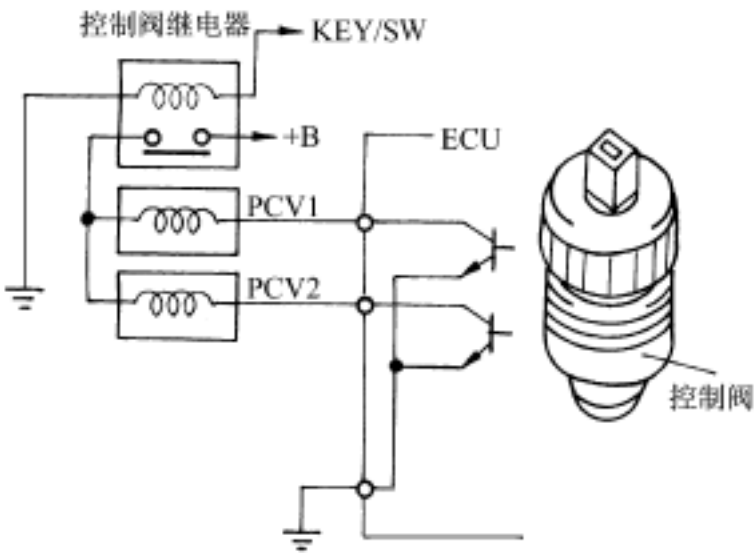


图 6-47 供油压力调节阀外形和控制电路

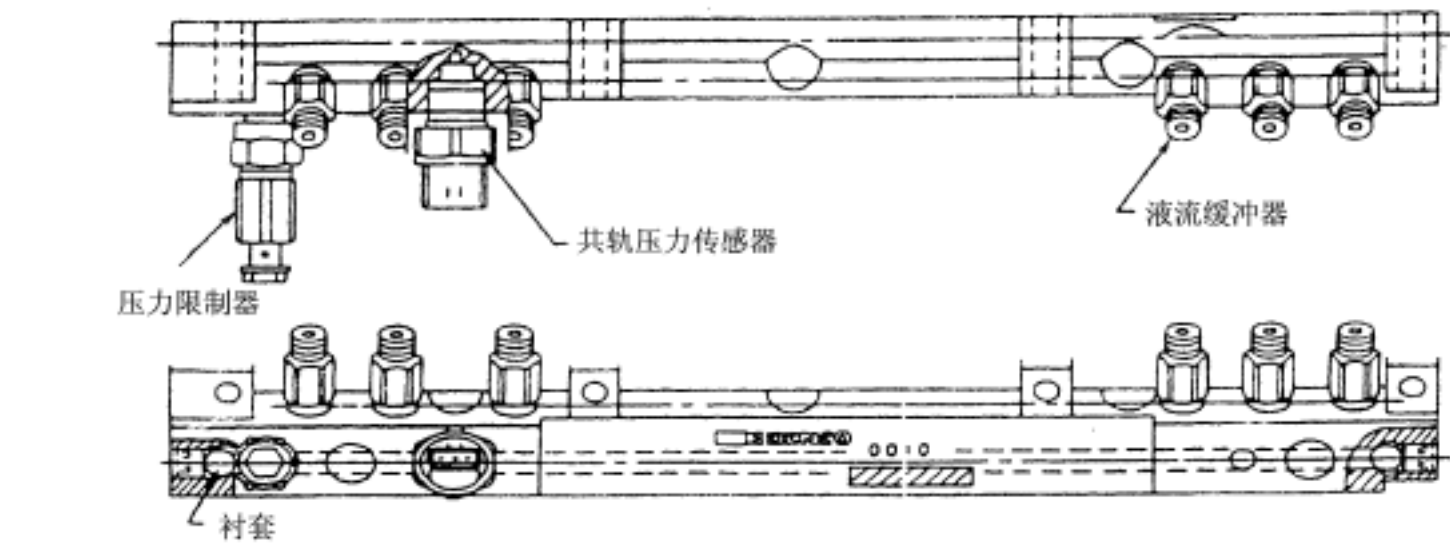


图 6-48 共轨部件

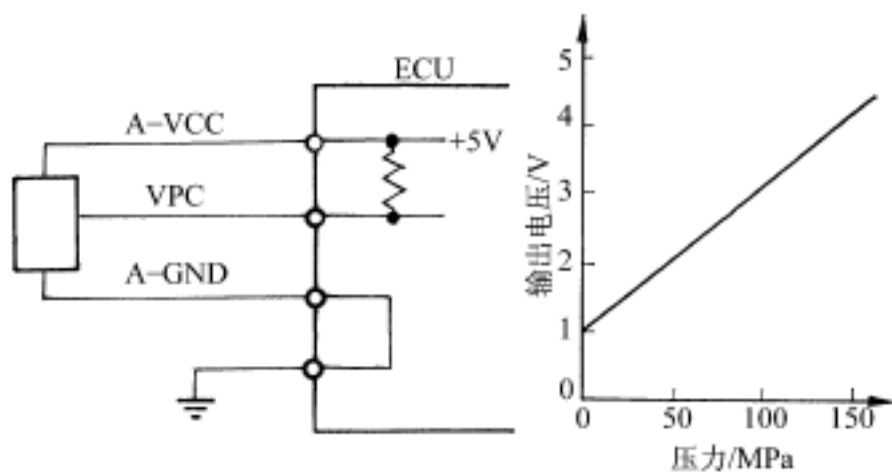


图 6-49 共轨压力传感器电路及其特性

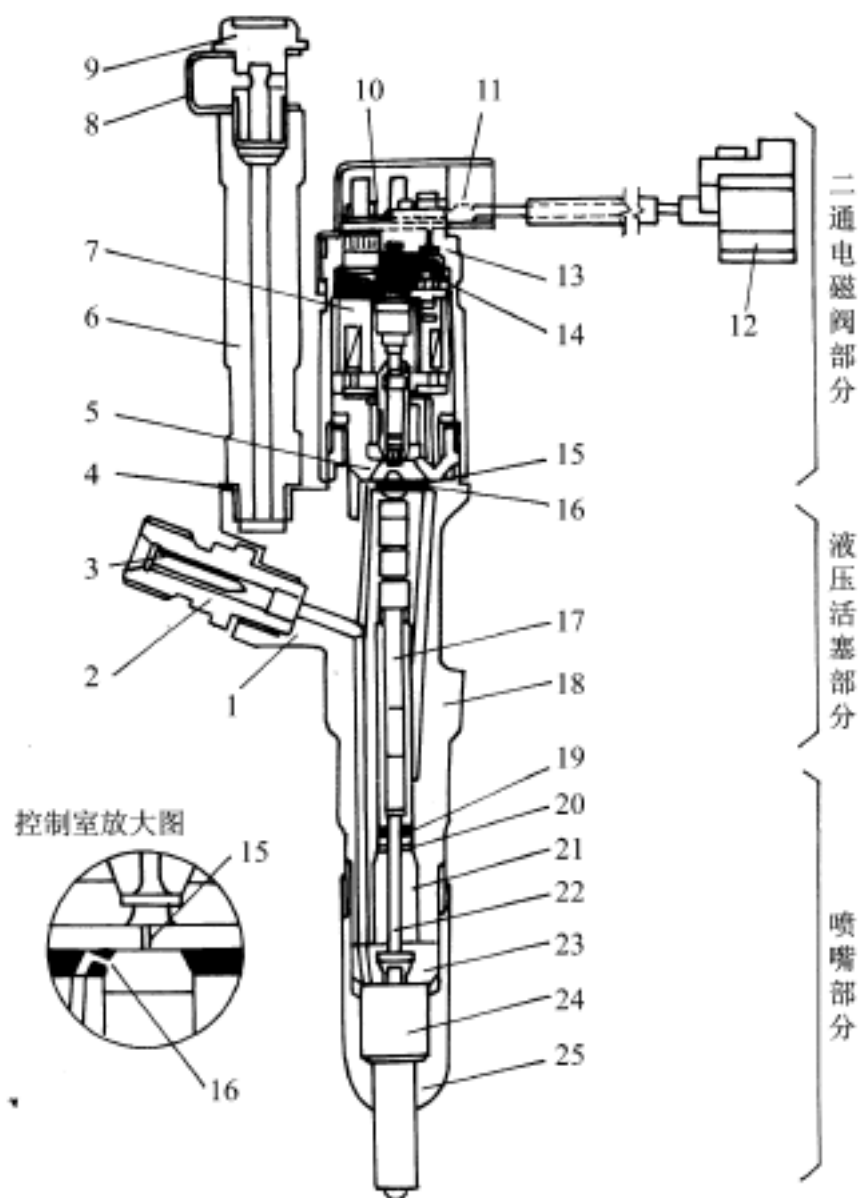


图 6-50 ECD-U2 系统的电/液控制喷油器

- 1 - 钢垫片; 2 - 内接头; 3 - 滤网; 4 - 钢垫片; 5 - 控制室; 6 - 外接头; 7 - 二位二通阀; 8 - 衬垫; 9 - 连接螺栓; 10 - 塑料罩; 11 - 线束导向孔; 12 - 线索; 13 - 上体; 14 - O 形圈; 15 - 量孔 A; 16 - 量孔 B; 17 - 液压活塞; 18 - 下体; 19 - 导向套; 20 - 开启压力调整垫片; 21 - 调压弹簧; 22 - 顶杆; 23 - 垫块; 24 - 喷嘴; 25 - 固定螺母

6.7 德国 Benz/ Bosch CR 系统

1994 年,德国 Benz 公司和 Bosch 公司联合推出了用于中型载重车柴油机上的以微机为控制单位的现代车用柴油机电控系统——CR 系统。该系统中所用的电控共轨式喷油系统也是一种电控无液压放大的高压共轨系统。第 3 章图 3-23 所示就是这种电控无液压放大的高压共轨系统的组成示意图。它由具有三个柱塞式泵油元件,用电磁阀进行供油压力调节的径向柱塞式高压供油泵,设有油压传感器的、容积为 60mL 的共轨以及具有多孔式喷嘴、喷油器体和传统喷油器相似的电/液控制喷油器(参见图 5-94)等构成。它们的结构和工作原理作为电控共轨式喷油系统典型的例子,在 3.1.3 节和 5.3.7 节中已分别作过介绍。

1997 年, Benz 公司在其四款轿车上采用了装有 CR 系统的轿车用直喷式柴油机,它们是 Benz A-160 型 1.7L 轿车上的 OM688 型直列式四缸柴油机、Benz A-170 型 1.7L 轿车上的 OM688 型直列式四缸涡轮增压柴油机、Benz E-220 型 2.2L 轿车上的 OM611DE22LA 型直列式四缸涡轮增压中冷柴油机和 Benz S 级 4L 轿车上的 OM628DE40LA 型 V8 涡轮增压中冷柴油机。1999 年中期又为其 E 级车开发了装有 CR 系统的经改进的 OM611(直列四缸,2.2L)和新设计的 OM612(直列五缸,2.7L)及 OM613(直列六缸,3.2L)直喷式涡轮增压柴油机。

图 6-51 所示为轿车柴油机上的 CR 系统的组成方框图。从图中可以看出,该系统除了具有燃油喷射控制功能外,还具有起动控制、排放控制、增压控制等功能,同时还具有故障自我诊断功能、安全保险功能和后备控制功能,此外还具有与其他电控系统进行信息交换(数据通信)的功能(CAN)。

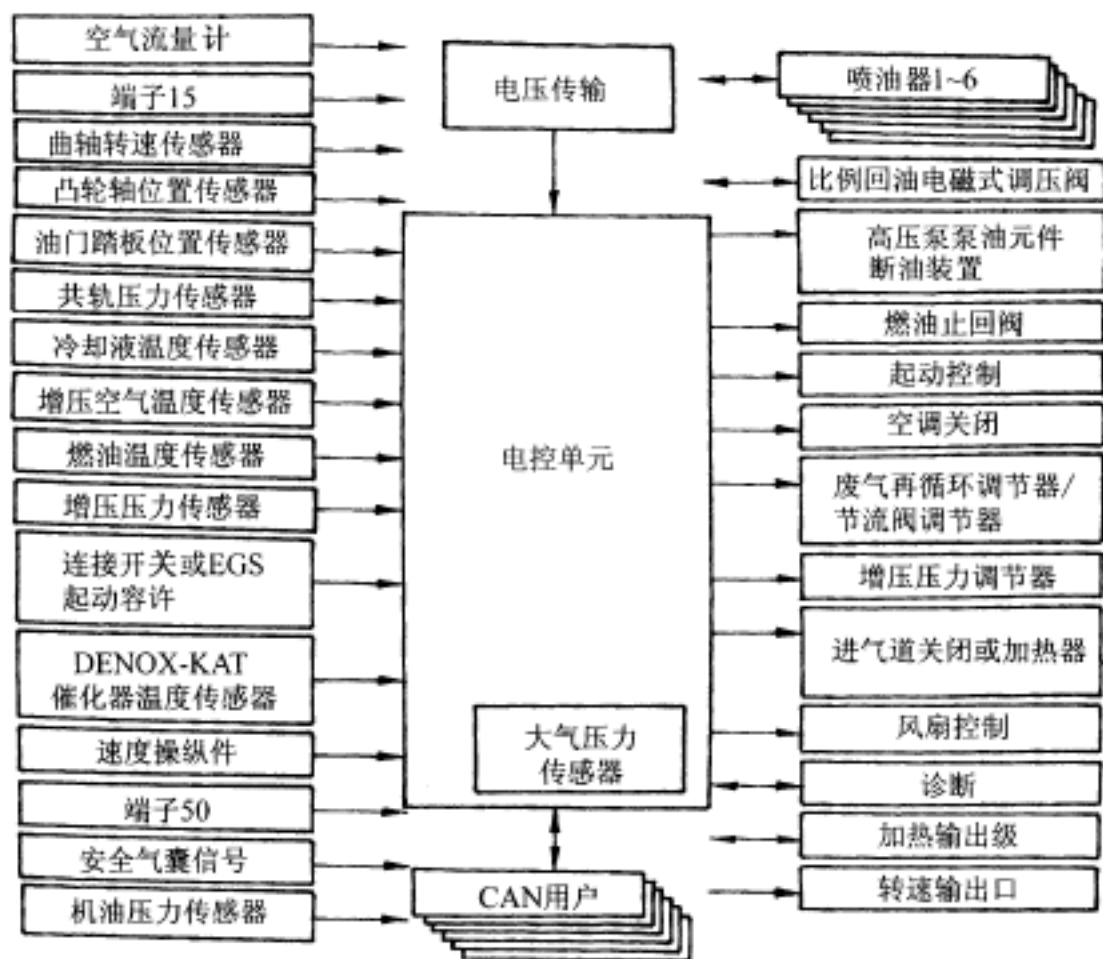


图 6-51 用于轿车柴油机上的 Bosch CR 系统组成方框图

低压油路中采用了安装在燃油箱外的由凸轮轴驱动的齿轮式输油泵,而不采用放在燃油箱内的电动输油泵。这是因为共轨式喷油系统燃油流量大,在燃油箱内采用燃油电加热器耗能太大。输油泵安装在燃油箱外后,燃油滤清器位于输油泵之前,只需设置一个冷却液/燃油热交换器(燃油加热器)就可以在低温时比较容易地加热燃油,防止低温时燃油中石蜡成分在输油泵中析出,影响输油泵的工作。

该系统采用了第 5 章图 5-102 所示的单作用型凸轮高压供油泵。在燃油进口端设有一个单向阀,在低压油路中的输油泵以一定压力(0.2MPa)向高压供油泵输送经过滤清的燃油时,它打通油路;而在没有压力作用时则切断流向泵油元件的油流。这样在运转时就能与输油泵后面的电控止回阀一起实施紧急断油。在单向阀旁边有一旁通孔,燃油通过它进入泵体起润滑、冷却和冲洗的作用。高压供油泵是一个具有三个柱塞式泵油元件的径向柱塞泵,泵油元件由一个单凸起凸轮的凸轮轴驱动。而凸轮轴则由柴油机通过齿轮或皮带轮驱动。每个柱塞式泵油元件输出端都有一个电磁溢流阀和一个出油阀,当柴油机部分负荷运行时,为了降低功率消耗,可以通过持续打开电磁溢流阀,让某一泵油元件不起作用。

高压共轨是一锻压件。其容积既要足够大,以降低因高压供油泵的脉动供油和喷油引起的压力波动,但容积又不能太大,以免热启动时油压不能迅速形成。固定在共轨一端的供油压力调节阀(PCV 阀)是一个比例回油电磁式调压阀。它通过改变电磁阀通电电流来控制施加在球阀上力的大小,调节输入共轨的燃油压力,并在各种供油量时保持油压稳定。共轨上还设有油压传感器,以提供共轨实际压力的反馈信息。

电/液控制喷油器的结构如图 6-52 所示。其结构和工作原理与第 5 章图 5-94 所示的带有二位二通电磁阀的电/液控制喷油器基本相同。该电/液控制喷油器喷嘴部分用的是无压力室标准型 Bosch 公司的 P 系列多孔喷嘴。为了能在很高的燃油压力下实现预喷射,需要电磁阀具有非常短的切换时间(200 μ s)。为此设置了专用的电容器,利用电容放电将电流输送给线圈,使其能在微秒级的时间内达到所需要的电流强度。然后再降至电源电压,由蓄电池维持所需的控制电流。如图 6-53 所示,它采用了双点调节式控制器来控制电容器的放电,以保证预喷射和主喷射开始阶段的高电平,而在主喷射的后阶段保持较低而稳定的电平。该图也示出了电/液控制喷油器工作时电磁阀升程、针阀升程和喷油的全过程。

电控单元可分成如图 6-54 所示的几个分程序模块:电压传输、输入信号准备、信号处理和指令输出等。系统的电压传输由一个独立的继电器来完成,该继电器由柴油机电源开关控制电路接通后,启动微处理器。柴油机停车后,微处理器仍能保持通电状态,以保存运转数据和诊断数据。

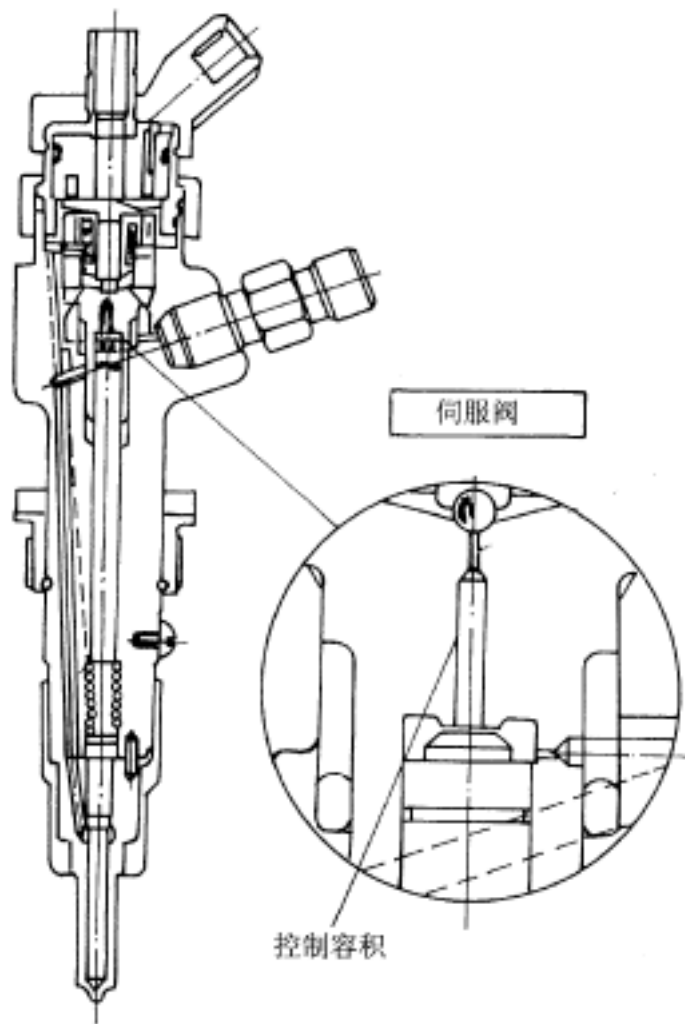


图 6-52 CR 系统的电/液控制喷油器

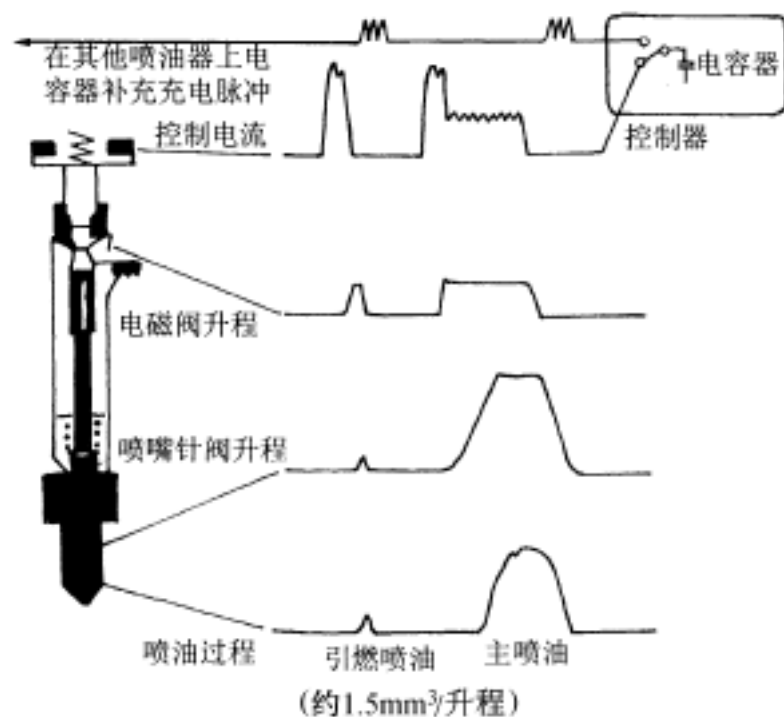


图 6-53 喷油器喷油的脉冲过程

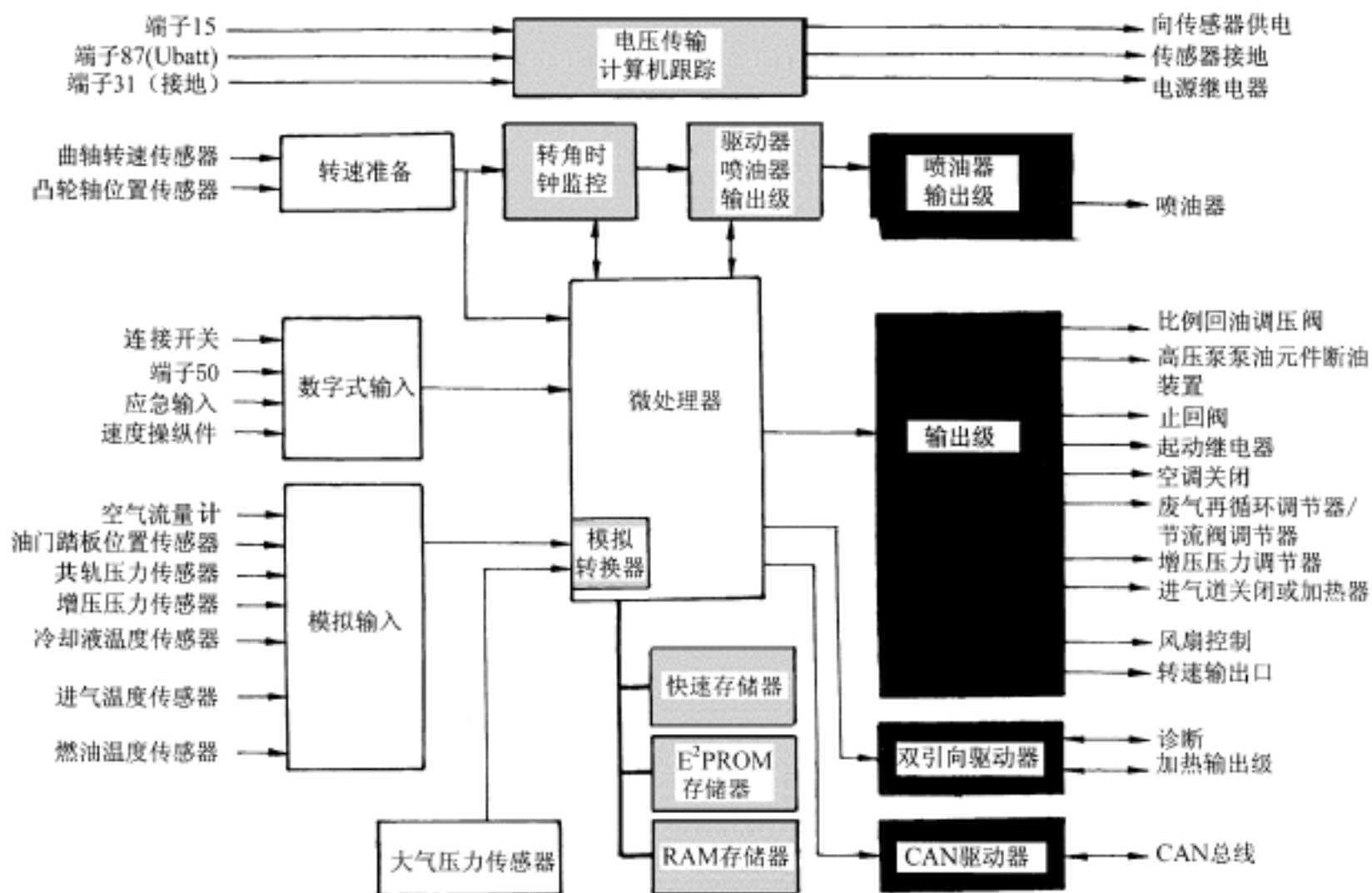


图 6-54 CR 系统电控单元示意图

6.8 意大利 Fiat/ 德国 Bosch Unijet 系统

1997 年底,意大利 Fiat 集团新研制开发的两种轿车用柴油机,即 1.9JTD 型直列式四缸增压中冷的直喷式柴油机和 2.4JTD 型直列式五缸增压中冷的直喷式柴油机正式投入批量生

产。它们分别用在该集团新推出的排量为 1.9L 和 2.4L 的 Alfa Romeo156 型轿车上。在这两种柴油机上使用了该集团设在 Bari 的喷油装置研究中心和德国 Bosch 公司共同研制开发的以微机为控制单元的现代车用柴油机电控系统——Unijet 系统。

Unijet 系统除了主要用来进行电控共轨式喷油系统的燃油喷射控制外,也用于柴油机的其他方面的控制,如怠速控制、起动控制、排放控制、增压控制等。同时还具有故障自诊断功能、安全保险功能和后备控制功能,图 6-55 所示为该系统的组成示意图。

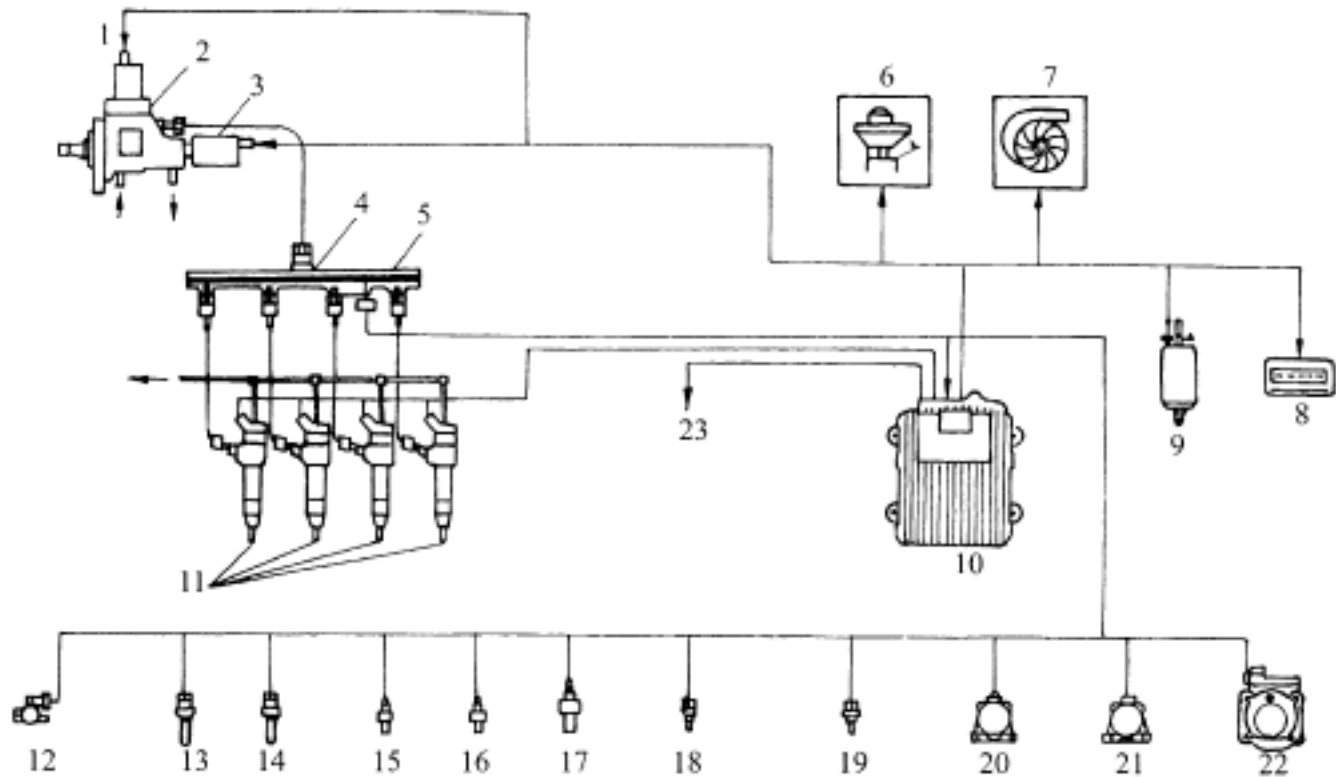


图 6-55 意大利 Fiat/ 德国 Bosch Unijet 系统组成示意图

1 - 柱塞驱动电磁阀;2 - 高压供油泵;3 - 压力调节器;4 - 共轨;5 - 压力传感器;6 - EGR 执行器;7 - 涡轮增压器执行器;8 - 电热塞控制元件;9 - 电动泵;10 - 电控单元;11 - 电液控制喷油器;12 - 带怠速开关的油门踏板位置传感器;13 - 制动开关;14 - 离合器开关;15 - 曲轴转速传感器;16 - 凸轮轴位置传感器;17 - 车速传感器;18 - 冷却液温度传感器;19 - 空气温度传感器;20 - 增压压力传感器;21 - 大气压力传感器;22 - 空气流量计;23 - 辅助功能(包括:警报灯,空调压缩机切断,ISO 串联接口,转速显示,预热塞灯)

Unijet 系统中的电控共轨式喷油系统也是一种电控无液压放大的高压共轨系统。它的组成和结构与上述 CR 系统中的共轨系统基本相同,只是其高压供油泵上直接带有供油压力调节阀(PCV 阀),共轨上只设有油压传感器,电液控制喷油器则完全相同。电控单元在燃油喷射控制中,对循环喷油量、喷油正时、喷油速率和喷油压力进行“时间-压力控制”。系统适用的柴油机转速变化范围是 100~6000r/min;最大循环供油量为 100mm³;喷油压力可调范围为 15~130MPa。

Unijet 系统的排放控制主要是对废气再循环的控制。

由于 2.4JTD 型直列式五缸增压中冷的直喷式柴油机采用了 Garrett 公司的可变涡轮喷嘴截面增压器(VNT),所以在 2.4JTD 型柴油机上的 Unijet 系统具有增压控制的内容。

6.9 英国 Delphi CR 系统

英国 Delphi Diesel Systems 公司的前身是英国著名的 Lucas Varity 公司(即更早一些的 Lucas CAV 公司)。2000 年 1 月,该公司被世界上最大的汽车零部件供应商美国 Delphi 公司

收购。美国 Delphi 公司在汽车电子和集成技术方面居世界领先地位,1998 年其汽车零部件销售额超过了德国 Bosch 公司和日本电装公司而居世界首位。英国 Delphi Diesel Systems 公司现已成为美国 Delphi 公司下属专门从事生产柴油机燃油喷射系统的专业公司。近年来,该公司不仅在开发喷射压力高达 200MPa 的顶置凸轮驱动的电控泵喷嘴系统和配以短高压油管的下置凸轮驱动的电控单体泵系统,用于每缸排量为 2L 的重型车用柴油机以及单缸排量较小的轻型车用柴油机上,可以满足从欧 3 到欧 5 的排放法规,而且在全力开发适用于轿车和轻型车以及中型车柴油机用的电控共轨式喷油系统,2000 年 9 月已开始批量生产。

图 6-56 所示为该公司发展的用于功率为 53kW 的四缸 HSDI 轿车和轻型车柴油机上的电控高压共轨式喷油系统。整个电控系统的燃油喷射控制部分的控制内容和构成与本章 6.7 节中所介绍的德国 Bosch 公司的 CR 系统相似。共轨压力为 160MPa,用于缸径小于 150mm 的中型车柴油机时,最大循环喷油量可达 160mm³。

低压输油泵为内置式旋转叶片泵,泵上有进油计量阀,通过电控单元可对共轨油压进行初始的控制,只有经过计算的燃油量才能进入高压供油泵,因此在共轨中不会有回油,而共轨中的回油会造成不必要的能量损失。

如图 6-57 所示,该系统采用了类似于径向柱塞式分配泵那样结构的高压供油泵。泵油组件为内凸轮环式凸轮和对置柱塞,泵轴带动具有四个凸角的内凸轮环旋转,对置柱塞位于固定的泵盖的径向孔内,内凸轮环每转动一圈,就驱动柱塞泵油四次。该高压供油泵每 100 转可输送压力为 160MPa 的燃油 70mL。

共轨为锻件,并经精密加工,外径为 25mm,内径为 8mm,通过特殊的高压接头与进油管、喷油器、共轨压力传感器和共轨压力控制阀等相连接。

该系统所采用的电/液控制喷油器的结构和工作原理与第 5 章图 5-92 所示的带有二位二通电磁阀的电/液控制喷油器基本相同。喷油器体最大外径为 17mm。控制阀设计得很靠近喷嘴,使预喷射、主喷射和后喷射的时刻控制更为精确,预喷射和主喷射间隔可缩短到 200μs。喷嘴可采用无压力室或小压力室。

为了使预喷射时进入各缸的预喷油量均匀,各缸设有燃烧始点传感器。

系统的排放控制除采用预喷射和后喷射等措施外,还采用了对废气再循环的控制。

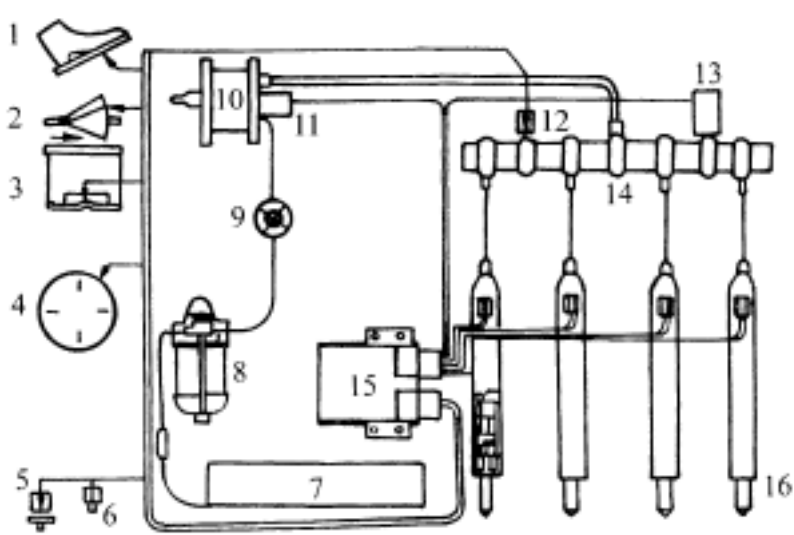


图 6-56 英国 Delphi CR 系统

- 1 - 油门踏板位置传感器;2 - 空气流量计;3 - 进气歧管压力传感器;4 - 曲轴转速与位置传感器;5 - 冷却液温度和燃油温度传感器;6 - 燃烧始点传感器;7 - 燃油箱;8 - 燃油滤清器;9 - 输油泵;10 - 高压供油泵;11 - 进油计量阀;12 - 共轨压力传感器;13 - 共轨压力调节阀;14 - 共轨;15 - 电控单元;16 - 电/液控制喷油器

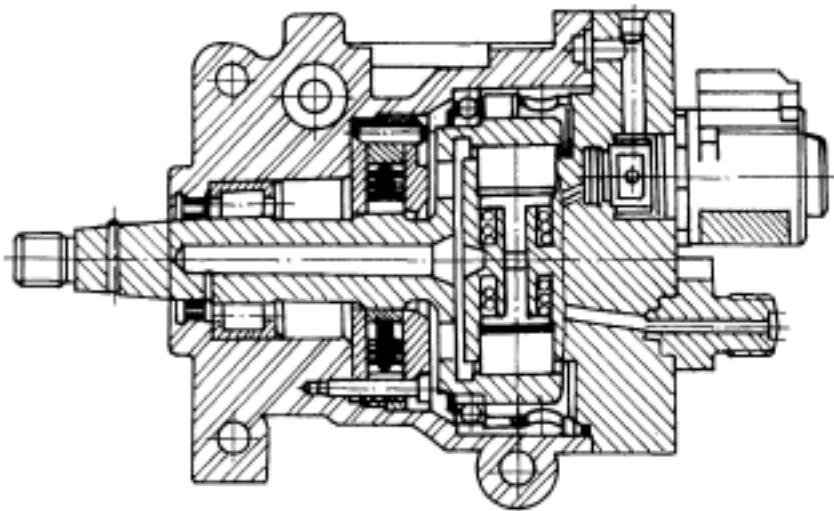


图 6-57 径向柱塞式高压供油泵

附录 1 汽车柴油机电控控制策略概述

1. 过程控制的基本概念

对汽车柴油机的各种控制,如循环供(喷)油量控制和供(喷)油正时控制等从控制理论来说都是一种过程控制。所谓过程控制,就是按照预先给定的目标,改变系统的行为或性能。过程控制的任务实际上就是形成控制作用的变化规律,不管是否存在干扰,都能得到所希望的行为。

而过程控制系统(简称控制系统)就是能按预定的控制规律调节能量输入,使被控对象中的某些物理量发生变化,以产生所希望的输出的一种系统。

在一个控制系统中,作用于和产生于被控对象中的变量可分为以下三大类。

(1) 输出变量

它是应保持在预定值上的被控制的物理量,例如柴油机的循环供(喷)油量、供(喷)油正时等。

(2) 输入变量

它的变化会引起一个或几个输出变量的变化。从对控制对象和输出变量的影响来看,输入变量可分为两类,即控制变量和干扰变量。控制变量又称控制量,例如柴油机喷油泵的油量调节齿杆或油量调节滑套位置、柴油机转速等。其输入作用是为了保证对象的行为达到所要求的目标。控制器对控制量进行控制,使输出量返回或保持在设定值上。干扰变量作用于被控对象,影响过程的操作,它虽不受控制器的控制,但以各种方式影响输出变量,妨碍对象的行为达到所要求的目标,使过程的输出变量发生不希望的变化。因此,干扰的性质和程度决定了控制的质量。对柴油机来说,干扰变量包括柴油机的运转温度、环境状况(大气压力、温度)等。

(3) 状态变量

这些变量出现于过程内部,它们表示过程的动态特性,常被利用来确定必须采取的控制作用,如实际的 EGR 率、增压柴油机的实际增压压力等。

1) 开环控制系统与闭环控制系统

如果控制系统的输出变量对被控对象没有控制作用,这种系统称为开环控制系统。例如在某一工况下,柴油机的调速器操纵杆的位置反映了柴油机在该工况下负荷的大小及相应的循环供(喷)油量(输出变量),当柴油机需从该工况转为怠速工况时,调速器操纵杆的位置将发生改变,循环供(喷)油量也将随之改变,以达到控制的目的。当有外部干扰(例如海拔高度的改变、环境温度的改变等)或有内部干扰(例如喷油泵零件磨损、喷油器喷孔局部堵塞等),循环供(喷)油量将偏离预定值。这时,如果要维持循环供(喷)油量不变,就要相应改变原来的调速器操纵杆的位置或人工调节怠速油量。例如当柴油机在高海拔地区工作时,怠速工况下混合气容易偏浓,就必须通过对调速器怠速油量调整螺钉的位置进行调整等措施来满足要求。再如,在柴油机供(喷)油正时的控制中,对应于柴油机某一转速就有一个喷油泵凸轮轴相对于驱动轴的对应位置,即一个确定的喷油时刻。当外界条件如环境温度改变而需要喷油时刻提前

或推迟时,必须对提前器进行人工调整才能满足在此条件下对供(喷)油正时的要求。图 F1-1 所示的方框图可以表示这种系统的输入变量与输出变量之间的关系。这里,只有输入变量影响输出变量。当出现外部或内部干扰时,没有人为的干预,输出变量将不能按照控制变量所期望的状态去工作,这就是开环控制。

闭环控制系统则是把输出变量检测出来,经过物理量的转换,再反馈到输入端去,与控制变量进行比较,并利用比较后的偏差信号,反馈给控制器对控制对象进行控制,抑制内部或外部干扰对输出量的影响,减小输出量的误差。如果没有这种干扰就不需要反馈控制。图 F1-2 所示为闭环控制系统的方框图。

图 F1-3 所示的柴油机-调速器系统就是闭环控制系统的一个典型例子。当柴油机负荷变化时(输入变量),将会造成转速的增加或降低(输出变量)。这一变化信号输入到如图 F1-4 所示的简单的机械离心式调速器内,使其中的转速感应元件(调速器中的飞块)感应到这一变化后产生一个反应(直列泵中的油量调节齿杆的位移或 VE 型分配泵中的油量调节滑套的位移),这一反应直接或间接经过放大后输出给喷油泵(反馈),控制其循环供油量以使柴油机转速回复到变化以前的状态。这样一个系统把输出变量(转速)直接或间接地(通过飞块离心力变化的间接作用)反馈到输入端,形成闭环,参与系统的控制,构成了闭环控制系统。

在过程控制中,通常采用的就是上述两种系统。归纳起来,它们有以下一些特点。

- ① 在开环系统中,只有输入变量对输出变量产生控制作用。从控制结构来看,只有从输入端到输出端、从左到右的信号传递通道(该通道称正向通道);而闭环控制系统中除正向通道外,还必须有从右到左、从输出端到输入端的信号传递通道,使输出信号也参与控制作用(该通道称反馈通道)。闭环控制系统就是由正向通道和反馈通道组成的。
- ② 为了检测偏差,必须直接或间接地检测出输出变量,并将其变换为与输入变量相同的物理量,以便与给定量相比较,得出偏差信号。所以闭环系统必须有检测环节、给定环节和比较环节。

所谓检测环节就是用来检测被控制量,并将其转换

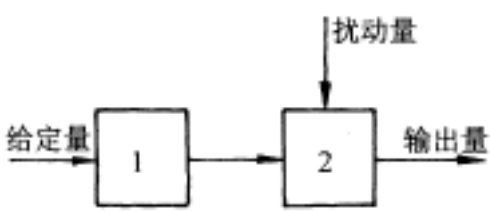


图 F1-1 开环控制

1 - 控制器; 2 - 控制对象

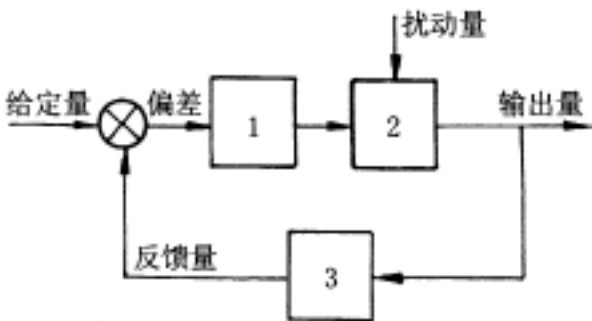


图 F1-2 闭环控制

1 - 控制器; 2 - 控制对象; 3 - 检测装置

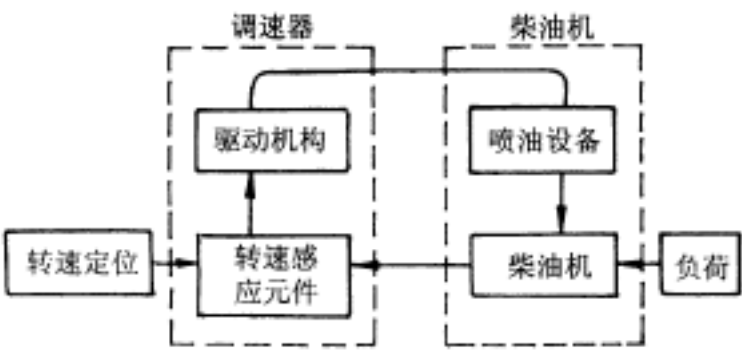


图 F1-3 典型的柴油机-调速器系统方框图

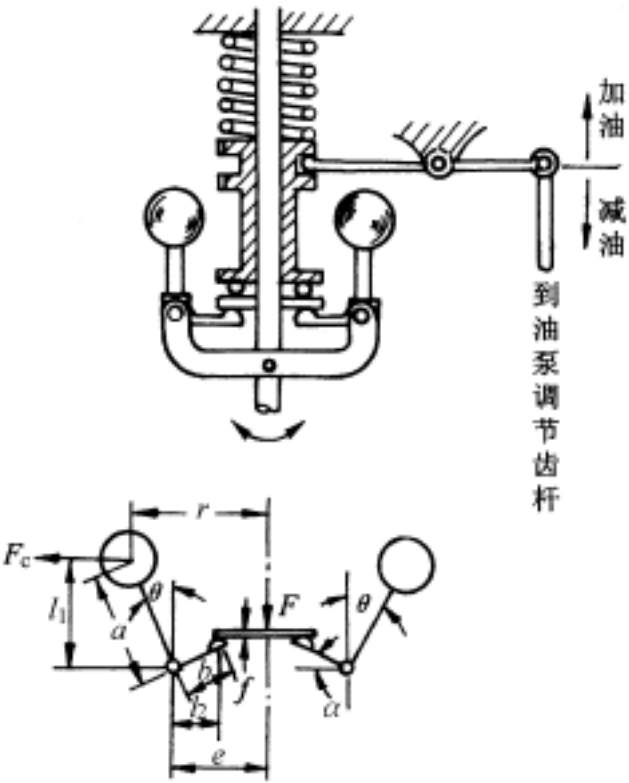


图 F1-4 简单的机械式调速器

为与控制量同一的物理量。例如上述调速器中的离心飞块机构就是将转速变化所产生的离心力变化使其与调速弹簧力达到新的平衡点,从而推动喷油泵中的油量调节齿杆或调节滑套产生位移,改变循环供油量,使转速趋向稳定。检测环节元件是构成过程控制系统的关键性元件,其精度和特性直接影响控制系统的控制品质。所以检测环节元件必须要有高的测量精度,高的响应度和高的稳定性。

所谓给定环节就是设定被控制量给定值的物理量。在上述调速器中即为油门操纵杆的具体位置。该位置对应于调速弹簧的某一弹簧力正好与给定转速下飞块的离心力平衡。这一位置也就对应了这一给定的转速。给定环节的精度对被控制量的控制有较大的影响。

所谓比较环节就是用来将所检测的被控制量和给定量进行比较,确定两者的偏差量。上述调速器中飞块在转速变化时改变了张开的角度,即偏离了原来的角度。这一偏离量促使喷油泵中的油量调节齿杆或调节滑套产生一个相应的移动量,这一移动量就是比较环节产生作用的结果。

③ 闭环控制是利用经过放大环节的放大的偏差量作为控制信号来纠正偏差的。因此,系统中必须有放大机构和纠正偏差的执行机构。在上述调速器内,放大机构就是将飞块的张开和收缩作用转换为喷油泵中的油量调节齿杆或调节滑套移动的杠杆机构;执行机构就是油量调节齿杆或调节滑套。这样就实现了对控制对象的反馈控制。只要输出变量和给定量之间存在偏差,就有力图纠正这一偏差的控制作用存在。由于反馈控制系统利用偏差信号作为控制信号,自动纠正偏差,因此可以构成精确的控制系统。

在很多控制系统中,开环和闭环控制系统常结合在一起构成一个开环-闭环控制系统,称为复合控制系统,以取得更好的控制效果。

2) 闭环控制系统的基本要求

由于闭环控制系统比开环控制系统有更好的控制性能,在自动控制系统中应用较多。

闭环控制系统中,当干扰量或给定量(或给定量的变化规律)发生变化时,被控制量偏离了给定量(或给定量的变化规律)而产生偏差,通过闭环控制的反馈作用,经过短暂的过渡历程,被控制量又趋近于或恢复到原来的稳态值,或按新的给定量(或给定量的变化规律)稳定下来。这时,系统从原来的平衡状态过渡到新的平衡状态。我们把被控制量处于变化状态的过程称为动态或瞬态,而把被控制量处于相对稳定的状态称为静态或稳态,例如柴油机调速器工作中,我们称由于负荷变化而造成的转速波动过程中的状态为动态或瞬态,而当调速器使转速稳定下来后,则称为静态或稳态。

对闭环控制系统有以下两个基本要求。

① 稳态特性要好。稳态特性可用稳态误差来表示。它是指系统达到稳态时,输出量的实际值和期望值之间的偏差。这一性能表征了稳态时的控制精度。例如,对调速器来说,稳态误差是指在稳态下负荷变化时转速的变化量,即所谓的稳态调速率,它用负荷变化前后柴油机转速的变化量与额定工况下柴油机转速之比的百分数来表示。

② 动态特性要好。由于系统存在惯性,加上反馈不可能及时完成,被控制量在动态过程中会产生较大的偏差,达到稳态的时间也会拖长。如果动态不稳定过程时间很长,则闭环控制系统就无法正常工作。稳定是系统能工作的首要条件。在调速器与柴油机组成的系统中,负荷改变时,从一个稳定工况过渡到另一个稳定工况,要经过一段不稳定过程(即过渡过程)。在此过程中,由于调速器各部件的惯性及负荷的波动使转速发生波动,要经过多次衰减后才能慢

慢稳定下来。一般用三个动态指标来描述调速系统在过渡过程中的性能。它们分别是瞬时调速率(负荷突变时转速的瞬时最大变化量与额定工况时的转速之比),转速波动率(稳定工况下转速波动的最大值或最小值和平均转速之差与平均转速之比),转速稳定时间(从工况突变起到转速重新稳定并达到规定的波动率所需的时间)。这些指标的好坏决定了调速器动态特性的好坏(即工作品质的好坏)。

2. 汽车柴油机电控系统控制策略

在上述传统的机械式柴油机控制系统中,如柴油机喷油自动提前器对喷油提前角的控制(开环控制),柴油机调速器对转速的控制(闭环控制)等都属于一种处理单输入-单输出的控制系统问题。它是建立在古典控制理论,即传递函数、频率特性和根轨迹等为基础的频域分析方法上的。所研究的系统多为线性定常系统。然而,由于现代汽车柴油机要求的是多参数和多目标的控制,使得具有非线性、时变性、多层次、多因素、变结构、大滞后和不确定性等为特点的柴油机控制很难用简单、精确的数学模型来描述。因此,经典的控制方法已不能满足对柴油机实施所需要的控制的要求了。计算机技术的飞速发展和微机的广泛应用推动了新的控制理论与策略(或称算法)的形成和发展;反过来,新的控制理论与策略的形成和发展又使得计算机在控制系统中扮演着越来越重要的角色。

计算机控制系统理论是在 20 世纪 60 年代后形成的、以状态空间法为本的时域分析方法的现代控制理论的基础上发展起来的。这种时域分析方法可以解决多输入-多输出系统问题。它又是最优控制理论、自适应控制理论、自学习控制理论、预测控制理论和模糊控制理论等等的集合,还包括状态估计、系统识别等内容。随着现代控制理论的不断发展和推广应用,汽车柴油机微机控制的策略和方法也在不断更新和完善。

1) PID 控制

PID 控制就是比例-积分-微分控制。用微机实现的 PID 控制也称数字 PID 调节。这种控制策略是连续技术系统中技术最成熟、应用最广泛的一种控制策略。其最大的优点是不需了解被控对象的数学模型,只要根据经验进行调节参数在线整定,即可取得满意的结果。特别是用软件编程的方法实现 PID 控制,参数变化十分灵活。因此,在汽车发动机微机控制中用得极为广泛。如在柴油机电控系统中采用位置控制的循环供油量控制和供油正时控制中,大多采用了 PID 控制策略。其不足之处是对被控对象参数变化比较敏感。有时为了抵消测量中的扰动,需要增加一些前馈控制行为。

图 F1-5 所示为微机 PID 控制策略的基本结构方案的方框图。它是按照反馈控制的原理构成的,由被控对象输出的反映实际控制结果的反馈信号 $y(t)$ 与反映预期控制结果的输入信号 $r(t)$ 比较后的偏差 $e(t)$ 加给微机中的数字 PID 控制器,由它根据偏差的变化情况来调节控制量,并将控制量 $u(k)$ 输送给被控对象。数字 PID 控制器进行调节时,如偏差大,则控制量也加大,这就是比例控制。由于偏差一直存在,故把它累加起来,加大控制量使偏差得以消除,这就是积分控制。而在对偏差进行预估时,当偏差的变化率大于零,则表示偏差在加大,可及时增加控制量;而当偏差的变化率小于零,则表示偏差在减小,应适当减小控制量,这就是微分控制。图 F1-5

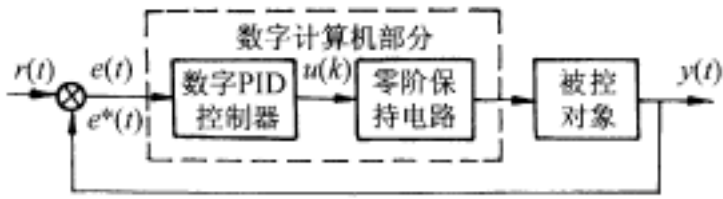


图 F1-5 微机 PID 控制方框图

中的零阶保持电路,即零阶保持器,实际上就是数模(D/A)转换器,它将离散的采样信号 $e^*(t)$ 转换为阶梯型恢复信号 $e(t)$ 。

PID 控制的控制规律可以用下面这些数学表达式来描述。

P(比例)控制的控制规律是:

$$u(t) = K_p e(t) + u_0 \quad (\text{F1-1})$$

式中: $u(t)$ —— 控制量; K_p —— 比例系数; $e(t)$ —— 偏差; u_0 —— 控制量的基准值,即 $e(t) = 0$ 时的控制量。

PI(比例-积分)控制的控制规律是:

$$u(t) = K_p \left\{ e(t) + \left[\int_0^t e(t) dt \right] / T_i \right\} + u_0 \quad (\text{F1-2})$$

式中: T_i —— 积分时间常数。

PD(比例-微分)控制的控制规律是:

$$u(t) = K_p [e(t) + T_d de/dt] + u_0 \quad (\text{F1-3})$$

式中: T_d —— 微分时间常数。

PID(比例-积分-微分)控制的控制规律是:

$$u(t) = K_p \left\{ e(t) + \left[\int_0^t e(t) dt \right] / T_i + T_d de/dt \right\} + u_0 \quad (\text{F1-4})$$

由于微机控制是采样控制,只能用采样时刻的偏差值来计算控制量,故式(F1-4)只能用数值计算的方法逼近,成为

$$u(k) = K_p \left\{ e(k) + T \sum_{j=0}^k e(j) / T_i + T_d [e(k) - e(k-1)] / T \right\} + u_0 \quad (\text{F1-5})$$

式中: T —— 采样周期。

式(F1-5)所表示的算法也称作位置式 PID 控制算法,即控制量 u 与执行器的位置 k (如柴油机喷油泵齿杆的位移、喷油正时控制液压伺服机构步进电机的进给等)相对应。但这种位置算法是非递推形式的,计算 $u(k)$ 不仅需要本次及上次采样的偏差值 $e(k)$ 和 $e(k-1)$,还需要 $e(0)$ 到 $e(k)$ 的所有值。当 k 很大时,计算工作量太大。为此常用的是递推形式的增量算法。由式(F1-5)得

$$u(k-1) = K_p \left\{ e(k-1) + T \sum_{j=0}^{k-1} e(j) / T_i + T_d [e(k-1) - e(k-2)] / T \right\} + u_0 \quad (\text{F1-6})$$

由式(F1-5)减去式(F1-6)得

$$\begin{aligned} \Delta u(k) &= u(k) - u(k-1) \\ &= K_p [e(k) - e(k-1)] + K_p T e(k) / T_i + K_p T_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] / T \\ &= K_p [e(k) - e(k-1)] + K_i e(k) + K_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] \end{aligned} \quad (\text{F1-7})$$

式中: K_i —— 积分系数; K_d —— 微分系数,即 $K_i = K_p T / T_i$; $K_d = K_p T_d / T$ 。这样,

$$\Delta u(k) = K_0 e(k) + K_1 e(k-1) + K_2 e(k-2) \quad (\text{F1-8})$$

式中: $K_0 = K_p + K_i + K_d$; $K_1 = -(K_p + 2K_d)$; $K_2 = K_d$ 。这样,控制量

$$u(k) = u(k-1) + \Delta u(k) \quad (\text{F1-9})$$

式(F1-8)和式(F1-9)组成了增量式 PID 控制算法。如执行器需要的不是控制量的绝对值,而只是其增量(如驱动步进电机),则只需采用式(F1-8)即可。图 F1-6 所示为这种控制算法的流程方框图。

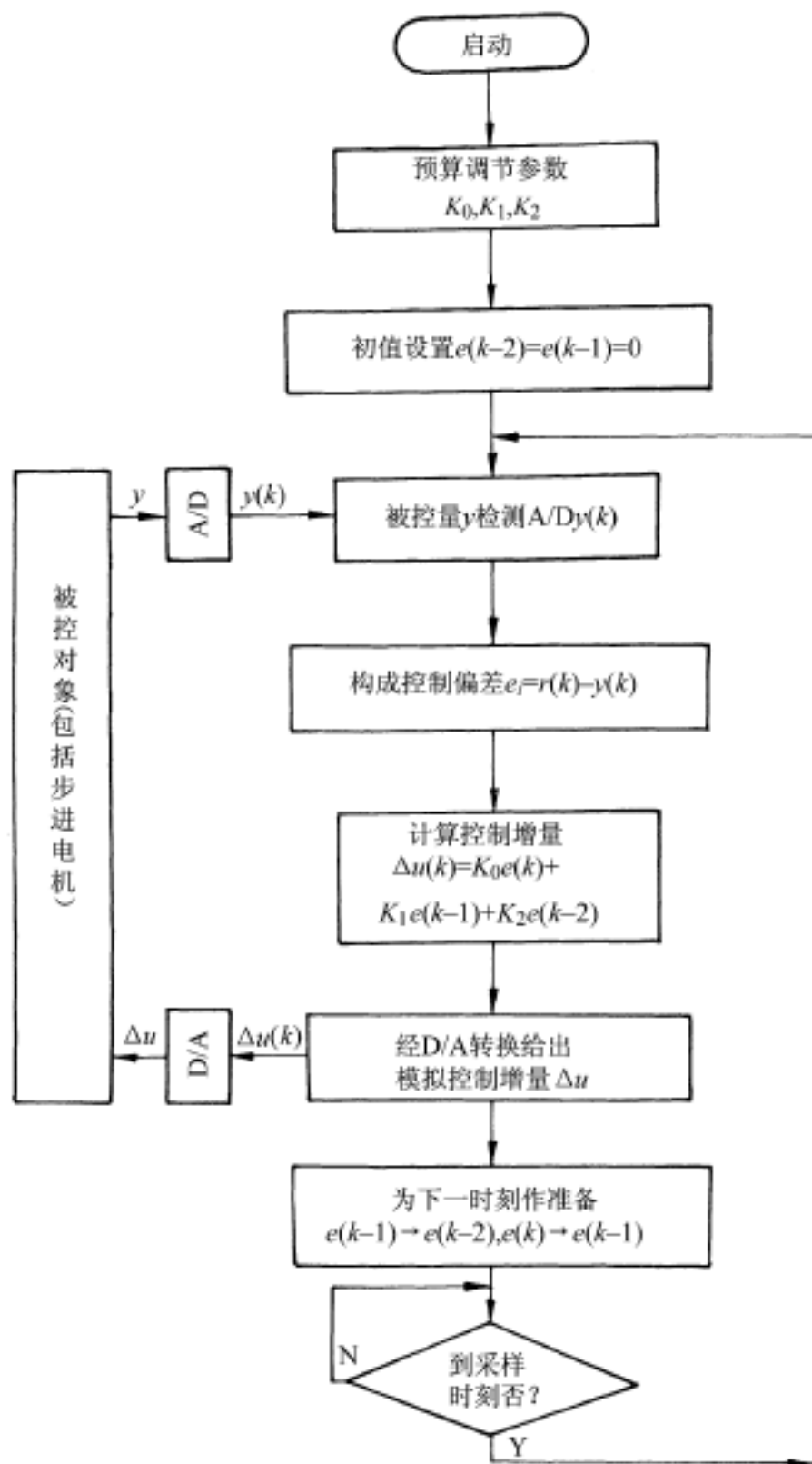


图 F1-6 增量式 PID 控制算法流程

当柴油机运行工况变化时, PID 控制的效果在很大程度上取决于 K_0 、 K_1 、 K_2 和 T 等参数的选择。但 PID 参数的整定是一件费时又需有丰富经验才能完成的事, 故必须采用计算机自寻最优整定。为此要解决的问题是确定目标函数和寻优方法。通常以采样点上的偏差的平方和作为参数寻优的目标函数。于是有

$$J_i = f(K_0, K_1, K_2) = \sum_{j=0}^k e_j^2 \quad (\text{F1-10})$$

要寻求的最优控制参数是使目标函数 J_i 为最小的一组 K_0 、 K_1 、 K_2 值。寻优方法一般采用多维搜索的单纯形法。具体的算法是: 先设定一组 K_{0i} 、 K_{1i} 、 K_{2i} 值, 作一次单位阶跃输入下的 PID 控制, 在控制过程中作 n 次偏差采样 $e(t) = y(t) - r(t)$ 。然后计算 J_i 值, 对算出的 J_i

值进行比较,确定其变化趋势。在满足精度要求的情况下选取使 J_i 值最小时的一组 K_{0i} , K_{1i} , K_{2i} 值。如未满足精度要求,则继续循环寻优。

由于在柴油机电控系统中许多被控对象的模型会因柴油机工况的不同和运行时其他因素的变化而发生变化,这时可采用变参数 PID 控制以适应这种控制。常用的有查表法和模糊 PID 控制。前者采用自寻最优整定,对不同工况时的 PID 参数进行优化,得到几组不同的 K_p 、 T_d 、 T_i 等参数,以表格形式存放在微机的内存里。工作时对反映工况的有关参数(如负荷、转速等)进行采样,根据采得的各种参数值从表格中查得对应的 K_p 、 T_d 、 T_i 等参数进行控制。后者是运用模糊理论来设计数字 PID 控制器,可称之为模糊 PID 控制。其基本的设计思想是:将偏差和偏差的变化率的平面分成不同的区,在不同的区采用不同的 K_p 、 T_d 、 T_i 等参数对系统进行控制。而不同的 K_p 、 T_d 、 T_i 等参数由偏差和偏差的变化率的数值从控制表格中查得,这个控制表格是用模糊控制理论总结了大量已有的经验后得到的。关于模糊控制理论将在下面作介绍。

2) 模糊控制

被控对象的复杂性与对控制精度越来越高的要求之间总是存在矛盾的。系统越复杂,高精度的控制就越困难。所谓复杂性,就是变量无法精确度量的模糊性。客观世界存在着各种难以用精确的数学模型来描述的模糊信息和模糊现象。建立在模糊数学基础上的模糊控制就是一种模仿人工控制活动中人脑的模糊概念和已证明是成功的控制策略结合在一起,运用模糊数学,用微机来实现的一种控制策略。模糊控制的特点是:不需要知道控制对象的具体数学模型,就能实现对系统的非线性控制,并且对参数的变化具有较强的适应性。模糊控制是以模糊控制规则来实现控制的。即应用模糊集合论,将这些规则写成一串模糊条件语句,用来定量地描述那些具有模糊性质的事物,从而使精确的数学工具进入模糊性的领域。

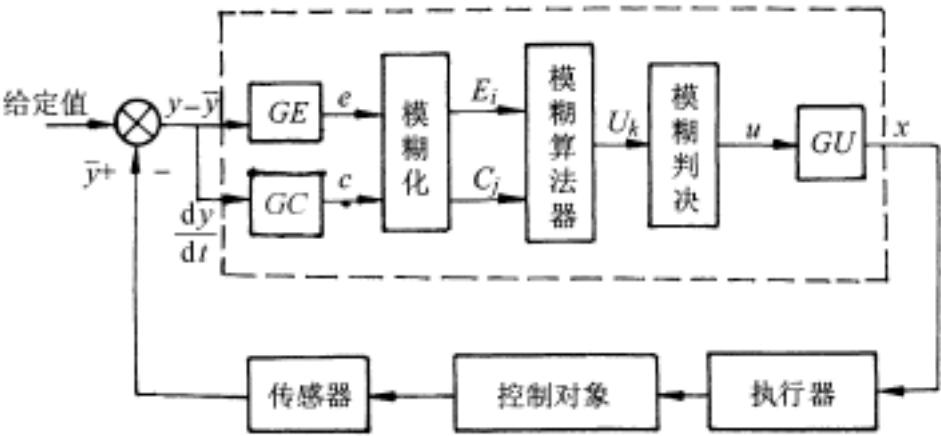


图 F1-7 微机模糊控制方框图

图 F1-7 所示为模糊控制系统的方框图。可以看出,它在本质也是一种反馈控制系统。这个系统主要由三个功能模块组成:输入量的模糊化模块、模糊算法器模块和模糊判决模块。其中模糊算法器模块是核心。它的基础就是上面所说的模糊控制规则。其常用的模糊条件语句是:“ If A and B then C ”。所以常用的模糊控制系统为二维输入,一维输出,分别对应于控制对象输出的偏差 e 和偏差的变化率 c 以及系统输出的控制量 u 。例如在增压柴油机的增压控制中,某条控制规则规定:“ 若最高爆发压力偏高,而且仍在缓慢上升,则放气阀应再开大些 ”,则模糊条件语句可写成:

$$\text{If } E_i \text{ and } C_j \text{ then } U_k$$

其中, E_i 、 C_j 和 U_k 分别为定义在 e 、 c 和 u 各自论域(即议题的范围)上的模糊子集(即论域中某一部分元素的集合),用以描述“压力偏高”、“缓慢上升”和“开大一点”这类模糊信息。 $i = 1, 2, \dots, I; j = 1, 2, \dots, J; k = 1, 2, \dots, K$ 。 I 、 J 、 K 分别为 e 、 c 、 u 各自论域上定义的模糊子集数。

许多条控制规则构成一个从 $E_i \times C_j$ 到 U_k 的模糊关系 R ,其隶属函数(即模糊集合的特征函数,常用 $\mu_A(x)$ 来表示 x 属于模糊集合 A 的程度,故也叫隶属度)为

$$\mu_R(e, c, u) = \bigvee_{i,j} [\mu_{E_i}(e) \wedge \mu_{C_j}(c) \wedge \mu_{U_k}(u)] \quad (F1-11)$$

因此,根据已知的 E_i 和 C_j ,就可以得到输出模糊子集 U_k :

$$U_k := (E_i \times C_j) \quad R \quad (F1-12)$$

式中:“ $\times$ ”——直积符号;“ $\quad$ ”——合成运算符号。为节省计算机的内存,在实际运算中一般不直接用式(F1-12),而是用极大极小方法分别对各条控制规则进行模糊运算。对于一组确定的输入 e 和 c ,某条规则对应的输出模糊子集 U_k 为

$$\mu_{U_{ij}}(u) = \mu_{E_i}(e) \wedge \mu_{C_j}(c) \wedge \mu_{U_k}(u) \quad (F1-13)$$

对于总共 $I \cdot J$ 条控制规则,合成后的输出模糊集 U 为各条规则对应的输出模糊子集 U_{ij} 之并:

$$U = \bigcup_{i=1, j=1}^{I, J} U_{ij} \quad (F1-14)$$

即

$$\mu_{U_{ij}}(u) = \bigvee_{i,j} [\mu_{E_i}(e) \wedge \mu_{C_j}(c) \wedge \mu_{U_k}(u)] \quad (F1-15)$$

实际测得的控制对象的输出都是精确的连续量 $y(nT)$,其中 nT 为第 n 步采样时刻, T 为采样间隔。经规格化和离散化后得到偏差 e 和偏差变化率 c 为:

$$e = Q\{[y(nT) - y] \cdot GE\} \quad (F1-16)$$

$$c = Q\{[y(nT) - y(nT - T)] \cdot GC\} \quad (F1-17)$$

式中: Q ——离散化过程; y ——控制对象输出的设定值; GE 和 GC ——比例因子。任意一组 e 和 c ,对于各自论域上定义的模糊子集 E_i 和 C_j 都有隶属函数

$$\mu_{E_i}(e): R' \rightarrow [0, 1], i = 1, 2, \dots, I \quad (F1-18)$$

$$\mu_{C_j}(c): R' \rightarrow [0, 1], j = 1, 2, \dots, J \quad (F1-19)$$

这样便完成了精确的测试量至输入模糊子集的模糊化过程。

模糊判决的目的是从输出模糊子集 U 中找出一个精确的输出量 u_0 作为控制系统的输出。常用的方法有最大隶属度法、取中位法和重心(形心)法等。最大隶属度法就是取输出模糊子集 U 中隶属度最大的元素作为输出量 u_0 ,但它排除了其他一切隶属度较小的元素的影响和作用;取中位法就是求出隶属函数曲线和横坐标之间所包含的面积平分为两部分的元素作为输出量 u_0 ,这样就可以充分利用模糊子集所有的信息;重心(形心)法就是求出隶属函数曲线和横坐标之间所包含的面积的重心(形心)位置,以此得出控制量的精确值。

以重心(形心)法为例,

$$u_0 = \frac{\sum \mu_U(u) \cdot u}{\sum \mu_U(u)} \quad (F1-20)$$

最后作用于控制对象的控制量

$$x = u_0 \cdot GU \quad (F1-21)$$

式中 GU 为比例因子。上述计算过程一般都在事先完成,制成一张以 e 和 c 为变量的二维控制表格 $U = T(e, c)$,运行时只要根据测得的 e 和 c ,从表中直接查出 u_0 即可。

3) 自适应控制

自适应控制是现代控制理论中最重要的组成部分。它应用的对象是具有不确定性的系统。这种系统由于被控对象内部及所处外部环境包含着某些未知因素和随机因素,不能完全用一个惟一确定的、精确的数学模型来描述。为此,需要综合使用合适的控制方法,使被控对象的某一性能达到并保持最优或接近最优。因而,自适应控制就是根据对象实际运行情况,自动调整控制方法(控制律),以实现预期的控制效果,换句话说,它的控制作用能随被控对象模型的变化而自动变化。是否具有自动调整控制方法的功能是自适应控制策略不同于其他控制策略的重要特征。

采用这种控制策略的系统具有以下功能:能自动测量和分析输入信号及受控对象特性或测量、计算系统功能的变化情况;由此自动确定或调整相应的控制方法并发出控制指令,通过执行器实现自适应控制。

理论上比较成熟、应用也比较广泛的自适应控制有两种方式。一种叫参考模型自适应控制(MRAC),主要用于确保系统的稳定,其控制方框图如图 F1-8 所示;另一种叫自校正自适应控制或在线辨识自适应控制(STC),主要用于保证某一性能指标最优。其控制方框图如图 F1-9 所示。这两种方式的差别主要在于是否具有预先建立起的被控对象的参考模型。此外,它们系统中控制器参数的调整方法也有所不同。前者调整控制参数的根据是参考模型的输出(或状态)和被控对象输出(或状态)之间的误差,而后者调整控制参数的根据则是被控对象的参数辨识。

参考模型自适应控制系统的控制性能要求用一个参考模型来体现。参考模型输出的应是所期望的控制量。系统在运行中不断比较参考模型和被控对象的输出或状态,产生一个偏差信号 e , 自适应控制器根据这个信号来调整控制器的某些参数或产生一个辅助输入,使 e 尽可能快地趋近于零。

这样,控制对象的输出就是参考模型的输出。当被控对象的参数发生变化时,系统仍能确保被控对象的输出为参考模型的输出,从而实现自适应控制。

例如,在一些可变涡轮喷嘴截面废气涡轮增压柴油机中,涡轮喷嘴截面的控制采用了如图 F1-10 所示的多变量模糊自适应控制方法。其参考模型的测辨系统和自适应规律都采用模糊理论进行设计,同时还增设了开关控制系统和瞬态特性控制系统。模糊自适应控制器由模糊决策模块和自适应调整模块两部分组成。模糊决策模块的任务是完成在正常情况下涡轮喷嘴截面积最优控制。自适应调整模块的任务是在系统模型发生变化时,调整涡轮喷嘴截面积的最佳大小,使模糊参考模型的输出与被控对象输出之间会产生的偏差 e 最小,让其性能尽可能

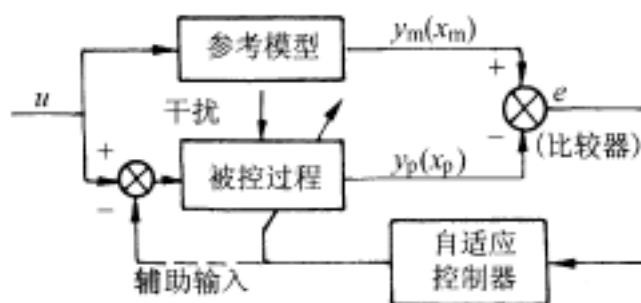


图 F1-8 参考模型自适应控制方框图

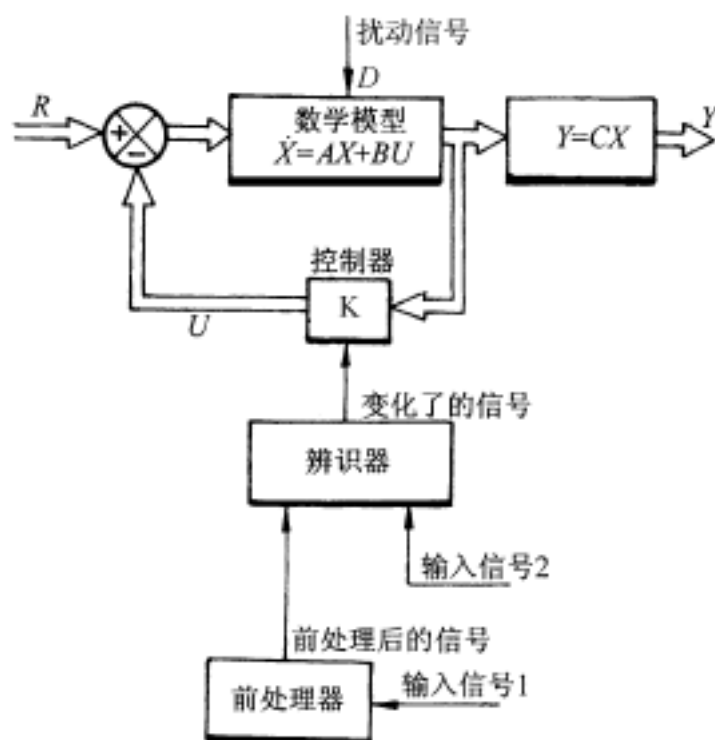


图 F1-9 自校正自适应控制方框图

接近最佳。模糊参考模型选用了两种模式: 最大扭矩模式和最低燃油耗率模式。控制器中预设了模糊参考模型的输入输出对照表和模糊运算规则。输入参数包括柴油机转速、扭矩和增压压力。输出的控制量为涡轮喷嘴截面积的大小。

当输入信号 $r(t)$ 同时加到系统和模糊参考模型的入口时, 由于被控对象的初始参数尚未确定, 因而控制器的初始参数也不可能整定得好, 模糊参考模型的输出与被控对象输出之间会产生较大的偏差 e 。这时, 如果偏差 e 大于所设定的极限 S_4 , 由智能裁决器决定采用开关控制方式, 它最为简单, 执行速度最快。要么使涡轮喷嘴截面积按预先设置好的固定步长增大一个(或几个)步长, 要么减小一个(或几个)步长。这样可以大大减少用于计算、查表所需的时间, 使控制器以最快的速度减小偏差 e 。如果偏差 e 小于所设定的极限 S_4 , 则由智能裁决器将 K 转到模糊自适应控制方式, 进行细致的最优控制。而当柴油机工况突然改变时, 参考模型输出随即发生变化, 而增压器因受惯性等因素的影响, 来不及跟上参考模型的变化, 产生了较大的偏差变化率 de/dt , 这时, 智能裁决器根据 de/dt 的大小和柴油机的工况, 决定是否采用瞬时特性控制方式, 即超调减小涡轮喷嘴截面积, 使涡轮前排气压力迅速上升, 减少增压器转子的加速时间, 以改善柴油机的瞬态特性。与此同时, 根据 de/dt 的大小和柴油机的工况, 确定涡轮喷嘴截面积在小截面积下保持的时间和返回后的截面积大小。所以智能裁决器的任务是根据柴油机工况、系统与参考模型输出的偏差 e 以及偏差变化率 de/dt , 确定下一步所采用的控制方式。图 F1-11 所示为智能裁决器的判转流程图。

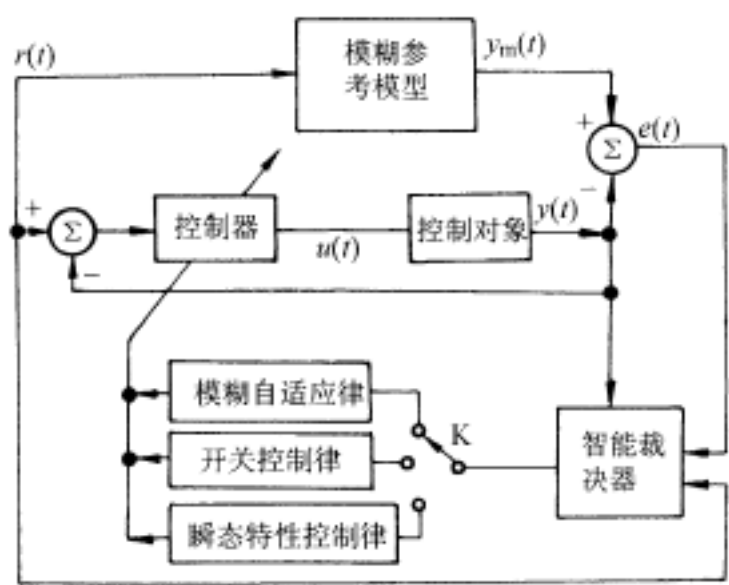


图 F1-10 多变量模糊自适应控制方框图

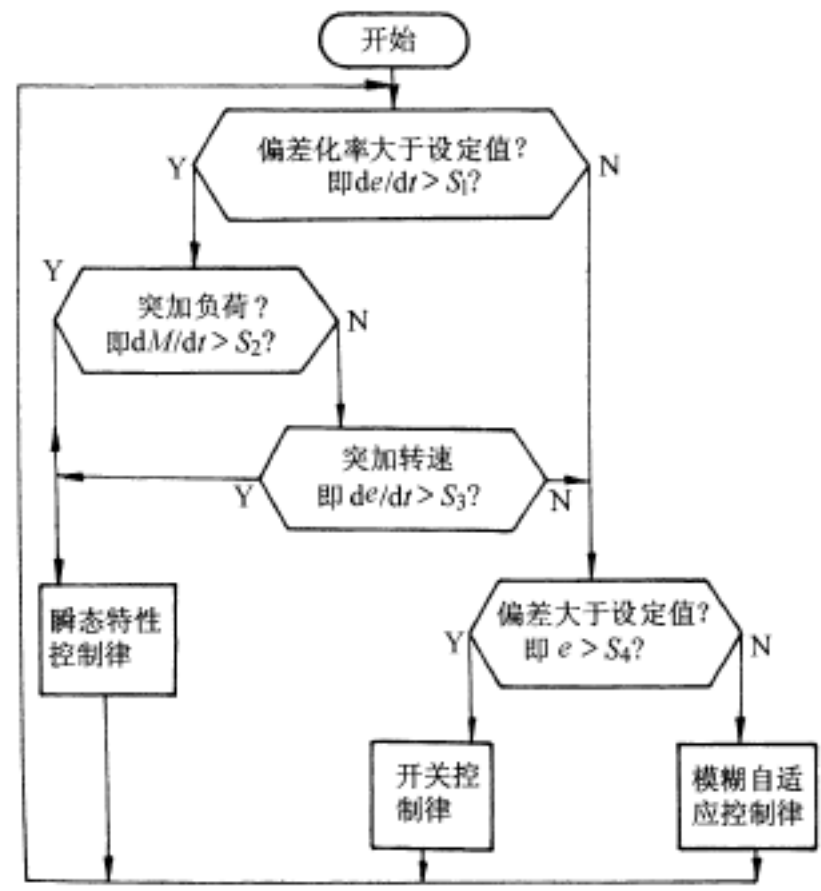


图 F1-11 智能裁决器的判转流程

在输入或干扰经常发生大范围变化的反馈系统中,反馈信息的不确定性使得建立参考模型比较困难时,则可采用自校正自适应控制。这种控制系统由被控对象、辨识器和控制器等三部分组成。由辨识器来自动测量和分析系统参数及状态的变化情况并输入控制器,而被控对象的特性变化也同时输入控制器。然后控制器根据变化了的被控对象参数、被控对象的性能变化以及预先指定的性能指标,综合评判,并通过改变控制器的参数,使系统能适应新的条件。

4) 自学习控制

自学习控制是一个能在其运行过程中逐步获得受控过程及环境的非预知信息,积累记忆和经验,并在一定的评价标准下进行估值、分类、决策和不断改善系统品质,并用所学习到的信息和所获得的经验来对一个具有未知特征的过程进行的控制。它与前面所介绍的自适应控制最根本的区别在于,它不依赖和使用预设的参考模型或先验数据,而是具有记忆或经验的积累

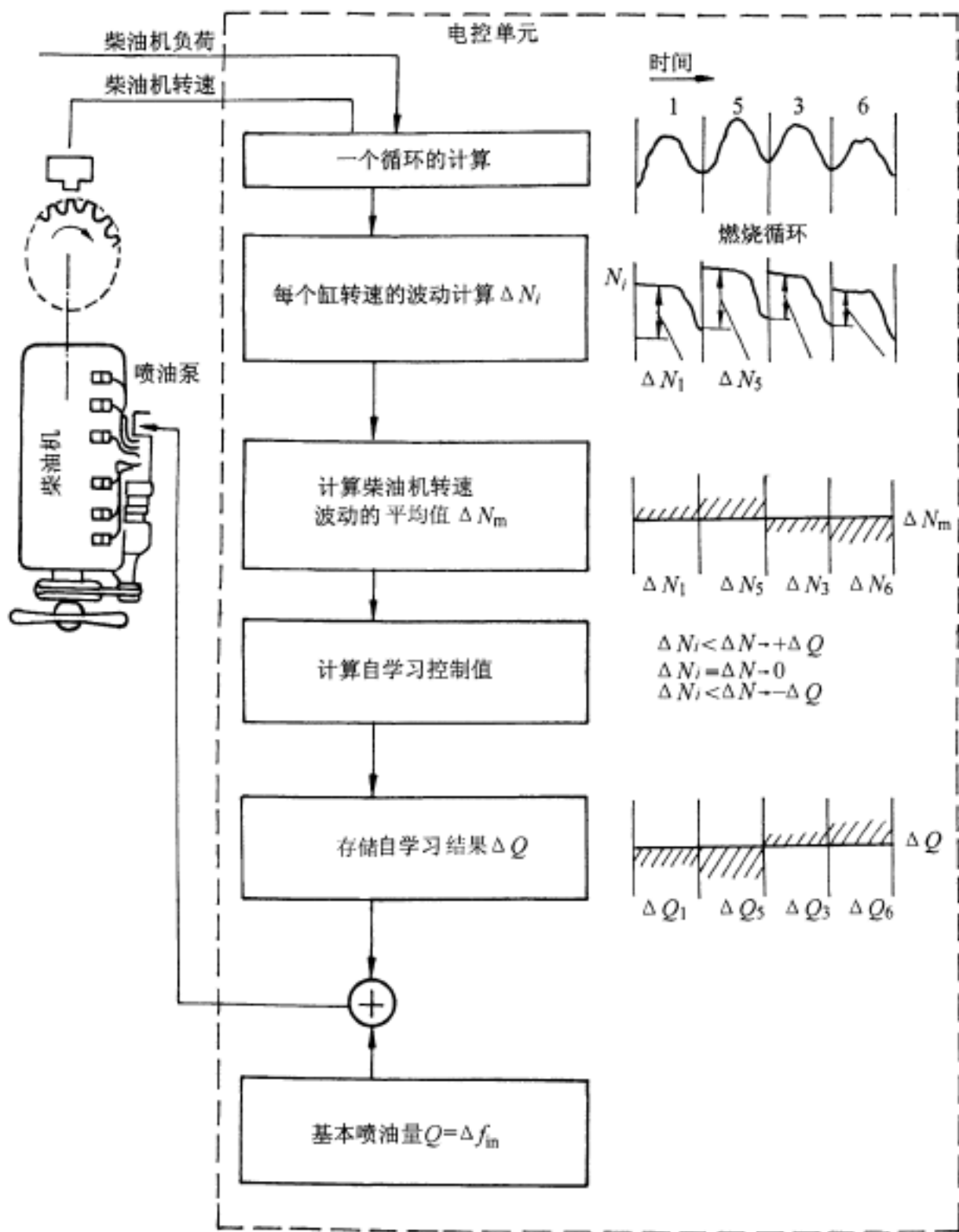


图 F1-12 柴油机最小循环供油量偏差自学习控制流程

环节,类似人的学习功能和人的控制效果,所以它属于人工智能控制的范畴。

自学习控制系统分为在线学习控制系统和离线学习控制系统两种。前者能够进行各种试探、搜索、品质评价、决策和先验知识的自修改,需要有较大的计算机容量。后者直接由外界对系统的响应作出“奖”或“罚”的反馈决策,以改进算法和系统的品质。

图 F1-12 所示为一种用于电控柴油机循环供油量自学习控制的方框图。其采用自学习控制目的是为了消除因加工精度误差及磨损造成的喷油量的偏差,使柴油机能长期平稳地工作。其基本原理是通过增减各缸供油量来使转速波动最小,并在这一过程中“记住”各缸供油量的增减量。从图中可以看出其“学习”的过程。首先测定各缸燃烧过程中的曲轴角速度,算出转速波动的峰值 ΔN_i 和平均值 $\Delta N_m = \Delta N_i / n$;再按偏差量增减供油量,每次增减量为一个单位值 ΔQ ;最后将学习结果存入微处理器内存作为对基本供油量的补偿。

学习修正系数一般要保存在可保持存储器(KAM)内。这样当关机时,只要微机未和电源脱开,KAM 中的信息仍能保留,但若微机与电源脱开,则 KAM 中的信息将被清除,为此,必须用一根备用电源线与蓄电池连接,使学习修正系数不会丢失。

5) 预测控制

在实际控制中,由于被控对象的结构、参数和环境往往具有很大的不确定性,使得按理想模型得到的最优控制在实际上很难保持最优。预测控制就是一种对模型要求低、在线计算方便的优化控制策略。

预测控制具有以下三个基本的特点。

① 它是一种基于描述对象动态行为的模型的控制算法,这一模型叫预测模型。它能根据对象的历史信息和选定的未来输入,预测其未来的输出值。这里对预测模型只强调其功能而不强调其结构形式,为系统建模带来了方便。因此,不但状态方程、传递函数这类传统的模型都可以作为预测模型,而且也可把对象的阶跃响应或脉冲响应作为预测模型。通常这种简单的模型是在对象运行过程中直接取得的。如图 F1-13 所示,由于预测模型具有展示系统未来动态行为的功能,因而可以任意地给出未来的策略,并观察对象在不同控制策略下输出的变化。

② 它是通过某一种涉及到系统未来行为的特性指标的最优化,来确定未来控制作用的优化控制策略。这种涉及到系统未来行为的特性指标通常可取对象输出在未来采样点上跟踪某一期望轨迹的方差为最小。而系统未来行为是根据预测模型,由未来的控制策略决定的。如图 F1-14 所示,这种优化控制不是用一个对全局相同的优化性能指标,而是在每一时刻有一个相对于该时刻的优化性能指标。不同时刻的优化性能指标的相对形式是相同的,但其绝对形式,即所包含的时间区域,则是不同的。因此,在这种控制中,优化不是一次离线进行的,而是反复在线进行的。这样滚动向前推移,就叫滚动优化,也是预测控制和传统最优控制最根本的区别。由于在控制的每一步,就向未来有限步的输出提出优化要求,并利用预测模型展现出不同控制策略下未来的情景,以此来确定最优的控制输入,使得每一步的优化都建立在实际的基础上,所以能弥补模型失配、时变和干扰等不确定因素对优化的影响。

③ 由于预测模型总会存在误差,而在实际控制对象中也不可避免存在着时变或非线性等

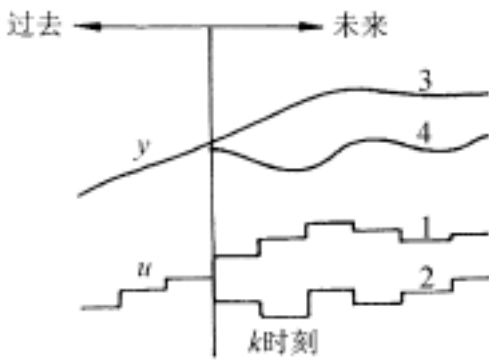


图 F1-13 基于模型的预测
1 - 控制策略 I; 2 - 控制策略 II; 3 - 对应于 I 的输出; 4 - 对应于 II 的输出

因素,加上各种随机的干扰,所以预测控制只是将通过优化确定的控制策略用于实现某一时刻的控制,而到下一采样时刻,则利用检测对象上一时刻输出的实时信息对基于模型的预测进行反馈修正,然后再进行新的优化,如图 F1-15 所示。由于这种建立在实际反馈信息基础上的反复优化能不断考虑不确定性的影响并及时加以修正,所以尽管是滚动的、有限时段的优化而不是全局的优化,仍能得到较好的控制效果。

这种控制策略可以用于柴油机的许多控制上,例如在对采用电控分配式喷油泵的柴油机中用来驱动分配泵中提前器活塞位移的液压伺服机构的步进电机的控制上。柴油机工作时,喷油提前角主要受到柴油机转速和负荷的影响,因而可将喷油正时控制系统看成是由柴油机转速和负荷等两个输入量和最佳动态喷油提前角一个输出量的多变量系统。当柴油机负荷变化范围很小时,可以将负荷看成是定值,如果再将转速看成是一个干扰参数,则喷油正时控制系统就可简化为以转速为输入量,以最佳动态喷油提前角为输出量的一个单输入、单输出系统。不过,在这两个变量之间还存在着四个独立的动态影响因素,即液压伺服机构的动态特性、液压伺服机构内柴油的流动特性、气缸内混合气燃烧的动态特性和柴油机运动部件惯量的动态特性。此外尽管将负荷看成是定值,但实际运转中总还要受到诸如空调压缩机负载、动力转向负载及离合器等各种负载的干扰。因而,这个系统实际上不是一个简单的线性系统而是一个复杂的非线性系统。为此,在采用预测控制策略时,必须建立一个在通常工作点附近线性化了的降维模型,将柴油机喷油正时控制系统处理成一个线性时不变系统,将最佳动态喷油提前角对步进电机步进量的脉冲响应作为预测模型。然后采用适当的算法,进行滚动优化和反馈修正。

3. 控制策略的发展方向

随着控制理论的发展,各种新的控制策略正在逐步取代传统的控制策略,并在实际应用中得到了推广与完善,就电控策略应用而言,其明显的发展方向有以下几个方面。

1) 人工智能控制

上面介绍的自学习控制已经属于人工智能控制的范畴。尽管这种控制策略一般只适用于一定范围,有一定的局限性,但它已把人工智能控制引入发动机系统,让微机模拟人的经验,建立起知识广义模型,实现自动推理、决策和控制,这相对于简单的开环或闭环控制而言,无疑是一次飞跃。自学习控制(包括自学习模糊控制、专家模糊控制等)在发动机电控技术中的应用,代表了国内外对发动机人工智能控制的现状和水准,现今它已在发动机控制策略中得到愈来愈广泛的应用。

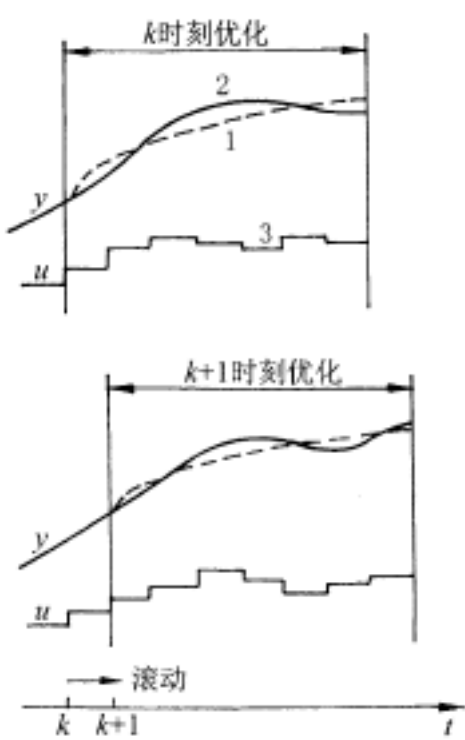


图 F1-14 滚动优化
1 - 参考轨迹; 2 - 最优预测输出; 3 - 最优控制作用

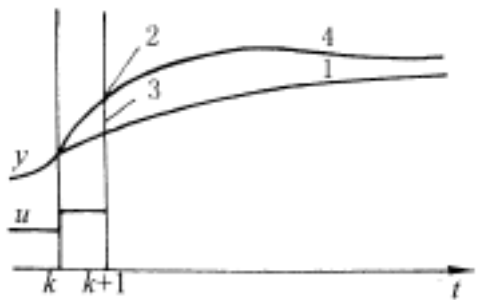


图 F1-15 反馈修正
1 - k 时刻的预测输出; 2 - $k+1$ 时刻实际输出; 3 - 预测误差; 4 - $k+1$ 时刻校正的预测输出

2) 神经网络系统控制

20 世纪 90 年代以来,国内外对神经网络的研究十分活跃。这是继模糊控制和人工智能控制之后掀起的又一个研究热点,其基本思想是从仿生学角度对人脑的神经系统进行模拟,使机器具有人脑那样的感知、学习和推理等智能。它不仅具有记忆过去的经验和识别环境变化的能力,它还能按照一定的规律改变自己的结构或工作程序,以便更好地适应环境。它能充分逼近任意复杂的线性系统,学习与适应严重不确定性系统的动态特性。由于采用并行分布结构,可以进行快速的并行运算。这些特点显示了神经网络在解决高度非线性和严重不确定性系统控制方面的巨大潜力,它是人工智能向更高水平发展的标志。

3) 集散式样控制

随着过程控制日益复杂,集散式样控制作为一种综合控制方法应运而生。其中“集”指系统功能控制上的集中。而“散”:一是指控制装置在位置上的分散;二是指系统的各种功能,如数据采集、过程控制、人机对话等功能的分散;三是指上述分散结构将系统故障的危险性分散。因此一般将集散式样控制定义为按功能分散,而控制集中的原则,以电控单元为核心,并与数据通信、输入输出、人机接口技术和网络技术相结合,用于组织管理、数据采集和各种过程控制的新型控制系统。它是计算机、系统通信、自动控制、系统工程等多学科相互渗透的产物。

20 世纪 80 年代以后,电控技术不仅在汽车发动机上得到了广泛应用,而且在汽车的其他各个部分几乎都得到了应用。

例如,为了实现自动操纵汽车起步选档和换档,使发动机能在最佳工况下工作,同时减轻驾驶员的劳动强度,提高汽车行驶的机动性和越野性,用电控液力自动变速器或电控机械式有级自动变速器来代替传统的机械控制的或机械液力控制的或液力控制的变速器。其中,以微机为控制单元,由液力变矩器和行星齿轮变速器组成的电控液力自动变速器构成了微机控制与汽车传动技术相结合的最典型的系统。使用时,根据汽车和发动机运行状况及驾驶员的意愿,微机从油门位置传感器、节气门位置传感器、选档杆位置传感器、发动机转速传感器、车速传感器、发动机冷却液温度传感器、变速器液压油温度传感器、空档开关、制动器开关等来的信息,按预先存储的程序发出指令,对自动变速器进行控制。

又如,为了提高汽车在不同附着系数路面条件下的制动性能,采用了电控防抱死制动系统(ABS)。制动时,微机根据车轮转速传感器等提供的信息,算出车轮的减速度(或加速度)和滑移率,通过对连接在汽车制动管路中的压力控制阀对制动压力(液压或气压)进行控制,从而对制动力进行控制,使制动过程中车轮的滑移率控制在纵向附着系数曲线的峰值附近,以取得较大的纵向附着系数,使轮胎和道路接触面处的制动力小于附着力,最终不使轮胎抱死,以保障制动时的稳定性,达到最佳的制动效果。

又如,为了避免汽车因行驶在附着系数较小的路面上突然加大油门而导致车轮驱动力大于附着力,造成车轮打滑,使汽车失去稳定的牵引能力和操纵能力,采用了汽车电控防滑系统(ASR),即汽车电控牵引力系统(TCS)。在汽车起动和加速运行时,和上述 ABS 相似,微机根据车轮转速传感器等提供的信息,对所有车轮的转动工况进行监控,按不同控制参数的变化和路面引起的一侧打滑还是两侧打滑,通过各种执行器如节气门执行器、制动执行器、电机继电器等,对驱动轮制动力矩或发动机(包括离合器、变速器)输出扭矩或差速器锁止程度等进行控制,使汽车在起步、加速和减速时,按路面情况给出最佳的驱动力(牵引力),以获得良好的操纵稳定性。由于在原理和结构上的互相沟通,早在 20 世纪 80 年代中期,不少汽车电控防抱死制动系统(ABS)已发展成为与汽车电控防滑系统(ASR)组合在一起的 ABS/ASR 系统。

又如,为了使汽车悬架系统能在车辆载荷变化时实现车高调整,以适应路面状况和车速的变化,在汽车转弯、加速、减速等车辆受力不平衡时,实现车辆的姿态调整,在不平路面行驶时,实现系统刚度及阻尼特性的自动调节等,从而整体提高汽车的行驶稳定性和平顺性,采用了汽车电控悬架系统。微机从油门位置传感器、车速传感器、方向盘转角传感器、车高传感器、车高振动加速度传感器、制动信号传感器等来的信息,通过对驱动油气式主动悬架的电磁阀或对驱动空气悬架的步进电机的调节,来实现包括车高控制、路面适应控制、姿态控制等在内的悬架系统的控制。

再如,为了保证汽车司乘人员的健康、舒适和行车的安全,现代汽车中通常装有各种类型的空调系统来建立和保持车内的人工气候环境。20 世纪 80 年代后,在一些轿车上采用了由

微机控制的汽车空调系统。微机通过各种传感器对发动机的有关运行参数(如冷却液温度、发动机转速等),车外环境条件(如气温、湿度、日照强度等),车内环境状况(如平均温度、湿度、空调送风速度、送风口的选择等),制冷压缩机的开、停状况,制冷循环系统中有关部位的温度、制冷剂压力等多种参数的实时检测,并与操作面板送来的信号(如设定温度信号、送风模式信号等)进行比较,通过运算处理后作出判断,然后输出相应的调节和控制信号,通过相应的执行器(如电磁真空转换阀、真空电机、风门电机、继电器等),对压缩机的开停状况、送风模式、送风温度、回风方式、热水阀开度等作及时调整和修正,以实现车厢内空气环境进行最佳调节和控制。

显然,以微机为核心的汽车发动机电控系统
与上述汽车各个电控系统之间,存在着共同需要的传感器,共同需要的数据资源,同时也需要互相传送和交换各种信息。此外,在较早的汽车各个电控系统之间的数据信息交换系统中,每一个二进位制开关信号(如空调压缩机的“开”、“关”信号),每一个以不同脉宽形式表达的二进位制信号(如节气门位置信号)和每一个模拟量信号(如发动机冷却液温度信号)都有一条单独的传输线路,随着汽车中电控系统越来越多,管理和控制的项目越来越多(如图 F2-1 所示),各电控单元(微机)间为进行信息传送或交换所需要的线束日趋复杂,造价提高,通信速率减慢,工作可靠性下降。因此,使传感器共用,数据资源共享,各微机间互相快速地传送和交换各种信息,并简化结构降低成本,实现控制和管理的进一步高效率化、高功能化和集成化就成为需要解决的问题。

为了解决这一问题,20 世纪 80 年代初,德国 Bosch 公司首先开发了一种能实现现代汽车中众多的检测与控制数据信息交换的数据通信网络,这就是被称为“控制器局域网”(Controller Area Network)的 CAN 系统。

CAN 系统通过一根可以同时传输电源信号和数据信号的总线,将所有满足 CAN 系统通信协议的电控单元、传感器和执行器挂接在总线之上,并通过总线与设在汽车驾驶室内的中央监控计算机相互通信,形成能提供点对点、一点对多点及广播式三种通信方式的通信网络。

如图 F2-2 所示,所有满足 CAN 系统通信协议的电控单元、传感器和执行器(简称为节点)通过总线与中央监控计算机相互通信,图中的车速传感器检测到的信号由前置电路处理后送微处理器,经处理后的数据送 CAN 接口控制器芯片并通过总线以串行数据通信方式传递给中央监控计算机,提供当前的车速数据,这一数据可供网络中需要这一信息的有关系统使用。与此同时,网络上各节点之间也可通过总线相互传递数据信息。这些数据通信功能是通

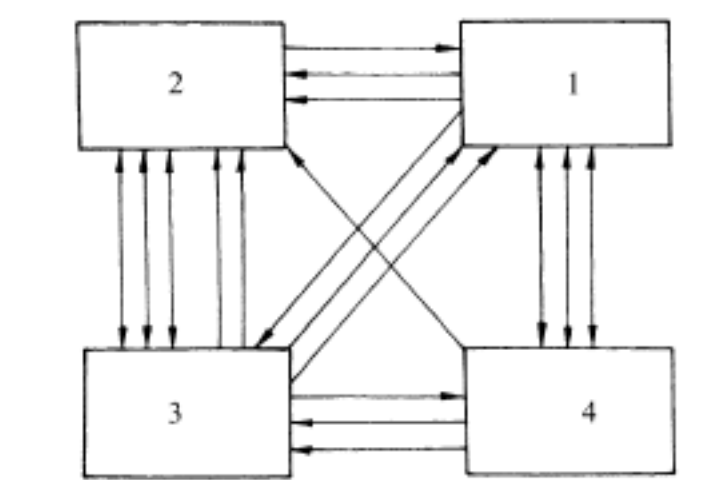


图 F2-1 各电控单元间的信息传输线路
1 - 发动机电控单元; 2 - 传动装置(自动变速器)电控单元; 3 - 油门控制; 4 - 防抱死和牵引力电控单元

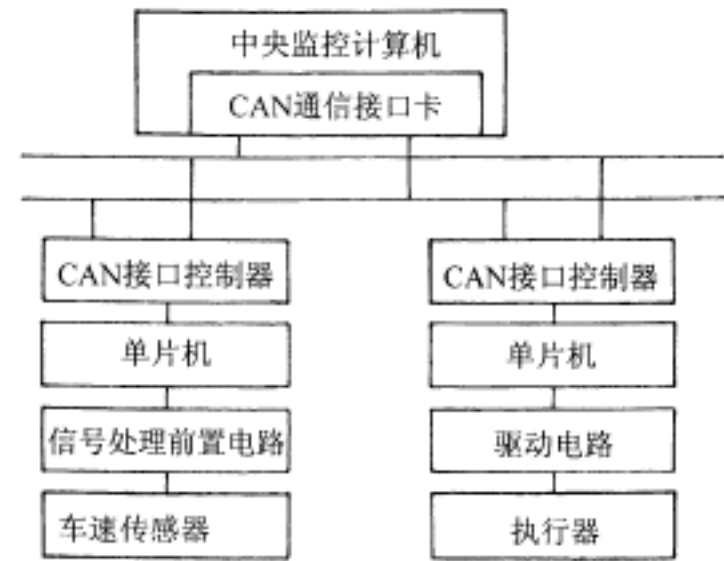


图 F2-2 车内 CAN 网络通信系统

过系统自动执行以下几个步骤完成的。

① 总线访问。但只有在总线空闲时才能通过 CAN 接口控制器向总线发送数据信息。

② 以优先级为基础的总线仲裁。从而保证多个节点同时访问总线时,最终只有优先级最高的节点向总线发送数据信息,这种总线仲裁机制一方面可使总线带宽得以最大限度的应用,另一方面即使在网络负荷很重的情况下也不会出现网络瘫痪,从而保证了数据信息传输的可靠性。

③ 帧传送。CAN 系统总线数据信息是以包括四种类型的帧的形式发送的:数据帧、远程帧(一种通过总线发送为请求发送具有相同标识符的数据帧)、出错帧(由检测到总线传输数据信息错误的任何节点发送)、过载帧(用于当前的和后续的数据帧或远程帧之间的附加延迟)。

④ 出错后处理。当总线上任何一个节点发现总线传输数据信息有误时,由 CAN 系统总线接口控制器发送带出错标志的出错帧,中断当前数据通信。如在数据帧或远程帧的发送过程中发现出错时,则当前信息作废,并重新发送数据。

⑤ 接收应答。总线上节点接收到数据信息后要向发送节点发送应答信息,同时,CAN 系统总线的侦错机制可进行应答错误检验,以保证总线上的数据信息被可靠地接收。

⑥ 错误界定。CAN 系统控制器中包含一个发送错误计数器和一个接收错误计数器。当一帧信息被正常接收,相应记计数器减 1 计数,出错时则加 8 计数。如计数值累计超过 96 个,CAN 系统控制器发出出错信号;当超过 255 个后,将自动关闭出错节点,以保证网络系统其他部分正常工作。

采用了 CAN 系统后,不但避免了传感器和其他检测元件的重复使用,简化了信息传输所需的线束,降低了成本,而且大大提高了汽车内数据通信系统的通信速率,其最高通信速率可达 1Mbit/s。由于在传输过程中采用了短帧结构,使网络具有了较强的抗干扰能力。此外,由于采用了非破坏性总线竞争仲裁技术,保证了优先级较高的信息的实时传递。同时由于有较完善的侦错和检错措施,保证了数据通信的可靠性。上述优点,使 CAN 系统比以往汽车中各个电控系统之间的数据信息交换系统具有明显的技术优势。目前,几乎所有著名的汽车制造公司都在竞相开发基于 CAN 的汽车内数据通信系统,而 CAN 系统也将随着其广泛的使用而不断趋于成熟和完善,成为汽车内数据通信系统的主流。

为了促进与推动 CAN 系统的广泛应用,统一 CAN 系统产品的标准,实现系列产品的互换性和互操作性,国际标准化组织 ISO/TC22 技术委员会参照了国际标准化组织的开放式系统的 ISO/OSI 互联模型制订了两个 CAN 系统通信协议的国际标准:适用于通信速率低于或等于 1Mbit/s 但高于 125kbit/s 的 ISO/DIS11859;适用于通信速率低于 125kbit/s 的 ISO/DIS11519。同时,美国汽车工程师协会(SAE)也制订了用于汽车制造业的关于 CAN 系统的 SAEJ1939 标准。

显然,CAN 系统的应用使现代汽车发动机电控系统又进入了一个更高级的发展阶段。

参 考 文 献

- [1] 朱仙鼎 .中国内燃机工程师手册 上海:上海科学技术出版社,2000
- [2] 董辉 .汽车电子技术与传感器 北京:北京理工大学出版社,1995
- [3] 皇甫鉴等 .现代汽车电子技术与装置 北京:北京理工大学出版社,1999
- [4] 杨杰民 .现代汽车发动机构造 上海:上海交通大学出版社,1999
- [5] 符锡侯,杨杰民 .车辆用柴油机总体设计 上海:上海交通大学出版社,1992
- [6] 顾宏中,邬静川 .柴油机增压及其优化控制 上海:上海交通大学出版社,1995
- [7] 李东江等 .现代汽车用微机结构原理与维修 北京:北京理工大学出版社,1999
- [8] 诺莱斯,D .汽车计算机控制系统 北京:机械工业出版社,1998
- [9] 庄继德 .汽车电子控制系统工程 北京:北京理工大学出版社,1998
- [10] 机械电子工业部第七〇研究所情报室 .柴油机电控技术(资料汇编) 1989~1990
- [11] 邓东密等 .柴油机喷油系统 北京:机械工业出版社,1996
- [12] Automotive Handbook/ Bosch, 3rd Edition, Stuttgart, VDI-Verlag,1993
- [13] King D H . Computerized Engine Controls, Glendale Community College, Delmar Publisher Inc ., 1993
- [14] Autoelektronik am Ottomotor/ Bosch, 1 .Auflage, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1987
- [15] Kato T, et al . Common Rail Fuel Injection System for Improvement of Engine Performance on Heavy Duty Diesel Engine, SAE Paper 980805
- [16] Funai K, et al . Injection Rate Shaping Technology with Common Rail Fuel System (ECD-U2), SAE Paper 960107
- [17] Stoeckli M, et al . Zum Einfluss der gekühlten AGR auf das Emission und Verbrauchsverhalten von PKW-DI-Dieselmotoren mit Common-Rail Einspritzung, MTZ, 1997, 58(1)
- [18] Hoffmann K, et al . Das Common Rail-Einspritzsystem—ein neues Kapitel der Dieseleinspritztechnologie, MTZ, 1997, 58(10)
- [19] Klingmann R, et al . Der neue Vierzylinder-Dieselmotor OM611 mit Common Rail-Einspritzung—Motorkonstruktion und mechanischer Aufbau, MTZ, 1997, 58(11)
- [20] Peters A, et al . Der neue Vierzylinder-Dieselmotor OM611 mit Common Rail-Einspritzung—Verbrennung und Motormanagement, MTZ, 1997, 58(12)
- [21] Klingmann R, et al . Die neuen Common-Rail-Direkteinspritz-Dieselmotoren in der modellgepflegten E-Klasse-Motorkonstruktion und mechanischer Aufbau, MTZ, 1999, 60(7/ 8)