

## 摘 要

电控变截面涡轮增压系统，可充分利用柴油机的废气能量，克服常规增压存在的低速扭矩不足、部分负荷经济性差和瞬态响应迟缓的问题，能在不改变高转速性能的同时，改善低速性能，在增压柴油机全工况范围内进行调节，提高发动机功率、改善燃料经济性，对降低内燃机的污染、噪声也有积极影响。电控可变喷嘴涡轮增压器已成为当今世界涡轮增压行业的最新发展趋势。本文以涡轮增压柴油机为研究对象，在 MATLAB/SIMULINK 仿真环境下建立电控可变喷嘴涡轮增压柴油机的动力学模型，对电控变截面涡轮增压柴油机的性能、控制方法和控制参数进行研究。

首先，对变截面涡轮增压器与柴油机的匹配要求作了说明，分析了变截面涡轮增压器的喷嘴环叶片转角与发动机各参数的关系。然后，介绍了 PID 控制方法及适合于对变截面涡轮增压器进行控制的数字增量式 PID 控制法。接着介绍计算机仿真技术及 MATLAB 仿真工具。MATLAB 非常适用于控制理论的探讨与仿真试验的研究，其中 SIMULINK 是一个进行动态系统建模、仿真和综合分析的集成软件包。从分析研究角度讲，SIMULINK 模型不仅能让用户知道具体环节的动态细节，而且能让用户清晰地了解各器件、各子系统、各系统间的信息交换，掌握各部分之间的交互影响。最后，阐述了变截面涡轮增压柴油机的工作原理并对其模型进行了系统描述，建立了涡轮增压柴油机系统的动力学模型。通过稳定边界法设计 PID 控制器，在 MATLAB/SIMULINK 仿真环境下对涡轮增压柴油机系统的动力学模型进行仿真分析。验证涡轮增压柴油机系统的性能以及采用电控变截面调节以后，对于柴油机性能的改善。并利用 MATLAB 仿真工具对增压器的非线性动力学模型进行线性化处理，利用适当简化的方法，建立的变截面涡轮增压柴油机准线性模型，在 SIMULINK 仿真环境下能满足动态仿真的实时性要求，方便快捷地分析仿真结果。可以通过仿真来研究变截面涡轮增压系统的控制方法及其可行性，并可以为不同的工况，确定不同的 PID 控制参数。通过仿真来研究电控变截面涡轮增压系统对增压柴油机的理论研究和现实应用都具有指导意义。

关键词：可变几何截面涡轮增压，电子控制，MATLAB，SIMULINK，动态仿真

## **Abstract**

The Variable Geometry Turbocharger Electronic control System may take full advantage of the exhaust gas energy of Diesel Engine and get over the problem in general gained press which is fall short of wrest rules in the time of low speed and the problem that the engine can't works with full capacity when in part load, the transient response remains slow. it can improve the capability of low speed at the same time high speed and heighten the power of the engine and improve the fuel economy and reduce the influence of pollution and yawp. The Variable Geometry Turbocharger Electronic control System has become the development direction of Turbocharger nowadays. in this paper ,the diesel engine of Turbocharger is the object of research. we set up the dynamic model of the Variable Geometry Turbocharger Electronic control diesel engine in MATLAB and study its capability and the means and parameter of control.

In the first place ,we explain the matching between the VGT and the diesel engine and analyse between the parameter relation of engine and the nozzle area. then, we introduce the increment PID control method and MATLAB environment. at last ,a real time model for simulating transient conditions of vehicle turbocharged diesel engines has been presented to research and develop the electronic-controlled turbocharged diesel engines. the system is divided into four part, that is , compressor ,engine ,variable geometry area ,and turbine from the viewpoint of system control. the time between two working cycles is taken as calculation time step, and the mean parameters of each working cycle as calculation purpose. the model has such advantages as shorter calculation time and better real time characteristics. the model is used to simulate the transient conditions of a vehicle turbocharged diesel engine with variable geometry area . the calculated results show that the calculation accuracy can meet the needs of real time transient modeling and may analyze simulation result which is very convenience. this is very instruct significance in the theory and appliance field of turbocharged diesel engine too.

**Key words:** turbocharged diesel engine; dynamic simulation ;VGT; electronic control; MATLAB

# 1 绪论

## 1.1 国内外研究现状和发展趋势

内燃机的发明，带动了汽车的发展，给世人在“行”上带来了极大的便利，使得距离缩小，人们的工作速度得以提高。无论在发达国家还是在发展中国家，对汽车的需求一直保持持续增长。尽管已有发动机采用甲醇、乙醇、氢气等作代用燃料，由于受到行驶距离和燃料供应网络建设的限制，应用范围较小。目前，汽油机和柴油机仍然是车辆的主要动力，随着内燃机技术的发展，汽油机技术和柴油机技术越来越靠近。汽油机正逐步采用柴油机中有利于燃油经济性的技术措施；同样，柴油机也在逐步采用汽油机中降低排放的技术措施。随着汽车工业发展对车用内燃机动力性、经济性和排放要求的不断提高，涡轮增压也逐渐成为车用内燃机领域最主要的发展方向之一<sup>[4]</sup>。在内燃机的发展历程中涡轮增压技术的应用在提高内燃机的比功率和燃油经济性、降低排放等方面发挥了重要的作用，被誉为内燃机发展史上的第二个里程碑。据预测，今后我国汽车需求量将持续增长，2000 年汽车需求量排在世界第七位，2010 将成为世界第三大汽车需求国。为了降低油耗和满足日趋严格的排放法规的要求，车用增压发动机越来越多，在欧洲等国，15T 以上卡车几乎全部采用增压柴油机。虽然，目前国内车用增压柴油机产量还不够多，但随着引进机型的大量生产，我国车用增压发动机将会得到迅速发展。为了使增压发动机更好地满足汽车发展的需要，改善车用增压发动机性能的许多工作还有待进一步开展。为了跟上世界发展潮流，我国应积极开发研究涡轮增压系统<sup>[4]</sup>。

### 1.1.1 涡轮增压的现状

自从本世纪初涡轮增压发明以来，促进了内燃机的发展，改进了内燃机的面貌。特别是自 70 年代涡轮增压在车用发动机上得到推广以后，更有了突飞猛进的发展。目前已被世人公认为内燃机技术发展方向之一，迄今仍保持着方兴未艾的发展势头。涡轮增压是一项新技术，几十年的发展历史有力地表明涡轮增压是提高发动机功率和改善经济性的最有效的措施，也是发动机强化的必然途径，它已成为当前内燃机发展的重要方向。涡轮增压是使柴油机动力装置降低成本、缩小体积、减轻重量最成功的方法。并且已经证明，对于安装尺寸受

限制的用途如船舶、机车、卡车等是最受欢迎的。涡轮增压在降低比油耗、减少噪声以及高原性能等方面胜过非增压发动机<sup>[5]</sup>。

### 1) 涡轮增压的需求

当前，在中、重型车辆上已普遍选用柴油机作为动力。在西欧，轿车选用柴油机的比例逐年上升，其中柴油机轿车市场占有率已达 30%~50%。现代柴油机已是高新技术产品的代表之一，特别是像我国这样一个城市人口密集、人均可使用资源少、污染重的大国，更应重视现代柴油机的研发。现代柴油机具有节能、低污染的先天优势，能满足日益严格的排放法规要求，这得益于其普遍采用了涡轮增压技术。通过采用涡轮增压及涡轮增压中冷技术可提高气缸充量容积效率，提高空燃比，大大增加功率；如功率保持不变，可降低废气烟度，减少黑烟排放。同时提高了充量温度，缩短了滞燃期，降低了燃烧噪声。使重型柴油机 NOX 降低 80%，微粒减少 90%，比油耗改善 16%。目前，欧、美、日在重型柴油机上，已 100% 装有增压器，在中、小型柴油机上装增压器的比例达 80%。国内像一汽、东风等大型柴油机骨干企业都在致力采用、推广涡轮增压技术，不断推出增压型柴油机，但在轿车用柴油机及相关增压技术开发方面还未开展工作。国内现有十余家涡轮增压器制造厂，其中有美国盖瑞特在上海的独资公司；英国霍尔塞特在无锡的控股公司，这两家公司分别在国内年产增压器 15 万余台。此外还有辽宁东方增压器公司；湖南江雁机械厂；山西大同天力增压技术有限公司；上柴增压器公司；富源增压器公司等。德国三 K 公司，日本三菱公司等国外公司均有意在中国建厂。无锡霍尔塞特公司主要给六缸机提供增压器，占据国内中、重柴油机总量的 70% 以上。上海盖瑞特公司主要给四缸机提供增压器，占据国内中、小柴油机总量的 80% 以上。国内厂家大部分在走少量的配套，大量的配件发展道路。形成这种局面的原因主要在于国外公司均有强大的技术支撑，其研发系统健全，产品更新快，适应性强。无锡霍尔塞特公司计划近期在无锡建立其亚洲的技术研发中心，这说明国外公司除了在产品上，在技术上也在向中国转移。反观国内大部分厂家是以测绘、仿制及引进生产许可证进行生产，研发力量薄弱，在加入 WTO 后一段时期，将经历严峻的考验<sup>[9]</sup>。

### 2) 涡轮增压的方法

发动机的增压方法根据驱动增压器所用能量来源的不同，一般分为三类：第一类是机械增压系统，增压器由发动机曲轴通过齿轮(或链条等)直接驱动。第二类是废气涡轮增压系统，增压器是由发动机工作时排出的废气带动的。第三类是复合增压系统，即在发动机上，既采用废气涡轮增压器，又同时应用机械驱动式增压器。此外还有惯性增压、气波增压等其他增压方式。应用在汽车发动机上的主要是废气涡轮增压系统。对于机械增压，发动机自始至终必须负担机械式压气机带来的损失，所以很少采用。而废气涡轮增压装置利用发动机排出废气的能量驱动涡轮，再由涡轮带动离心式压气机就能达到增压的目的。涡轮增压器与发动机

只有气体管路连接而无机械传动，因此这种增压方式比机械增压结构简单，且不需要消耗功率<sup>[1]</sup>。

### 3) 废气涡轮增压的优点

A、在发动机重量及体积增加很少的情况下，发动机不需要作重大改变，即很容易提高功率 20%—50%。由于不象机械增压时压比受到限制，故近来高增压的趋势越来越明显。高增压时功率提高甚至可大于 100%。

B、涡轮增压由于回收了一部分废气能量，故增压后发动机经济性也会有明显提高。一般由于废气能量的回收能提高经济性 3%—4%，再加上相对地减少了机械损失及散热损失，提高了发动机机械效率和热效率，使发动机涡轮增压后油耗率可降低 5%—10%。

C、涡轮增压发动机对海拔高度变化有较高的适应能力，在高原地区工作时比不增压发动机功率下降要少的多，故涡轮增压除了用来提高发动机功率外，还常用作高原发动机恢复功率。

D、涡轮增压后排气噪声相对减小，排气烟度及排气中有害成分也减少，故有利于减少污染。

在增压技术发展初期，由于涡轮增压器结构尚不完全可靠，效率也较低，故有些国家采用机械增压是可以理解的。但随着涡轮增压技术日趋成熟，必然会过渡到涡轮增压上来，这已被一些国家的演变情况所证实，且随着发动机强化程度的提高，机械增压要消耗功率，压比受到一定的限制，也只有涡轮增压才能满足要求。经过几十年的实践考验，近年来涡轮增压已发展成为一种主要的增压方式，尤其在缸数多于 4、功率在 30 千瓦以上的四冲程柴油机上得到了广泛的应用<sup>[15]</sup>。

## 1.1.2 内燃机电子控制技术的发展

20 世纪 60 年代开始，由于汽车保有量的迅速增加，汽车有害气体和微粒的排放已超过工业污染物的排放量而成为一大公害。各发达国家相继制定了日益严格的汽车排放法规。1973 年的石油危机，使人们认识到自然资源的有限性与合理利用的必要性。所以排气净化和节省能源是限制和推动汽车发展的两大课题。传统的机械化油器式汽油机受到了挑战，为了解决精确控制混合气的空燃比，电控化油器和电子燃油喷射也就应运而生。多年来各种形式的汽油机电控系统不断发展和完善。随着单片机、存储器的发展，使内燃机电子控制的主要任务也从单目标——以改善汽油机排放为主并可提高功率和降低油耗，而走向多目标控制——即汽油机的综合管理，以实现：电子燃油喷射控制、电子点火提前控制、废气再循环控制、增压器压力控制以及内燃机各工况（起动、怠速、全负荷、加速等）控制等。电控系统

的发展与现代控制理论和方法，大规模集成电路和传感器的发展紧密联系在一起。电控内燃机一改内燃机是典型的机械产品为机电一体化产品。20世纪80年代以来微电子技术的迅速发展及其在汽油机电控方面的成功应用，充分显示出电控的灵活性和性能的优越性。采用电控可以改善驾驶性能，降低噪声和振动，提供舒适、易操纵的行驶控制功能；可以借助于故障显示和自诊断功能改善车辆的安全性和维护保养的方便性；可以改善冷起动、稳定怠速和良好的加速性等性能，从而推动和加速了柴油机电控的发展<sup>[10]</sup>。

### 1.1.3 日益严格的环保要求

消除汽车保有量急剧增长对环境及能源利用的影响，是世界各国都必须面对的问题，最有效的解决措施之一就是不断严格排放法规和能源法规。90年代以来排放法规日趋严格，根据我国等效采用欧洲排放法规计划，2003年执行欧Ⅱ标准，2010年与国际同步，要达到上述标准，就要综合应用电子控制技术、优化设计技术、废气增压技术、排气后处理技术等，才能极大地提高内燃机的综合性能。一般来说在涡轮增压技术上，有如下要求：欧Ⅱ标准要匹配良好的涡轮增压器并带放气阀；欧Ⅲ标准要采用可变喷嘴（VGT）涡轮增压器；欧Ⅳ标准以上则要使用电控可变喷嘴（VGT）涡轮增压器<sup>[33]</sup>。

### 1.1.4 涡轮增压的发展趋势：

涡轮增压技术的发展与增压柴油机未来发展的要求密切相关，主要服从于未来的排放法规要求和进一步降低燃油消耗。涡轮增压系统应有更高的热效率；在增压系统与发动机的匹配上有可能采用电子控制系统，使增压系统与燃油系统在发动机全工况内实现最佳匹配，对车用涡轮增压器将要求尺寸更小，质量更轻，效率更高，同时要求增压器有良好的可靠性，并可按发动机工况要求进行调节。

#### 1) 常规涡轮增压存在的问题

车用增压柴油机，随着增压压比的提高，低工况进气不足的问题尤显突出，涡轮响应滞后不仅影响了加速性，还造成了车辆启动时排放指标的恶化，同时涡轮增压器本身的性能及可靠性也制约着涡轮增压技术的发展。当前主要采取两种办法解决，一是采用新的增压系统；一是对增压器本身进行优化。

#### 2) 涡轮增压系统的电控趋势

A、高工况放气：是改善车用增压柴油机低速工况的最常用措施，采用带旁通阀的增压器，其原理是按增压压力要求通过螺旋弹簧预先压紧橡胶膜片，一旦增压压力达到了弹簧的预

加负荷,放气阀门就打开,使涡轮周围的废气进入排气系统中。为了确保低速性能,放气点一般选在发动机最大扭矩点处,柴油机在高速工况工作时,通过旁通阀放出涡轮前的一部分废气,以降低增压器转速和压比来限制最大爆发压力。这是国内目前采用最多的方法,国外还采用一种增压压力电子控制系统,同单纯的由压缩空气操纵的、仅限制全负荷压力的控制系统相比,弹簧的预加负荷非常低,它按照增压空气温度、点火提前角和燃油的特性等众多参数来进行控制,允许最佳部分负荷增压压力的建立,在加速期间暂时的超高增压也是允许的,其适应性更强<sup>[11]</sup>。

**B、电动放气涡轮增压系统:**美国特博达恩公司开发的电动放气涡轮增压系统主要用来解决增压柴油机涡轮滞后现象,其原理是把带旁通阀增压器的转子部件总成和一台电机相连接,以便一旦驱动涡轮的废气能量不足时用电机增力来提高加速时的运转速度,从低怠速达到转矩峰速,电机带动增压器转动保证发动机的充气量;当涡轮增压器转子达到足以充分向发动机充气的速度时,电机与供电系统断开。在高速工况,通过放气阀放走多余的废气,以过剩的能量转换成电能,电机向电路回输电流,通过合适的电子控制装置,把电机中的电能分配给发动机有用方面。该系统可显著改善发动机的低速特性,特别是启动性能,大大减少车辆启动时的有害排放,消除涡轮滞后,改善油耗。

**C、增压转换系统:**是指顺序增压系统及两级增压系统,主要为了解决发动机部分负荷特性问题,可在降低燃油消耗的同时提高功率。在顺序增压系统中,通过转换阀把多个增压器并联起来,发动机低速时只有小增压器在工作;中速时,小增压器关闭,大增压器打开;高速时,大、小增压器同时工作,以此实现低速时的高扭矩。与一般增压发动机相比,采用顺序增压的发动机,可使多台增压器都处于压气机最佳效率区,使发动机在不同工况范围内有不同的最佳配合点。M T U 公司 90 年代推出的 595 系列柴油机把电子控制系统和相继增压结合起来,电子控制系统的重要功能是控制相继增压系统增压器的投入和断开,并通过调控装置调节中冷器冷却水温度,使其随负荷变化<sup>[6]</sup>。

**D、可变几何截面涡轮增压系统:**是通过改变由转速或质量流量而确定的涡轮叶片角度,可同时控制由导向叶片中通道宽度所决定的有效涡轮面积和转子的燃气进口角,从而控制了蜗轮的可用能量。当发动机低速运转时,调节涡轮面积,改善径流涡轮的废气能量利用程度;高速时,由于增加了这些工作下的涡轮有效面积,不存在增压器超速和发动机超压的现象;加速时,通过调节涡轮面积,也可以在短时间内提供足够的进气量,改善其加速性能。该系统在欧、美、日正得到广泛的应用,五十铃 6W A 112 L 柴油机即采用了可调涡轮喷嘴截面增压器,盖瑞特公司、K K K 公司均研制了可调涡轮喷嘴截面增压器。卡迪拉克公司在对其 B-O-C3.8LV6 涡轮增压发动机进行改造的时候,采用了电控可变几何涡轮增压方案,使得在全部发动机转速范围内增压器具有非常宽广的有效气体流量范围<sup>[13]</sup>。

上述四种可变电子辅助涡轮增压系统中,高工况放气的涡轮增压系统是解决涡轮增压发动机低速扭矩和瞬态响应性能差的最简单及成本最低的方案之一,目前在车用汽油机和小功率车用柴油机上应用较为广泛,但对发动机低速性能的改善程度是有限的。变几何截面涡轮增压系统结构相对复杂、需要较大的布置空间,但随着多种综合技术措施和变几何截面涡轮技术的发展,在中小功率柴油机、甚至在汽油机上也有取代高工况放气方案的趋势。建立控制系统,把可变截面涡轮增压系统与电子控制相结合,使变截面涡轮增压器的调节与发动机工况的变化相协调,实现无级调节,这在性能上是最为理想的,可使发动机在全工况范围内与废气涡轮增压器最佳匹配,从而达到发动机性能的全面优化。电子辅助变截面涡轮增压系统,可充分利用柴油机的废气能量,在不改变高转速性能的同时,改善低速性能,在增压柴油机全工况范围内进行调节,提高发动机功率、改善扭矩特性、燃料经济性、加速性。电控可变喷嘴涡轮增压器已成为当今世界涡轮增压行业的最新发展趋势。国内还没有大力研究,无此类产品。欧、美、日等发达国家均已掌握该项技术,并有成熟产品供使用。吉林大学刘巽均教授在点评第五界中国国际内燃机展览会时曾说,我国柴油机技术要与世界同步发展面临的技术突破之一就是可变喷嘴涡轮增压系统的研制。因此,对该项技术的突破,也是国内行业努力方向之一<sup>[9]</sup>。

## 1.2 课题的目的意义及理论与技术经济价值

大功率柴油机无一例外地采用增压技术,小功率柴油机也大量采用废气涡轮增压。车用柴油机的转速和功率变化范围相当大,而增压(尤其高增压)柴油机在外部负荷突变时的响应低,部分负荷性能变差,甚至启动困难。因此增压柴油机变工况和动态工况性能的研究尤为重要,数值仿真技术随着计算机技术的迅速发展在各个领域得到了空前广泛的应用,对涡轮增压柴油机动态特性的仿真可全面地反映出增压系统的特性,从而可省去多次试验及反复。另外,在电控增压柴油机控制系统设计的初始阶段,建立发动机模型并对其进行仿真是非常重要的环节。90年代以来,国际控制界出现了功能强大的 MATLAB/SIMULINK 仿真环境,该软件提供了丰富可靠的矩阵运算、图形绘制、数据处理、方便的 Windows 编程等便利工具,已成为最重要也是最有效的仿真手段之一<sup>[37]</sup>。本文在 SIMULINK 中建立了柴油机、增压器的动力学模型,并把它们连接起来进行了电控可调喷嘴环开度增压柴油机的动态仿真。利用适当简化的数学模型建立起的增压柴油机准线性模型能满足动态仿真的实时性要求。在 MATLAB/SIMULINK 环境下对涡轮增压柴油机进行动态仿真具有方便快捷等特点,仿真结果对增压系统,特别是电控柴油机控制系统参数的调整有指导意义。为电控可变喷嘴涡轮增压系统的研制,提供理论和试验的依据,证明电控可变喷嘴涡轮增压系统是改善增压发动机

性能的良好途径。为电控可变喷嘴涡轮增压发动机的应用创造条件，以提高发动机性能，减少环境的日益恶化和能源的逐渐枯竭。

## 2 变截面可调涡轮增压器

### 2.1 常规涡轮增压发动机中存在的问题

常规涡轮增压普遍存在着低速转矩不足，瞬态响应性差，加速冒烟，冷起动困难等缺陷。这些问题的原因如下：涡轮增压器和柴油机匹配时，由于活塞式发动机和叶片式增压器的气体流通特性不同，它们只能在一定工作范围内有最佳的匹配性能。而车用柴油机负载和转速变化频繁，在整个工作范围内，要求涡轮增压器与柴油机有良好的匹配，对于常规内燃机增压匹配点选在额定工况的发动机来说，是不可能的。当发动机在低转速工作时，压气机提供的增压空气的压力降低，发动机进气量减少，空燃比失调，使发动机排放情况恶化，输出转矩降低。如果涡轮增压器与发动机最佳匹配点选在低速工况以获得大转矩，则发动机在高速工作时就有必要采取特殊措施以防止增压器超速；如果最佳匹配点选在额定工况附近，则发动机低转速运转时就有必要采取特殊措施，提高增压比，增大发动机进气量。另外，常规增压发动机同等功率的非增压发动机相比，其瞬变响应特性差，不能像自然吸气发动机那样对转速、负荷突然变化做出迅速响应。这是由于增压器与发动机没有机械联系，而是靠进气和排气联系，在变工况时，压力波传递需要一定时间，同时增压器转子存在时滞的问题，造成发动机供油量与增压器所提供的空气量在瞬间不同步。于是，外界负荷变化时，虽然燃油的供给量可以迅速增加，但进入气缸的空气量不可能马上增多，这导致燃油不能正常燃烧，发动机排气温度，烟度均要增大。所以，和自然吸气发动机相比，涡轮增压发动机的瞬态响应特性差。

### 2.2 变截面涡轮增压器的优点和工作原理

采用可变截面涡轮增压的目的在于既保证发动机在低速时有较高的增压压力，从而有较高的转矩，又能保证发动机在额定工况点附近增压压力不至过高，以避免发动机过高的机械负荷和涡轮增压器的超速。通过涡轮增压器的调节可改善增压器与发动机的匹配，从而达到改善车用增压发动机转矩特性的目的。不仅如此，采用可变截面涡轮增压还可改善发动机部分负荷时的性能和满足高原地区发动机功率的恢复。可变截面涡轮增压与电子控制技术相结合，则可实现全工况范围内发动机与增压器的最佳匹配，从而达到发动机性能的全面优化。

可变截面涡轮增压是根据柴油机外部负荷的变化来改变喷嘴环叶片的角度，使进入涡轮叶片的气流参数发生变化，通过涡轮焓降的变化实现涡轮功的变化，使压气机出口的增压压力发生变化，从而达到涡轮增压器与柴油机在各工况下有良好的匹配。

在常规增压发动机中，由于随转速的下降，压气机的增压比会下降，于是造成进气不足。要想保持压气机的增压比不变，在压气机和涡轮的效率及机械效率变化不大时，涡轮膨胀比应保持不变。也就是随着发动机废气排量的减少，减小涡轮流通截面，从而实现 $\pi_t$ 与 $\pi_b$ 基本不变，使发动机在整个工作范围内具有良好的性能。这一点可以从涡轮机的流量特性看出来。图 2.1 是涡轮机的流量特性，可以看出，当涡轮的流通截面不变时，随着相对质量流量率的减少（也即相对于发动机转速下降）膨胀比是逐渐下降的，但如果随相对质量流量率减小，也即随发动机转速下降而不断减小涡轮流通截面 A 的话（从点 3 到点 1），可以实现 $\pi_t$ 与 $\pi_b$ 都保持不变，即采用可变截面涡轮增压就可以达到调节的目的<sup>[32]</sup>。

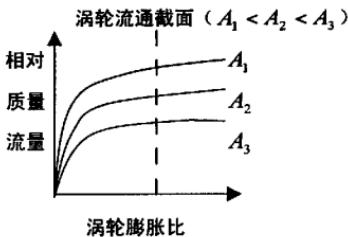


图 2.1 变截面涡轮增压流量特性

## 2.3 变截面涡轮增压器与柴油机匹配的理论分析<sup>[1]</sup>

变截面涡轮增压是涡轮流通截面可以随着发动机的工况变化而变化的增压器。当涡轮喷嘴环处在某一个位置时，它就相当于一个固定截面的涡轮，因此具有普通涡轮的流量特性和效率特性。当涡轮喷嘴环的角度改变时，涡轮的流通面积将发生变化，其流量特性和效率特性将发生改变，理论上它可以与发动机在较宽广的工况范围内保持良好的匹配，要实现这种匹配的前提，必须确定在发动机不同工况下涡轮的最佳流通面积，对于可变喷嘴环叶片角度的变截面涡轮增压就是要确定最佳的喷嘴环叶片的转角。

### 2.3.1 常规涡轮增压器与发动机的匹配

当喷嘴环叶片处于某一位置时，变截面增压涡轮的流量特性和效率特性与常规涡轮增压一样。常规涡轮增压时，发动机与增压器之间仅存在气动联系，发动机是往复式机械，而涡

轮增压器是叶片式机械，这两者的特性存在着本质的差异，故匹配是比较复杂的。

总的说来，发动机与增压器的匹配有三个方面，即发动机与压气机的匹配、发动机与涡轮的匹配和压气机与涡轮的匹配。

### 1) 发动机与压气机的匹配

发动机对压气机的要求是：

A 压气机不但要达到预定的压缩比，而且要具有高的效率。压气机的效率越高，在相同的增压压力下，增压后的空气温度就越低，得到的增压空气的密度就越高，增压效果就越好。

B 不同用途的发动机对压气机特性要求也是不同的，但是车用发动机由于转速范围宽广，就要求相应的压气机特性具有宽广的流量范围，而且要有较宽的压气机高效率区。

将发动机的耗气特性曲线与压气机特性相叠合就可以确定两者匹配的好坏，判断方法如下：

A 发动机的特性线应穿过压气机的高效率区，而且最好使发动机的运行线与压气机的高效率的等效率圈相平行。对车用发动机则要求最大转矩点正好位于压气机最高效率区附近。

B 发动机的耗气特性线应离开压气机喘振线有一定距离。如发动机耗气特性线离喘振线太近或相交，则在联合工作时就有可能出现喘振。一般要求发动机低转速的耗气特性离开压气机喘振线的距离也即所谓的喘振裕度约为 10% 的喘振流量。

### 2)发动机与涡轮的匹配

发动机对涡轮的要求是：

A 在发动机整个运行范围内涡轮具有较高的效率。由于径流式涡轮本身具有较宽广的高效率区，加上在发动机按外特性工作时，涡轮效率变化较小。因此涡轮较易满足这一要求。

B 涡轮要具有合适的流通能力，以保证提供给压气机所需要的功率。由于涡轮流通能力的大小对匹配性能很敏感，所以发动机与涡轮匹配的好坏主要看涡轮流通能力的选择是否合适。对车用发动机应同时将标定点和最大转矩点的工况标在涡轮流通特性上，在保证最大转矩点处有足够的增压压力时，又不能使标定点处的增压器过度超速。在转速十分宽广的车用发动机上往往这两个要求不能同时兼顾，解决的一种办法就是采用变截面涡轮增压器。

### 3)压气机与涡轮的匹配

压气机与涡轮的平衡条件为：

A 转速相等：涡轮与压气机是装在同一根轴上的，因此涡轮的转速与压气机的转速相等。

B 流量连续：当管道无泄漏时通过涡轮的燃气质量流量应等于压气机流量与燃料质量流量之和。

C 功率平衡：在增压器稳定运转时，涡轮的输出功率应等于压气机消耗的功率及机械损

失功率之和。

#### 4) 发动机与增压器的匹配

要充分表明发动机与增压器的匹配情况，需要在压气机特性与发动机耗气特性的迭加图上再标出  $t_r$ （涡轮前废气温度）线，只有这样才能确定具体匹配时所达到的  $\pi_b$  值。在发动机与增压器的匹配中，除了上述发动机与涡轮、压气机特性的匹配外，增压器的总效率  $\eta_{rc}$  起着重要作用。

从增压器的总效率公式可以推出：

$$\pi_b^{0.286} - 1 = 1.12 \eta_{rc} \frac{q_{mt}}{q_{mc}} \frac{T_r}{T_i} \left(1 - \frac{1}{\pi_r^{0.254}}\right) \quad (2-1)$$

式中  $T_r$  和  $T_i$  分别是涡前温度和压前温度， $\eta_{rc}$  是增压器总效率，当  $T_r$ ， $T_i$  以及涡轮和压气机的流量一定时，对应一个  $\pi_b$ ，就有一个  $\pi_r$ 。当涡前温度一定时， $\eta_{rc}$  越高，则对应于  $\pi_b$  的  $\pi_r$  的值就越低，从而发动机进排气压差越高，有利于进行良好的扫气， $q_{mt}$  表示流过涡轮的质量流量， $q_{mc}$  表示流过压气机的质量流量。当增压器总效率  $\eta_{rc}$  高时，如上所述，进排气压差就大，其结果是增大了流经发动机的空气流量，提高了容积效率，由于泵吸正功加大，还可稍微提高发动机的功率和相应改善油耗指标。

#### 5) 变截面涡轮增压器与发动机的匹配要求

在采用变截面涡轮增压器后，涡轮与发动机的匹配具有一个比较大的范围，可以同时满足发动机在最大转矩点和标定工况点都具有合适的流通能力。由于变截面涡轮增压器具有流通截面可变的特点，对变截面涡轮增压器涡轮的要求如下：

**A** 变截面涡轮增压器涡轮的效率特性曲线的高效率区要尽量平坦和宽广，使涡轮改变截面后仍然具有较高的涡轮效率，也就是涡轮的效率不要下降太多。

**B** 变截面涡轮增压器涡轮的流量特性曲线的工作段要尽可能平缓，以使同一膨胀比变化幅度下涡轮有更宽广的流量范围。

**C** 要保证变截面涡轮增压器涡轮有足够的流量范围。也就是涡轮的最大流通特性要大于发动机的最大耗气特性，同时涡轮的最小流通特性要小于最大转矩转速下发动机的耗气特性。并且尽量保持比较高的效率，这样才能通过减小涡轮截面来提高加速响应性。

在变截面涡轮增压的调节中，当涡轮的截面减小时涡轮的膨胀比上升，将使增压器转速上升，这样将使增压比上升。由于涡轮效率随着可变截面的减小将有所下降，所以增压比的上升幅度比膨胀比的幅度要小。

### 2.3.2 喷嘴环出口面积与喷嘴环叶片转角之间的关系

当喷嘴环叶片的叶型确定以后，喷嘴环的出口面积与喷嘴环叶片转角之间的关系就是一一对应的关系。喷嘴环的出口面积为： $A_n = d \times b_n \times N$ ，其中， $d$  为喷嘴叶片间垂直距离， $b_n$  为叶片宽度， $N$  为叶片数目。当喷嘴环叶片的结构参数确定以后，可以看出喷嘴环的叶片角度和  $d$  具有一个确定的函数关系。也就是喷嘴环叶片角度和喷嘴环出口面积具有一个确定的函数关系，当知道  $A_n$  后，就可以反算出叶片的转角值  $\alpha_T$ 。下面是如何确定  $A_n$ 。

### 2.3.3 喷嘴环出口面积与增压器和发动机参数的关系

涡轮的相似流量计算公式：

$$q_{mt} \frac{\sqrt{T_T^*}}{P_T} = \mu A \sqrt{\frac{2}{R_T} \frac{k_T}{k_T - 1} \left[ \left( \frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{2}{k_T}} - \left( \frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k_T+1}{k_T}} \right]} \quad (2-2)$$

$$A = \frac{A_n A_T}{\sqrt{A_n^2 + A_T^2 (\frac{\rho_1}{\rho_2})^2}} \sqrt{1 + \frac{1}{2H_{ST}} [w_1^2 - u_1^2 (1 - \overline{D_2}^2)]} \quad (2-3)$$

$$\text{上式中: } \frac{\rho_1}{\rho_2} = [1 + \rho (\pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}} - 1)]^{\frac{1}{k_T-1}} \quad (2-4)$$

$$H_{ST} = \frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_T^* [1 - (\frac{1}{\pi_T})^{\frac{k_T-1}{k_T}}] \quad (2-5)$$

$$\overline{D_2} = D_{2m} / D_1, D_{2m} = \sqrt{\frac{D_2^2 + D_0^2}{2}} \quad (2-6)$$

$$w_1 = \sqrt{c_{1v}^2 + (c_{1u} - u_1)^2} \quad (2-7)$$

式中： $c_{1v} = \frac{c_{1u}}{\cos \alpha_1} \sin \alpha_1$ ， $c_{1u} = \frac{u_1}{k}$ ，取  $k=0.94$ ， $u_1 = \frac{\pi D_1 n_T}{60}$ ， $\mu$  为流量系数， $A$  为当量

面积， $\pi_T$  为级膨胀比， $\pi_T = \frac{P_T^*}{P_2}$ ， $P_2$  为涡轮叶轮出口压力。 $\rho_1, \rho_2$  分别为喷嘴环出口和叶轮出口燃气密度，其中  $\rho$  为反动度； $A_n$  为喷嘴环出口面积； $A_T$  为叶轮出口喉口面积； $H_{ST}$  为涡轮级等熵焓降， $\overline{D_2}$  为涡轮叶轮出口比直径， $D_{2m}$  为涡轮叶轮出口平均直径， $D_2$  为叶轮出口

外径,  $D_0$  为涡轮叶轮出口轮毂直径,  $w_1$  为叶轮进口相对速度,  $c_{1u}$  为叶轮进口速度圆周分速度,  $u_1$  为涡轮圆周速度,  $D_1$  为叶轮入口直径,  $c_{1r}$  为叶轮进口速度径向分速度,  $c_{1r} = c_1 \sin \alpha_1$ ,  $c_1$  为叶轮进口绝对速度,  $c_1 = \frac{c_{1u}}{\cos \alpha_1}$ , 所以  $c_{1r} = \frac{c_{1u}}{\cos \alpha_1} \sin \alpha_1$ ,  $\alpha_1$  为喷嘴环出口叶片角。

由以上可以看出, 当涡轮增压器已经选定后, 对于设计工况, 涡轮的反动度  $\rho$  也是确定的, 当已知了  $q_{mT}, T_T, n_{Tc}, \mu$  时, 就可以通过式 (2-2) 求出当量面积, 然后由 (2-3) 式可以得出涡轮喷嘴环出口面积  $A_n$ , 然后再由喷嘴环叶片转角和喷嘴环出口面积的关系就可以确定涡轮喷嘴环的转角值。

### 2.3.4 叶轮的转速与发动机各参数的关系

$$\text{叶轮转速: } n_{Tc} = 60 \frac{u_2}{\pi D_{2c}} \times 10^3 (\text{r/min}) \quad (2-8)$$

$$\text{上式中: } u_2 = \sqrt{\frac{H_c}{H_e}} \times 10^3 (\text{m/s}) \quad (2-9)$$

$$H_c = \frac{k_c}{k_c - 1} R_e T_1 (\pi_b^{\frac{k_c - 1}{k_c}} - 1) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2-10)$$

$D_{2c}$  为压气机叶轮出口直径,  $u_2$  为压气机叶轮出口圆周速度,  $H_c$  为压气机的压头系数, 当压气机选定以后, 压头系数就确定了,  $H_e$  为压气机绝热功,  $T_1$  为压气机进口温度,  $T_1 \approx T_0$ 。由以上可知, 要计算压气机消耗的功, 还需要知道增压比  $\pi_b$ 。

### 2.3.5 涡轮质量流量、涡前温度、膨胀比和增压比的计算过程

充入气缸的空气体积流量:

$$q_v = \frac{n i v_s \varphi_c}{30 \tau} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2-11)$$

式中: 充量系数  $\varphi_c$  在 0.9~1.05 间选择,  $n$  为发动机转速(r/min),  $i$  为气缸数,  $v_s$  为气缸工作容积,  $\tau$  为冲程数。

又根据燃油消耗量  $B(\text{kg/h})$  计算充入气缸的空气质量流量:

$$q_m = \frac{B\phi_a l_o}{3600} \quad \left( \text{kg/s} \right) \quad (2-12)$$

式中:  $\phi_a$  为过量空气系数,  $l_o$  化学计量空燃比, 对于柴油机  $l_o = 14.3$ 。

则充入气缸的空气的密度:

$$\rho_a = \frac{q_m}{q_v} = \frac{B\phi_a l_o \tau}{niv_s \varphi_c \times 120} \quad \left( \text{kg/m}^3 \right) \quad (2-13)$$

根据理想气体状态方程:

$$p_a \cdot v_a = R \cdot T_a \Rightarrow p_a \cdot \frac{1}{\rho_a} = R \cdot T_a \Rightarrow \rho_a = \frac{p_a}{R \cdot T_a} \quad \left( \text{kg/m}^3 \right) \quad (2-14)$$

由以上两式得:

$$p_a = \frac{B\phi_a l_o \tau R T_a}{niv_s \varphi_c \times 120 \times 10^6} \quad (\text{MPa}) \quad (2-15)$$

由于中冷器与进气管道的影响, 压气机所提供的空气压力  $p_c$  应高于气缸内的空气压力  $p_a$ ,

$$p_c = p_a + p_{cm} + p_{mc} \quad (\text{MPa}) \quad (2-16)$$

$p_{cm}$  为进气管道损失,  $p_{cm} \leq 1.471 \times 10^3 \text{ pa}$

$p_{mc}$  为中冷器损失,  $p_{mc} \leq 3.433 \times 10^3 \text{ pa}$

压气机的压比:

$$\pi_b = \frac{p_c}{p_1} \quad (2-17)$$

上式中,  $p_1$  为压气机进口空气压力 ( $\text{Mpa}$ )。

压气机出口的温度:

$$T_c = T_1 \left[ \frac{1}{\eta_{ci}} \left( \pi_b^{\frac{k_c-1}{k_c}} - 1 \right) + 1 \right] \quad (K) \quad (2-18)$$

式中,  $T_1$  为压气机进口空气温度, 当压气机选定后  $\eta_{ci}$  在一定的工况下就是确定的, 可以通过提供的性能曲线确定。当没有中冷器的时候, 柴油机气缸的进气温度和压气机出口的温度相等, 即  $T_a = T_c$ 。

流过涡轮的燃气的流量:

$$q_{mT} = q_{mb} + q_{mc} \quad (2-19)$$

上式中,  $q_{mb}$  为燃油流量。考虑到内燃机的扫气的需要, 压气机的供气量  $q_{mc} = \phi_s q_m$ ,  $\phi_s$  为扫气系数, 对于四冲程柴油机,  $\phi_s = 1.1 \sim 1.4$ 。

以上的过程可以看到, 只需要知道  $q_{mb}, \phi_a, \phi_s, \eta_{ci}$ , 然后知道环境参数, 就可以计算出  $T_{mT}, \pi_b$ 。

下面是计算  $T_T^*$ ,  $\pi_T^*$  的过程:

在定压系统中, 内燃机排气总管中的平均温度即为涡轮前的燃气平均温度。因此, 可由内燃机工作循环的热平衡方程中求算涡轮前的燃气平均滞止温度  $T_T^*$ , 工作循环中加入的热量为燃料的化学能  $q_{mb}H_u$  及吸入增压空气的热焓  $q_{mc}C_{pc}T_c$ ; 放出的热量有内燃机的指示功率  $p_i$ 、传给冷却水的热量  $q_w q_{mb}H_u$ 、排气带走的热量  $q_{mT}c_{pT}T_T^*$ 。

根据加入的热量等于放出的热量:

$$q_{mb}H_u + q_{mc}C_{pc}T_c = 3.6 \times 10^3 p_i + q_w q_{mb}H_u + q_{mT}c_{pT}T_T^* \quad (2-20)$$

$$\Rightarrow T_T^* = \frac{(1-q_w)q_{mb}H_u + q_{mc}C_{pc}T_c - 3.6 \times 10^3 p_i}{q_{mT}c_{pT}} \quad (2-21)$$

式中:  $q_{mb}$ ,  $q_{mc}$ ,  $q_{mT}$  等质量流量均以  $kg/s$  为单位;  $H_u$  为燃油低热值, 柴油  $H_u = 43953 (J/kg)$ ;

$q_w$  冷却水带走的热量损失百分率;  $C_{pc}$ ,  $c_{pT}$  分别为空气与燃气的定压比热容 ( $J/kg \cdot K$ )。

把以下式子带入上式中:

$$\begin{aligned} \phi_a &= \frac{q_m}{q_{mb}l_o} \quad , \quad q_{mT} = q_{mc} + q_{mb} \quad , \quad \frac{q_{mc}}{q_{mb}} = \phi_s \phi_a l_o \\ \frac{q_{mT}}{q_{mb}} &= 1 + \phi_s \phi_a l_o \quad , \quad \eta_u = \frac{3.6 \times 10^3 p_i}{q_{mb}H_u} \end{aligned}$$

整理后:

$$T_T^* = \frac{(1-q_w-\eta_i)H_u + \phi_{ae}l_oC_{pc}T_c}{(1+\phi_{ae}l_o)c_{pT}} \quad (K) \quad (2-22)$$

式中:  $\phi_{ae} = \phi_s \phi_a$  为总过量空气系数。

燃气在  $0 \sim t_T^* {}^\circ C$  的平均定压比热容, 可由下式计算:

$$c_{pT} = (1.005 + \frac{0.088}{\phi_{ae}}) + (7.66 + \frac{0.244}{\phi_{ae}}) \times 10^{-5} t_T^* \quad (kJ/kg \cdot K) \quad (2-23)$$

由涡轮增压器与压气机与涡轮之间的功率平衡, 可以得到涡轮前的平均滞止压力  $p_T^*$ 。

压气机消耗的功率:

$$P_c = q_{mc}C_{pc}T_1 \left[ (\pi_b)^{\frac{k_c-1}{k_c}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{cl}} = q_{mc} \frac{k_c}{k_c - 1} R_c T_1 \left[ (\pi_b)^{\frac{k_c-1}{k_c}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{cl}} \quad (w) \quad (2-24)$$

涡轮增压器产生的功率为:

$$P_T = q_{mT}c_{pT}T_T^* \left[ 1 - (\pi_T)^{\frac{k_f}{k_f-1}} \right] \eta_T = q_{mT} \frac{k_f}{k_f - 1} R_f T_T^* \left[ 1 - (\pi_T)^{\frac{k_f}{k_f-1}} \right] \eta_T \quad (w) \quad (2-25)$$

在发动机运行过程中, 有:  $p_c = \eta_m p_T$ , 可以得出:

$$\pi_T^* = \left\{ 1 - \frac{1}{\eta_{Tc}} \frac{q_{mc}}{q_{mT}} \frac{k_c}{k_c - 1} \frac{k_T - 1}{k_T} \frac{R_c}{R_T} \frac{T_1}{T_T^*} \left[ \left( \pi_b \right)^{\frac{k_c - 1}{k_c}} - 1 \right] \right\}^{\frac{k_T}{k_T - 1}} \quad (2-26)$$

式中:  $k_c$  为空气比热比,  $k_c = 1.4$ ,  $k_T$  为燃气比热比, 柴油机  $k_T = 1.34$ ,  $R_c$  为空气体常数,

$R_c = 287 \text{ J/kg}$ ,  $R_T$  为燃气气体常数,  $R_T = 288 \text{ J/kg}$ ,  $\eta_{Tc}$  为涡轮增压器的总效率,  $\eta_{Tc} = \eta_m \eta_T \eta_{Cl}$ ,

小型涡轮增压器的  $\eta_{Tc} = 0.5 \sim 0.6$ , 大型涡轮增压器的  $\eta_{Tc}$  可达  $0.7 \sim 0.72$ 。

由以上计算  $T_T^*$ ,  $\pi_T^*$  的过程可知, 需要知道的值为  $q_w, \eta_u, \phi_i \phi_a, \eta_{Tc}$ , 其它值在前面计算过程中都求出来了。

### 2.3.6 流量系数的确定

由径流式涡轮试验得出的流通特性计算出流量系数的近似式为:

$$\mu = 1.1787 - \frac{1.6074}{(20\pi_T^* - 16)} + 4.608e^{-18(\pi_T^* - 1.01)} (\pi_T^* - 1.05) \quad (2-27)$$

式中  $\pi_T^*$  为修正膨胀比, 计算公式为:

$$\begin{aligned} \pi_T^* &= \frac{p_T^* - \Delta p}{p_2} & \Delta p &= \frac{p_T^*}{2 \frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_T^*} u_1^2 \\ \Rightarrow \pi_T^* &= \pi_T^* \left( 1 - \frac{u_1^2}{2 \frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_T^*} \right) \end{aligned} \quad (2-28)$$

上式中  $\Delta p$  为离心力所产生的压力,  $u_1$  为涡轮叶轮进口圆周速度,  $u_1 = \frac{\pi D_1 n_{Tc}}{60}$ ,  $D_1$  为涡轮叶

轮入口直径。由以上就可以计算出流量系数  $\mu$ 。

方程 (2-2) 变成如下形式:

$$\frac{\sqrt{T_T^*}}{p_T^*} = \mu A \sqrt{\frac{2}{R_T} \frac{k_T}{k_T - 1} \left[ \left( \frac{1}{\pi_T^*} \right)^{\frac{2}{k_T}} - \left( \frac{1}{\pi_T^*} \right)^{\frac{k_T + 1}{k_T}} \right]} \quad (2-29)$$

经过前面的这些公式推导计算, 就可以通过上式确定  $A$ , 然后再确定  $A_n$ , 最后确定喷嘴环的叶片转角值  $\alpha_T$ 。

### 3 柴油机涡轮增压系统的控制算法<sup>[47]</sup>

#### 3.1 PID 控制器的基本原理

PID (proportional,integral and Differential)控制器是一种基于“过去”，“现在”和“未来”信息估计的简单算法。

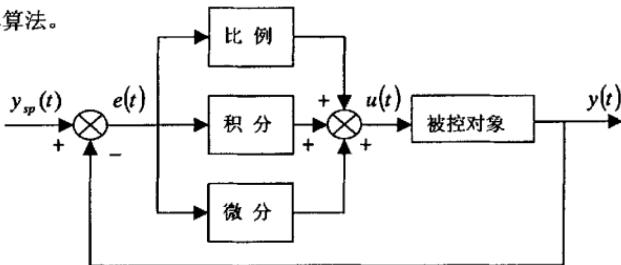


图 3.1 PID 控制系统原理框图

常规 PID 控制系统原理框图如图 3.1 所示，系统主要由 PID 控制器和被控对象组成。作为一种线性控制器，它根据给定值  $y_{sp}(t)$  和实际输出值  $y(t)$  构成控制偏差  $e(t)$ ，将偏差按比例、积分和微分通过线性组合构成控制量  $u(t)$ ，对被控对象进行控制。

控制器的输入输出关系可描述为：

$$u(t) = k_p \left[ e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3-1)$$

或写成传递函数形式

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = k_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (3-2)$$

式中：  $e(t) = y_{sp}(t) - y(t)$ ，  $k_p$  为比例系数，  $T_i$  为积分时间常数，  $T_d$  为微分时间常数。

##### 3.1.1 比例作用

比例作用的引入是为了及时成比例地反映控制系统的偏差信号  $e(t)$ ，以最快速度产生控制作用，使偏差向减小的方向变化。从图 3.2 (被控对象的传递函数为：  $\frac{1}{(s+1)^3}$ ，以下相同) 可以看出随着比例系数  $k_p$  的增大，稳态误差在减小；同时动态性能变差，振荡比较严

重，超调量增大。

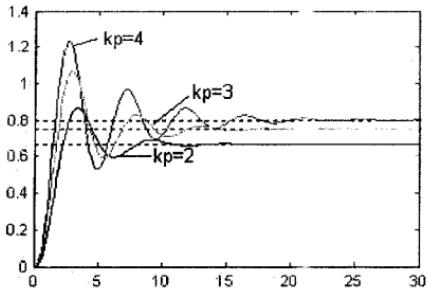


图 3.2 比例控制的系统响应

### 3.1.2 积分作用

积分作用的引入主要是为了保证实际输出值  $y(t)$  在稳态时对设定值  $y_s(t)$  的无静差跟踪。假设闭环系统已经处于稳定状态，则此时控制输出量  $u(t)$  和控制偏差量  $e(t)$  都将保持在某个常数值上，为不失一般性，我们分别用  $u_o$  和  $e_o$  来表示。根据 PID 控制器的基本结构式（3-1），有

$$u_o = k_p \left[ e_o + \frac{e_o}{T_i} t \right] \quad (3-3)$$

在已知  $k_p$  和  $T_i$  为常数的情况下， $u_o$  为常数当且仅当  $e_o = 0$ 。即对于一个带积分作用的控制器，如果它能够使闭环系统稳定并存在一个稳定状态，则此时对设定值的跟踪必须是无静差的。从图 3.3 可以看出随着积分时间常数  $T_i$  减小，静差在减小；但是过小的  $T_i$  会加剧系统振荡，甚至使系统失去稳定。

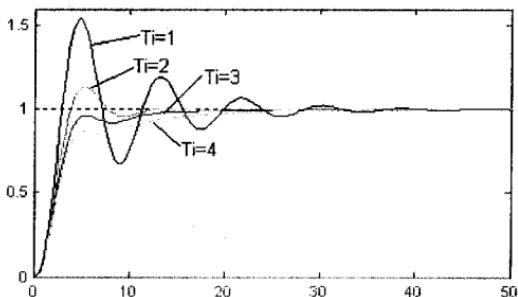


图 3.3 比例积分控制的系统响应 ( $k_p = 1$ )

### 3.1.3 微分作用

微分作用的引入，能反映偏差信号的变化趋势（变化速率），并在偏差信号变得太大之前，在系统中引入一个有效的早期修正信号，从而加快系统的动作速度，减小调节时间。PD 控制器的结构为：

$$u(t) = k_p \left[ e(t) + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3-4)$$

$e(t + T_d)$  的泰勒级数为：  $e(t) + e'(t)T_d + \frac{e''(t)}{2!}T_d^2 + \dots$ ，则

$$e(t + T_d) = e(t) + T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3-5)$$

控制信号与  $T_d$  时刻以后的偏差成比例。从图 3.4 可看出比例微分能够预报未来的输出。另外，从图 3.5 可以看出微分时间常数  $T_d$  增加有利于减小超调量。

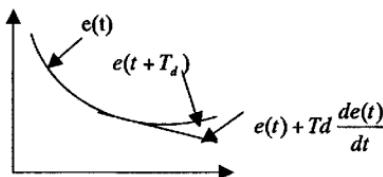


图 3.4 微分的预测作用

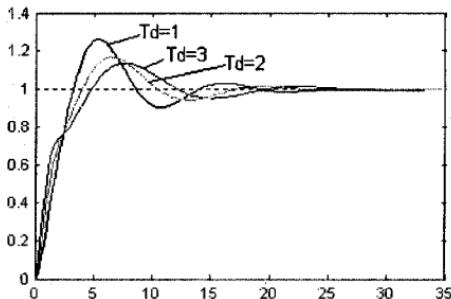


图 3.5 比例积分微分控制的响应 ( $k_p = 1, T_i = 1$ )

## 3.2 数字 PID 控制算法

由于计算机技术的发展，数字 PID 控制器将逐渐取代传统的模拟 PID 控制器。数字 PID 控制算法又分为位置式 PID 控制算法和增量式 PID 控制算法。

### 3.2.1 位置式 PID 控制算法

由于计算机控制是一种采样控制，它只能根据采样时刻的偏差值计算控制量，因此式（3-1）中的积分和微分不能直接使用，需要进行离散化处理。按模拟 PID 控制算法的算式（3-1），现以一系列的采样时刻点  $kT$  代替连续时间  $t$ ，以和式代替积分，以增量代替微分，则可作如下近似变换：

$$\begin{aligned} t &\approx kT \quad (k = 0, 1, 2, \dots) \\ \int_0^t e(t) dt &\approx T \sum_{j=0}^k e(jT) = T \sum_{j=0}^k e(j) \\ \frac{de(t)}{dt} &\approx \frac{e(kT) - e[(k-1)T]}{T} = \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \end{aligned} \quad (3-6)$$

其中：  $T$  是采样周期。

显然，上述离散化过程中，采样周期  $T$  必须足够短，才能保证有足够的精度。为书写方便，将  $e(kT)$  简化表示为  $e(k)$  等，即省去  $T$ 。将式（3-5）代入式（3-1）可得离散的 PID 表达式

$$u(k) = k_p \left\{ e(k) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^k e(j) + \frac{T_d}{T} [e(k) - e(k-1)] \right\} \quad (3-7)$$

$$u(k) = k_p e(k) + k_i \sum_{j=0}^k e(j) + k_d [e(k) - e(k-1)] \quad (3-8)$$

其中：  $k$  采样序号，  $k = 1, 2, \dots$ ；

$u(k)$  第  $k$  次采样时刻的控制器输出值；

$e(k)$  第  $k$  次采样时刻的输入偏差值；

$e(k-1)$  第  $k-1$  次采样时刻的输入偏差值；

$k_i$  积分系数，  $k_i = k_p \frac{T}{T_i}$ ；

$k_d$  微分系数，  $k_d = k_p \frac{T_d}{T}$ ；

由于控制器的输出  $u(k)$  直接去控制执行机构（如阀门）， $u(k)$  的值和执行机构的位置（如阀门开度）是一一对应的，所以通常（3-7）或（3-8）称为位置式 PID 控制算法。

这种算法的缺点是，由于全量输出，所以每次输出均与过去的状态有关，计算时要对  $e(k)$  进行累加，计算机运算的工作量大。而且，因为计算机的输出对应的是执行机构的实际位置，如计算机出现故障， $u(k)$  的大幅度变化，会引起执行机构的位置的大幅度变化。这种情况往往是生产实践中不允许的，在某些场合，还可能造成重大的生产事故，因而产生了增量式 PID 算法。

### 3.2.2 增量式 PID 控制算法

当执行机构需要的是控制量的增量（如驱动步进电机）时，可由式（3-8）导出提供增量的 PID 控制算法。根据递推原理可得

$$u(k-1) = k_p e(k-1) + k_i \sum_{j=0}^{k-1} e(j) + k_d [e(k-1) - e(k-2)] \quad (3-9)$$

用式（3-8）减去（3-9），可得

$$\begin{aligned} \Delta u(k) &= k_p [e(k) - e(k-1)] + k_i e(k) + k_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] \\ &= k_p \Delta e(k) + k_i e(k) + k_d [\Delta e(k) - \Delta e(k-1)] \end{aligned} \quad (3-10)$$

其中：  $\Delta e(k) = e(k) - e(k-1)$

式（3-9）称为增量式 PID 控制算法，可以看出，由于一般计算机控制系统采用恒定的采样周期  $T$ ，一旦确定了  $k_p, k_i, k_d$ ，只要使用前后三次测量值的偏差，即可由（3-10）求出控制增量。

采用增量式算法时，计算机输出的控制增量  $\Delta u(k)$  对应的是本次执行机构位置（例如阀门开度）的增量。对应阀门实际位置的控制量，即控制量增量的积累  $u(k) = \sum_{j=0}^k \Delta u(j)$  需要采用一定方法来解决，例如用有积累作用的元件（如步进电动机）来实现；而目前较多的是利用算式  $u(k) = u(k-1) + \Delta u(k)$  通过执行软件来完成。

就整个系统而言，位置式与增量式控制算法并无本质区别。尽管只是算法上作了一点改进，增量式控制算法却有不少优点：

- (1) 由于计算机输出增量，所以误动作时影响小，必要时可以用逻辑判断的方法去掉。
- (2) 手动/自动切换时冲击小，便于实现无扰动切换。此外，当计算机发生故障时，由于输出通道或执行装置具有信号的锁存作用，故仍能保持原值。
- (3) 算式中不需要累加。控制增量  $\Delta u(k)$  的确定，只与最近  $k$  次的采样值有关，所以较容易

通过加权处理而获得比较好的控制效果。

但增量式控制也有其不足之处：积分截断效应大，有静态误差；溢出的影响大。因此，在选择时不可一概而论，一般认为在以晶闸管作为执行器或在控制精度要求高的系统中，可采用位置控制算法，而在以步进电动机或电动阀门作为执行器的系统中，则可采用增量控制算法。

### 3.3 数字 PID 控制算法的改进

在计算机控制系统中，PID 控制规律是用计算机程序来实现的，因此它的灵活性很大。一些原来在模拟 PID 控制器中无法实现的问题，在引入计算机以后，就可以得到解决，于是产生了一系列的改进算法，以满足不同控制系统的需要。下面介绍一下积分分离 PID 控制算法。

#### 3.3.1 积分分离 PID 控制算法

在普通的 PID 数字控制器中引入积分环节的目的，主要是为了消除静差、提高精度。但在过程的启动、结束或大幅度增减设定值时，短时间内系统输出有很大的偏差，会造成 PID 运算的积分积累，致使算得的控制量超过执行机构可能最大动作范围对应的极限控制量，最终引起系统较大的超调，甚至引起系统的振荡，这是某些生产过程中绝对不允许的。引进积分分离 PID 控制算法，既保持了积分作用，又减小了超调量，使得控制性能有了较大的改善。其具体实现如下：

- (1) 根据实际情况，人为设定一阈值  $\varepsilon > 0$ 。
- (2) 当  $|e(k)| > \varepsilon$  时，也即偏差值  $|e(k)|$  比较大时，采用 PD 控制，可避免过大的超调，又使系统有较快的响应。
- (3) 当  $|e(k)| \leq \varepsilon$  时，也即偏差值  $|e(k)|$  比较小，采用 PID 控制，可保证系统的控制精度。

写成计算公式，可在积分项乘一个系数  $\beta$ ， $\beta$  按下式取值：

$$\beta = \begin{cases} 1 & \text{当 } |e(k)| \leq \varepsilon \\ 0 & \text{当 } |e(k)| > \varepsilon \end{cases} \quad (3-11)$$

以位置式 PID 算式 (3-6) 为例，写成积分分离形式即为：

$$u(k) = k_p \{e(k) + \beta \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^k e(j) + \frac{T_d}{T} [e(k) - e(k-1)]\} \quad (3-12)$$

下面我们进一步推导积分分离 PID 的具体算法：

当  $|e(k)| > \varepsilon$  时，即  $\beta = 0$ ，进行 PD 控制，PD 控制算法为

$$\begin{aligned} u(k) &= k_p \{e(k) + \frac{T_d}{T} [e(k) - e(k-1)]\} \\ &= k_p \left(1 + \frac{T_d}{T}\right) e(k) - \left(k_p \frac{T_d}{T}\right) e(k-1) \\ &= A'e(k) - B'e(k-1) = A'e(k) - f(k-1) \end{aligned} \quad (3-13)$$

$$\left. \begin{aligned} A' &= k_p \left(1 + \frac{T_d}{T}\right) \\ \text{式中 } B' &= k_p \frac{T_d}{T} \\ f(k-1) &= B'e(k-1) \end{aligned} \right\} \quad (3-14)$$

当  $|e(k)| \leq \varepsilon$  时，取  $\beta = 1$ ，进行 PID 控制，PID 控制的算法采用增量式 PID 控制算法[式 (3-10) ]，即：

$$\begin{aligned} \Delta u(k) &= k_p [e(k) - e(k-1)] + k_i e(k) + k_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] \\ &= k_p \Delta e(k) + k_i e(k) + k_d [\Delta e(k) - \Delta e(k-1)] \end{aligned}$$

进一步改写为

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta u(k) = Ae(k) - Be(k-1) + Ce(k-2) \\ A = k_p \left(1 + \frac{T}{T_i} + \frac{T_d}{T}\right) \\ B = k_p \left(1 + 2 \frac{T_d}{T}\right) \\ C = k_p \frac{T_d}{T} \end{array} \right. \quad (3-15)$$

$$\begin{aligned} u(k) &= Ae(k) + u(k-1) - Be(k-1) + Ce(k-2) \\ &= Ae(k) + g(k-1) \end{aligned} \quad (3-16)$$

其中：  $g(k-1) = u(k-1) - Be(k-1) + Ce(k-2)$

有了式 (3-13) 和式 (3-16)，便可编制出计算机的控制程序，采用积分分离 PID 控制算法后，使得控制系统的性能有了较大的改善。

## 4 仿真技术简介

计算机仿真是把研究对象的数学模型在计算机上进行性能测试的新兴综合性技术，以估计或预测真实对象的性能。更全面地说，它是应用系统模型结合实际或模拟的环境，或用实际的系统或其子系统结合模拟的环境进行分析和实验的一种科学方法。它可用在系统设计、训练教学、发展和估计等方面。利用这种技术可以去研究一个尚未建立或实现的系统的性能，可以用来比较多种方案以确定最佳方案，可以用来检验某些技术措施，设计意图是否达到预期的效果。仿真是经济合算的，不象真实的实验（试车、台架实验等）那样需要花费很大的人力、财力、时间。仿真还可以完成实际实验中无法做到的或者十分危险的实验。

### 4.1 仿真的含义

“仿真”一词译自英文 simulation，另一个曾用的译名是“模拟”。目前人们普遍接受的仿真的概念是：以相似原理、系统技术、信息技术及其应用领域有关专业技术为基础，以计算机和各种专用物理效应设备为工具，利用系统模型对真实的或设想的系统进行动态研究的一门多学科的综合性技术。

仿真的重要特点是实验性。一个具体的物理系统可以用它本身或其模型去做实验。一个系统可以用能有效表示其某些方面性能的模型去近似。例如一台安排在弹性支承上的柴油发电机组具有一定的质量，它受到自己工作中所造成的干扰的作用，在带有阻尼的减震器上作振动，可以用图 4.1 那样的物理模型代替上述系统（图中  $f$  和  $x$  都是  $t$  的函数）。利用这个模型可以进行实验。例如观测在某个激振力  $f(t)$  下，由弹簧常数为  $K$  的弹簧支承，阻尼油缸系数为  $D$  的质量  $M$  的运动规律  $x(t)$ ，以及由弹簧传到下面地面（刚性基础）的力。此地面即为环境。

由此物理模型可以写出它的数学模型：

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + D \frac{dx}{dt} + Kx = f \quad (4-1)$$

这是一个普通的二阶系统。我们知道典型的二阶系统为：

$$x'' + 2\xi\omega_n x' + \omega_n^2 x = \omega_n^2 f \quad (4-2)$$

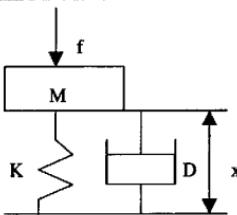


图 4.1 简单的物理模型

利用数学解析的方法可以知道此系统运动规律，只要知道  $f(t)$  即可解出  $x(t)$ 。当数学模型非常复杂， $f(t)$  也不是可用简单算式表达时，这种数学解析法就不是那样容易做到，此时应该使用物理仿真，即用一个与实际物理系统本质相同的模型去完成实验。例如利用船模去完成船舶阻力的实验，船模的水下部分与实船有同样的几何比例，船模拖拽时与实船有相似的水动力学性质。涡轮叶片，舰船模型等在风洞中吹风实验也是物理仿真，进行物理仿真必须遵守一些相似原则。而数学仿真就不必要有物理本质相同的模型系统，而只要求数学模型相同。例如可用图 4.2 那样的电路去模拟图 4.1 所示系统。电路由电阻  $R$ ，电容  $C$  和电感  $L$  组成，激励电压为  $E(t)$ 。列写回路电压方程：

$$L \frac{di}{dt} + Ri + \frac{1}{C} \int i \cdot dt = E(t) \quad (4-3)$$

由于  $\int idt = q$ ，故

$$L \frac{d^2q}{dt^2} + R \frac{dq}{dt} + \frac{1}{C} q = E(t) \quad (4-4)$$

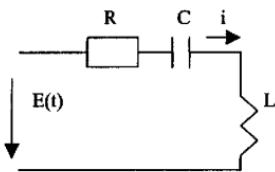


图 4.2 电路模型

可以看出它与式(4-1)是相似的，因此利用图 4.2 的电路去做实验，则它表现出来的运动特性与图 4.1 的机械系统相似。由于制造这样一个电路，以及调整电路中各元件参数比较方便，因此可以代替机械模型的实验，这种方法必须建立另一个性质不同的物理系统，此系统与被仿真的系统有对应的参数。故这种方法称作直接仿真。

另一种方法是间接仿真，它是一个解算装置，能对被仿真的系统的数学模型作数学处理，处理的结果与实际系统在受到同样数学规律的激励下作出的响应是相似的。这种情况下，用作仿真系统的运算装置，其物理性质、结构与被仿真的实际系统不同，而只要具有同样的数

学规律。通常这种仿真系统为计算机。

一个实际系统在不同的环境中其动态性能会有不同的表现，在仿真时可以模拟各种环境，以预测实际系统对不同环境的适应情况。当然也可以用实际的环境与仿真的模型或仿真的环境与实际的系统进行仿真实验。

## 4.2 仿真作用

由于仿真技术在应用上的特殊功效（安全性与经济性），以及计算机技术的突飞猛进，40年代以来仿真技术获得了十分广泛的应用。首先由于仿真技术在应用上的安全性，航空、航天、航海、核电站等一直是仿真技术应用的主要领域。因为这些系统是多模式复合系统，为了测试其多种功能，就要在一个受控环境中，输入各种模式情况下所要求的各种激励信号，并确定系统对激励信号的响应灵敏度。由于受到实际试验条件的限制，多功能测试是难以实现的，而仿真试验可以比较方便地取得统计数据。其次，仿真技术在应用上的经济性，也是被广泛采用的重要因素。世界各国几乎所有大型的发展项目，如阿波罗登月计划、战略防御系统、计算机集成制造等，因为投资极大，又有相当的风险，而仿真技术的应用可以用较小的投资换取风险上的大幅度降低，节省费用，缩短研制周期，从而使研制得到很高的效费比。

仿真技术在复杂工程系统的分析和设计的研究中已成为不可缺少的工具。系统的复杂性主要体现在三个方面，即复杂的环境、复杂的对象和复杂的任务。然而不管系统多复杂，只要能正确地建立起系统的模型，就可以利用仿真技术对系统进行充分的研究。仿真模型一旦建立，可重复使用，且改变得灵活，便于更新。经过仿真逐步修正，从而深化对其内在规律和外部联系及相互作用的了解，以采取相应的控制和决策，使系统处于科学化的控制与管理之下。

归纳起来，系统仿真技术的主要作用有：

- (1) 优化系统设计：在复杂的系统建立前，能够通过改变仿真模型结构和调整参数来优化系统设计。
- (2) 对系统或其某一部分进行性能评估。
- (3) 节约经费：仿真试验只需要在可重复使用的模型上进行，所花费的成本比在实际产品上做试验低。
- (4) 重现系统故障，以便判断故障产生原因。
- (5) 可以避免试验的危险性。
- (6) 进行系统抗干扰性能的分析研究。
- (7) 训练系统操作人员。

(8) 系统仿真能为管理决策和技术决策提供依据<sup>[45]</sup>。

## 4.3 系统模型

系统模型是系统本质的表述，它以各种可用的形式，给出研究系统的信息，它具有与系统相似的数学描述或物理属性。系统仿真中所用的模型可分为实体模型和数学模型。

实体模型又称物理效应模型，是根据系统之间的相似性而建立起来的物理模型，例如 RLC 电路模型仿真机械运动过程，用目标仿真器的物理效应模型仿真目标反射特性。

数学模型是用符号和数学方程式来表示系统的模型，其中系统的属性用变量表示，系统的活动则用相互有关的变量之间的数学函数关系式来表示。为使数学模型能为计算机所接受并能在计算机上运行，需要建立仿真模型，主要任务是设计算法，将数学模型转换为计算机的程序。仿真实验是对模型的运转，根据试验结果情况，进一步修正系统模型。

因此，系统仿真又可以作如下的定义：它是在计算机上或实体上建立系统的有效模型（数学的或物理效应的），并在模型上进行的系统试验<sup>[48]</sup>。

## 4.4 仿真工具的介绍<sup>[46]</sup>

Matlab 最早是作为线性系统的一种仿真和分析工具于 1984 年推出的，以矩阵运算为核心。除了常用的矩阵运算，Matlab 还提供了类似于其他编程语言的特性。Matlab 语言的另一大特色就是它丰富的工具箱，矩阵数据结构编程特色和工具箱使其成为一个强有力的工具。因为其强大的数值计算功能和简洁易学的语句、函数，Matlab 语言目前在科学工作者和工程技术人员中非常普及，被誉为第四代编程语言。

近年来，Matlab 中提供的 Simulink 软件包成为在学术界和工业领域应用得最为广泛的软件包。Simulink 及 Matlab 工具箱是众多各个领域的专家学者辛勤工作的成果，经过全世界数以千计的工程师在实际工作中验证，实践证明其对于动态系统建模与仿真的功能是非常强大的。

### 4.4.1 Simulink 仿真环境

Simulink 是对动态系统进行建模、仿真和分析的一个软件包。它的魅力在于强大的功能和简便的操作。Simulink 提供图形形式仿真工具，它有很多模块库和功能子模块，其操作平台允许建立子模型库，可以很方便地进行模型的组合和更改，而且仿真过程是交互的，从而使

动态系统建模与仿真工作变得相对简便。另外，Matlab/Simulink 具有丰富可靠的矩阵运算、图形绘制、数据处理和方便地 Windows 编程等便利工具，可以对仿真结果进行分析和可视化。

它仿真的范围广泛，支持线性和非线性系统，连续和离散时间系统、连续和离散混合系统，而且系统可以是多进程的。

Simulink 提供了友好的图形用户界面 (GUI)，在 Simulink 提供的图形用户界面 (GUI) 上，显示了 Simulink 的模块库浏览窗口 (Simulink library Browser)。该窗口包含 Simulink 模块库，模块库包含了许多的功能子模块。创建模型时，只要进行鼠标的简单拖动操作就可以构造出复杂的仿真模型。

用 Simulink 创建的模型是分层的，用户可以采用从上到下或从下到上的结构来创建模型。用户可以从高级查看模型，然后双击模块来查看下一级中更加详细的内容。这种方法使用户可以方便地利用模块化原理进行仿真模型的设计。

设计仿真模型后，就可以利用 Simulink 的菜单或者在 Matlab 的命令窗口输入命令对模型进行仿真。利用 Scope 或者其他显示模块，可以在仿真的同时看到仿真的结果。另外，用户还可以改变参数并立即看到结果。仿真的结果可以存放到 Matlab 工作间，用于分析和可视化。

#### 4.4.2 仿真模型一般性结构

在动态系统的仿真和分析中，首先要建立系统的仿真模型。从宏观上讲，Simulink 仿真模型通常由三种模块库构成：信源 (source)、系统(system)以及信宿(sink)。图 4.3 是这种模型的一般性结构。

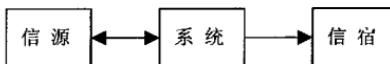


图 4.3 Simulink 仿真模型一般性结构

#### 4.4.3 仿真参数设置

仿真模型的本质是一个计算机程序，它定义了描写被仿真系统的一组微分或差分方程。利用 Simulink 仿真实质上是求解微分或差分方程。模型在仿真前要进行参数设置，其对话框如图 4.4 所示。

由图可以看出，需设置的参数包括：仿真开始时间 Start time、停止时间 Stop time，积分方法 Solver，容差 tolerance，步长 Step 等。

## 1. 设置仿真时间

设置仿真开始和停止时间就是在 start time 和 stop time 的编辑框内输入相应的数值，单位是“秒”。实际运行时间一般与时钟不一致，因为实际运行时间与计算机性能、模型的复杂程度、解法、步长及要求的误差水平等很多因素有关。

## 2. 设置仿真步长

仿真的主要过程一般是求解常微分方程组。“solver options”的内容就是针对解常微分方程组而设计的。其中的 Type 用来选择仿真的步长是变化的还是固定的。变步长解法可以在仿真过程中根据要求调整运算步长，采用变步长解法时，应该先指定一个容许误差限，使得当误差超过这个误差限时自动修正仿真步长，以达到求解的精度。同时，采用变步长解法还要设置最大步长(max step size)。在缺省情况下(输入 auto)，系统可按下式决定最大步长。

$$\text{Max step size} = (\text{stop time} - \text{start time})/50$$

通常这个缺省值就够了。如果仿真时间很长，缺省最大步长就很大，有可能会出现失根，这时可以根据需要设置较小的步长。

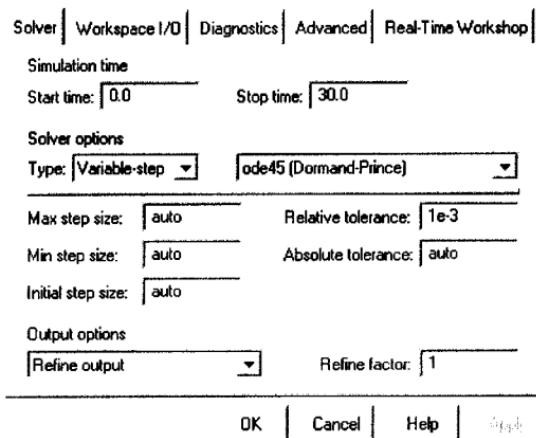


图 4.4 仿真参数设置对话框

## 4.4.4 子系统的封装 (Masking)

### 1. 创建子系统

随着系统规模和复杂性的增加，用基本模块构成的模型就比较庞大，因而，模型中信息的主要流向就不容易辨认。为了使问题得到简化，可以对各个模块进行分组，把整个模型按实现功能或对应物理器件划分成子系统，在“上层”完整模型中采用若干子系统体现其实现

的功能，使模型简洁；而每个子系统又可由“下层”具体的基本模块构成。创建子模型的优越性在于：减少模型窗口中模块的个数；把功能有关的模块编入同一组；建立分层结构的框图。

建立子系统有两种方法：在模型窗口中添加一个 Subsystem 模块，然后添加有关的模块到 Subsystem 中；把已有模块归入 Subsystem 中。

## 2. 系统的封装

所谓封装，就是指为子系统定制对话框和图标，使之具有良好的用户界面。对子系统进行封装可以把子系统中模块的对话框合成为一个，在这个对话框中可以包括模型描述、参数设置等自己定制的内容，界面良好，使用简便；还可以为子系统定制一个能反映其特性的图标。

封装方法：选中子系统模块，选择 Edit/Mask Subsystem，在出现 Mask Editor 的对话框中设置好参数即可。

Mask Editor 对话框包括 Icon, Initialization 和 Documentation。

在 Icon 中可以定制封装模块的图标；在 Initialization 中可以定义参数的提示符 (Prompt)、变量名 (Variable) 并指定初始化命令 (Initialization commands)；在 Documentation 中设置封装类型，编写描述文本和帮助文本。

## 5.电控变截面涡轮增压柴油机工作过程仿真及分析

### 5.1 变截面涡轮增压柴油机工作原理

发动机采用固定喷嘴涡轮增压器时,由于涡轮增压器不能控制调节,因此很难在高速和低速工况下都得到比较满意的结果;此外增压器的瞬态响应特性不好,因而发动机的动态特性也难以提高。为改进增压器的性能,人们采用了减小增压器转动惯量,加废气放气阀,采用可变喷嘴涡轮增压器等改进措施。在各种改进方法中,采用可变喷嘴涡轮增压器的方法对增压器和内燃机性能的改善最明显。车用可变喷嘴涡轮增压器采用离心式压气机和径流式涡轮,其工作原理如图 5.1 所示。可变喷嘴涡轮的喷嘴环叶片通过机械连杆机构与操纵环相连,操纵环通过一个轴与涡轮壳外的曲柄相连,转动曲柄,带动操纵环旋转,从而使喷嘴环叶片绕各自的轴心同时旋转。改变喷嘴环叶片的角度,进而改变涡轮进口的流通截面面积。发动机低速时,减小喷嘴环开度,则涡轮进口截面面积减小,废气流出速度相应提高,增压器转速上升,压气机出口压力增大,从而使发动机进气量增加;发动机高速时,增大喷嘴环开度,涡轮进口截面积增加,废气流出速度减小,增压器转速减小,从而将增压压力控制在一定范围内,防止增压过量。在加速时,通过调节喷嘴环开度,也可以在短时间内提供足够的进气量,改善其加速性能。在发动机上采用可变喷嘴涡轮增压器,用步进电机作为电子控制系统的执行器,通过一个连杆与增压器涡轮的操纵环调节曲柄相连。电控系统采集发动机的油门开度、增压压力、进气温度和发动机转速等信号,根据发动机工作工况的不同,采用不同的控制策略驱动步进电机调节喷嘴环的开度到相应的最佳位置<sup>[8]</sup>。

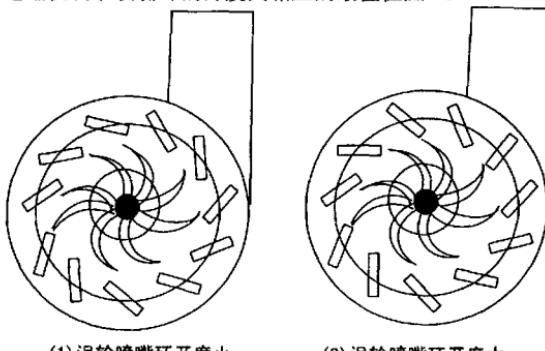


图 5.1 可变喷嘴涡轮工作原理

## 5.2 涡轮增压柴油机系统模型描述<sup>[37][41]</sup>

从增压柴油机的稳态数据出发建立动态模型，突出实时性，不考虑发动机的循环波动(高频率)，重在描述发动机状态变量(中频率)的平均值随时间变化的过程。所有高频率量(如循环供油量)被认为是瞬时变化而达到稳态；所有低频率量(如温度等)用代数方程表示；动态响应比较显著的中频率量(如增压器转速、发动机转速等)用微分方程表示。图 5.2 为涡轮增压柴油机系统示意图。该系统由四个部分组成，即柴油机、燃油系统、压气机和涡轮。新鲜空气通过管道 1 被压气机增压后经进气道 2 进入燃烧室，与燃油混合燃烧后产生的废气经排气道 3 进入涡轮做功后经排气管排入大气。燃油系统控制喷入燃烧室的燃油量。

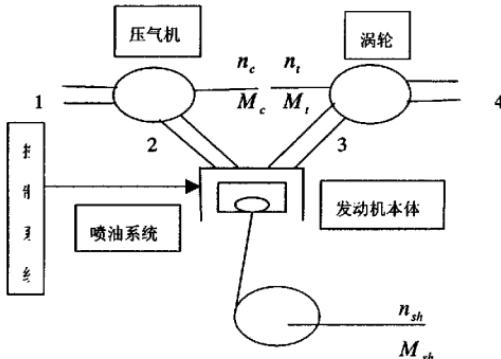


图 5.2 涡轮增压柴油机系统示意图

### 5.2.1 压气机模型

压气机的质量流量  $m_c$ 、效率  $\eta_c$ 、转速  $n$ 、和压比  $\pi_c$  有如下关系： $m_c = f(n, \pi_c)$ ， $\eta_c = f(n, \pi_c)$ 。根据增压器生产厂家提供的压气机特性曲线，可将这两组曲线整理成二维数组存放在计算机内存中，给出压气机的转速  $n$  和  $m_c$  流量，即可得出压气机的压比  $\pi_c$  和效率  $\eta_c$ 、由  $\pi_c$ 、 $m_c$ 、 $\eta_c$ 、 $n$  和  $T_1$ ，根据热力学定律和牛顿定律，可求出压气机出口温度  $T_2$  和压气机消耗的扭矩  $M_c$ ，即

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} [\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1] \right\} \\ M_c &= \frac{1}{\eta_c} \frac{k}{k-1} \frac{30}{m} m_c R T_1 [\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1] \end{aligned} \quad (5-1)$$

式中,  $R$  为气体常数;  $k$  为气体绝热指数;  $T_1$  为环境温度。

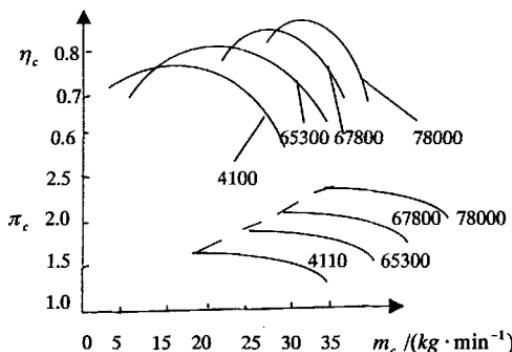


图 5.3 压气机特性曲线 (Garrett T51)

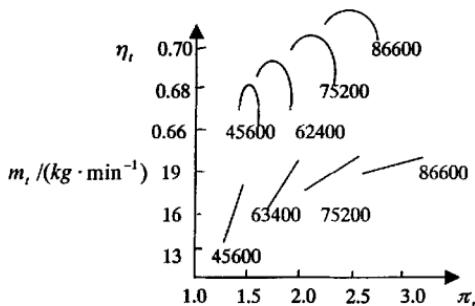


图 5.4 涡轮特性曲线 (Garrett T51)

## 5.2.2 涡轮模型

涡轮的质量流量  $m_t$ 、效率  $\eta_t$ 、转速  $n$  和膨胀比  $\pi_t$  有如下关系:  $m_t = f(n, \pi_t)$ ,  $\eta_t = f(n, \pi_t)$

根据涡轮特性曲线, 采用与压气机相同的处理方法, 即将这两组曲线整理成一维数组存放在计算机内存中, 给出涡轮的转速  $n$  和流量  $m_t$ , 即可得出涡轮的膨胀比  $\pi_t$  和效率  $\eta_t$  由  $m_t$ 、 $\eta_t$ 、 $n$ 、 $\pi_t$  和  $T_3$ , 根据热力学定律和牛顿定律, 可求出涡轮出口温度  $T_4$  和涡轮所发出的扭矩  $M_t$ , 即

$$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_t [1 - (1/\pi_t)^{\frac{k-1}{k}}] \right\}$$

$$M_t = \frac{30}{\pi t} \frac{k}{k-1} m_t R T_3 \eta_t [1 - (1/\pi_t)^{\frac{k-1}{k}}] \quad (5-2)$$

式中, R 为气体常数; k 为气体绝热指数;  $T_3$  燃烧室出口燃气温度。

### 5.2.3 增压器动力学模型

废气对涡轮所做的功一部分用于压气机压缩空气, 另一部分则消耗于摩擦损失(不计散热损失)。得增压器转子扭矩的平衡方程:

$$M_t - M_e - M_f = J_{tc} \frac{\pi}{30} \frac{dn_{tc}}{dt} \quad (5-3)$$

$$M_f = c_1 n_{tc} + c_2 n_{tc}^2 \quad (5-4)$$

式中,  $J_{tc}$  增压器的转动惯量,  $c_1, c_2$  为摩擦系数。

### 5.2.4 发动机模型

(1) 发动机流量 忽略残余废气系数, 进入气缸的气体流量可按下式计算:

$$\begin{aligned} m_2 &= \frac{\eta_v \rho_2 v n_{sh}}{120} ; \rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \\ m_2 &= \frac{\eta_v P_2 v n_{sh}}{120RT_2} \end{aligned} \quad (5-5)$$

式中,  $\eta_v$  为气缸充气效率, 仅是发动机转速的函数, 可由发动机台架实验测得;  $\rho_2$  为气缸空气密度;  $v$  为发动机气缸排量;  $n_{sh}$  为发动机转速;  $P_2$  为增压压力;  $T_2$  增压温度。变截面涡轮增压控制的根本目的是要根据发动机的工作状态提供一定的进气量。发动机的进气量可在确定的发动机工况下, 根据增压压力和温度由式(5-5)估计进气量, 因而也可以通过控制增压压力的方法来控制进气量。

(2) 指示扭矩 指示扭矩按下式计算:  $M_i = \frac{30m_f H_{LHV} \eta_i}{\pi m_{sh}}$  (5-6)

式中,  $\eta_i$  为发动机指示热效率, 发动机转速和燃空比的函数, 可由台架实验测得;  $m_f$  为单位时间喷入气缸内的燃油量;  $H_{LHV}$  为燃油低热值。

(3) 摩擦扭矩 本文不考虑复杂的摩擦扭矩模型, 只采用一个反映平均摩擦压力与转速间函数关系的经验公式:  $p_f = c + \frac{48n}{1000} + 0.4s_p^2$

式中,  $p_f$  为平均摩擦压力;  $s_p$  为活塞平均速度;  $c$  为系数。

$$\text{摩擦损失扭矩 } M_f = \frac{\rho_f v}{4\pi} \quad (5-7)$$

#### (4) 发动机动力学模型

发动机转动的平衡方程:

$$M_i - M_f - M_L = J_{sh} \frac{\pi}{30} \frac{dn_{sh}}{dt} \quad (5-8)$$

式中,  $M_L$  为负载扭矩;  $J_{sh}$  为发动机转动惯量。

通常计算稳定工况时, 将柴油机的燃烧过程作为完全燃烧处理。但是在瞬态工况, 当负荷突然增加时, 缸内过量空气系数急剧下降, 可能出现不完全燃烧现象。因此计算瞬态工况时, 要考虑不完全燃烧的情况。一般是将不完全燃烧的程度与过量空气系数联系起来, 然而究竟产生不完全燃烧的过量空气系数的界限是多少, 至今尚无统一看法。从稳态试验得到的转速、循环喷油量和有效扭矩关系数据插值求得动态工况有效扭矩, 考虑到影响过量空气系数的主要因素是油量和空气量, 油量由发动机工况所决定, 空气量的多少主要取决于增压压力, 所以假定稳态工况有效扭矩与瞬态工况有效扭矩的差别是由增压压力的差别引起的, 得到:

$$\begin{aligned} T_{iqs} &= f(n, q) \\ T_{iq} &= T_{iqs} \frac{p_2}{p_{2s}} \end{aligned} \quad (5-9)$$

式中  $q$  为循环喷油量;  $T_{iqs}$  稳态工况有效扭矩;  $p_{2s}$  稳态工况增压压力;  $T_{iq}$  发动机有效扭矩<sup>[43]</sup>。

### 5.3 涡轮增压柴油机系统的动力学传递函数

#### (1) 增压器的动力学传递函数

$$\text{增压器动力学模型: } M_t - M_e - M_f = J_{tc} \frac{\pi}{30} \frac{dn_{tc}}{dt} \quad (5-3)$$

$$M_f = c_1 n_{tc} + c_2 n_{tc}^2 \quad (5-4)$$

设增压器的有效扭矩为  $M_{tc} = M_t - M_e$

$$\text{有: } M_{tc} - c_1 n_{tc} - c_2 n_{tc}^2 = J_{tc} \frac{\pi}{30} \frac{dn_{tc}}{dt} \quad (5-10)$$

代入增压器转动惯量  $J_{tc} = 4.77$  和摩擦系数  $c_1 = 0.3, c_2 = 0.2$ , 有:

$$M_{tc} - 0.3n_{tc} - 0.2n_{tc}^2 = 0.5 \frac{dn_{tc}}{dt}$$

又由于增压器系统的时滞特性，引入时间延迟环节  $e^{-\tau s}$  ( $\tau = 0.3$ )

利用 MATLAB 中的 Pade 近似技术对时间延迟系统进行更精确的线性化。

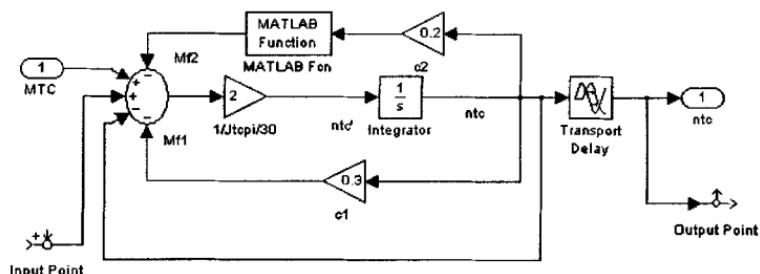


图 5.5 涡轮增压时间延迟系统的 simulink 表示

在框图中不但有输入和输出端子，此外从控制系统工具箱的 Simulink 库中取输入和输出端子连到系统上。在 MATLAB 环境下得出非线性时间延迟涡轮增压系统线性化模型传递函数。

$$\text{所以增压器的动力学传递函数为: } G_{tc}(s) = \frac{-2s + 13.33}{s^2 + 9.267s + 17.33} \quad (5-11)$$

## (2) 发动机的动力学传递函数

$$\text{发动机转动的平衡方程: } M_i - M_f - M_L = J_{sh} \frac{\pi}{30} \frac{dn_{sh}}{dt} \quad (5-8)$$

令:  $T_{iq} = M_i - M_f$  为发动机的有效转矩; 负载扭矩  $M_L = 0$ , 代入转动惯量  $J_{sh} = 7.96$ 。

$$\text{所以发动机的有效转矩动力学传递函数为: } G_{iq}(s) = \frac{n_{sh}}{T_{iq}} = \frac{1}{J_{sh} \frac{\pi}{30} s} = \frac{1.2}{s} \quad (5-12)$$

所以涡轮增压柴油机系统的动力学传递函数

$$G(s) = \frac{-2.4(s - 6.667)}{s(s + 6.667)(s + 2.6)} \quad (5-13)$$

## 5.4 电控变截面涡轮增压柴油机 PID 控制系统仿真

### 5.4.1 稳定边界法的 PID 控制器设计

稳定边界法，是目前应用较广的一种控制器参数计算方法。这种方法基于系统的稳定性

理论。系统闭环特征方程的根（即闭环极点）都在复平面虚轴的左侧时，闭环系统稳定；当闭环特征方程有纯虚根时，系统的根轨迹与虚轴相交，其响应等幅振荡，系统临界稳定。当置 PID 调节器的  $T_I$  等于无穷、 $T_D$  等于零时，增加  $K_p$  值直至系统开始振荡，此时系统闭环极点应在复平面的虚轴上，确定系统闭环根轨迹与虚轴交点，求出交点的振荡角频率  $\omega_m$  及其对应的系统增益  $K_m$ ，则其 PID 调节器参数整定计算公式如表 5-1 所示

表 5-1 稳定边界法 PID 整定公式<sup>[48]</sup>

	$K_p$	$T_I$	$T_D$
P	$0.5 K_m$		
PI	$0.455 K_m$	$0.85 * 2\pi / \omega_m$	
PID	$0.6 K_m$	$0.50 * 2\pi / \omega_m$	$0.125 * 2\pi / \omega_m$

用 MATLAB 编写的求解 PID 控制参数程序见附录

程序执行时，先画出根轨迹(见图 5.6)，并提示用户在图形窗口中选择根轨迹上的一点  
(Select a point in the graphics window)

此时将十字光标放在根轨迹与虚轴的交叉点上并单击，得到结果为：

selected\_point = 0.0503 + 1.8243i

km = 0.8756

pole =

-5.5812 + 0.9567i

-5.5812 - 0.9567i

-0.0523 + 1.9060i

-0.0523 - 1.9060i

wm = 1.9060

Transfer function:

$$\frac{0.3568S^2 + 0.8659S + 0.5254}{1.648S}$$

Kp3 = 0.5254; Ti3 = 1.6483; Td3 = 0.4121

求得 PID 控制参数：kp=Kp3=0.5254; ki=Kp3/Ti3=0.3187; kd=Kp3\*Td3=0.2165

由 kp、ki、kd 及 (3—15) 式，求得增量式 PID 控制参数：A=1.0618; B=0.9606; C=0.2176 (T=1)  
从图 5.7 系统的单位阶跃响应看到，PID 控制涡轮增压闭环系统是稳定的，存在较小的振荡和超调量以及较短的过渡时间。

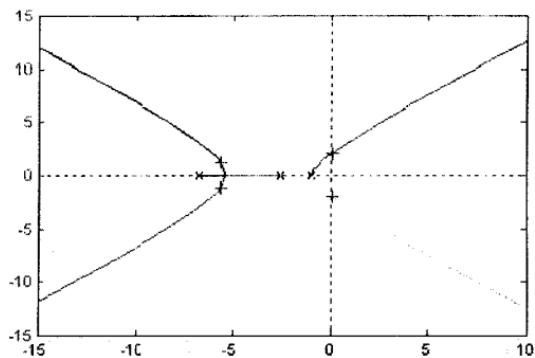


图 5.6 涡轮增压系统闭环根轨迹

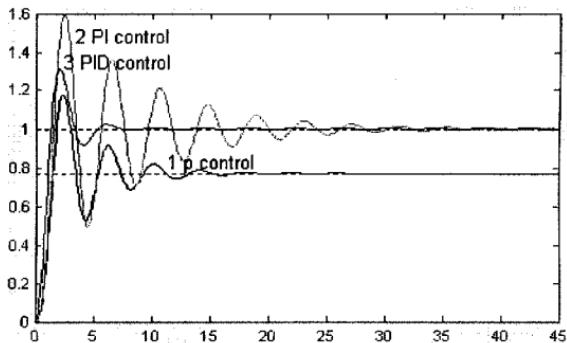


图 5.7 PID 控制涡轮增压闭环系统单位阶跃响应

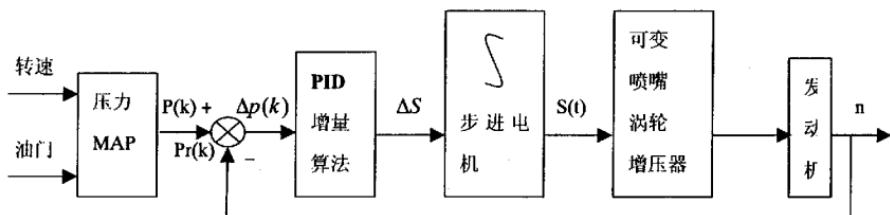


图 5.8 增量式 PID 控制系统构成图

### 5.4.2 电控变截面涡轮增压柴油机控制系统的组成

采用可变喷嘴涡轮增压器的优势是可以在各种工况下自由控制发动机的进气压力，从而控制进气量。控制算法采用以增压压力为控制目标的数字 PID 控制，考虑到执行器为步进电机，采用增量式 PID 算法。该算法根据发动机转速和油门位置得出目标增压压力值，然后与实际压力值相比较，进行增量式 PID 算法的控制。其控制系统构成如图 5.8 所示。

### 5.4.3 电控变截面涡轮增压柴油机控制系统仿真分析

(1) 用 MATLAB 提供的 SIMULINK 环境完成柴油机动力系统的建模如图 5.9 所示。阶跃函数和斜坡函数分别模拟柴油机有效扭矩和负载扭矩，设定各参数后，可获得仿真结果，如图 5.10 所示。尽管柴油机有效扭矩( $T_{tq}=12$ )为常值，但随着负载扭矩(slope=0.35)的逐渐加大，柴油机转速增到最大值后减小。

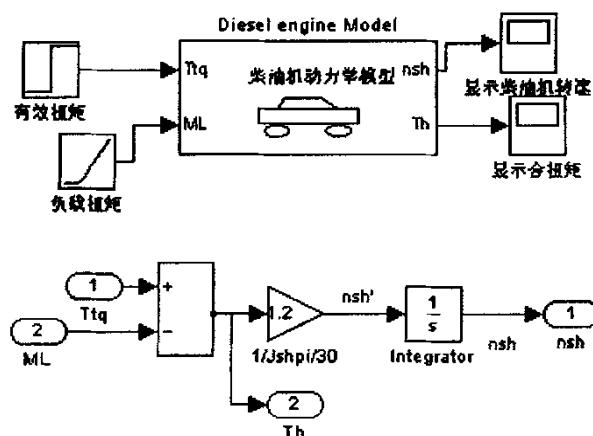


图 5.9 柴油机动力学模型及子系统

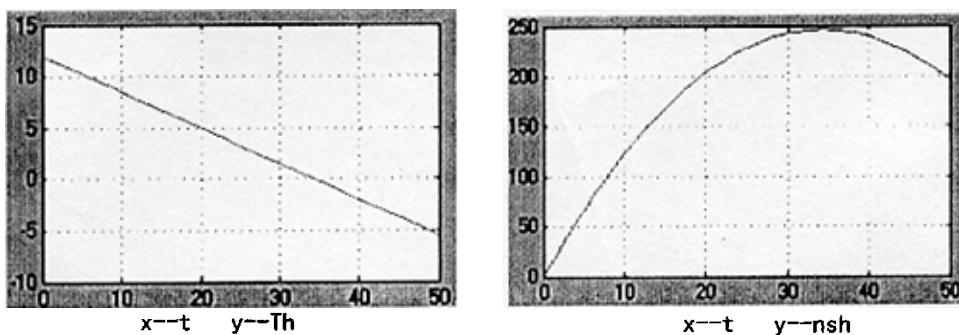


图 5.10 非增压条件下柴油机扭矩及转速仿真结果

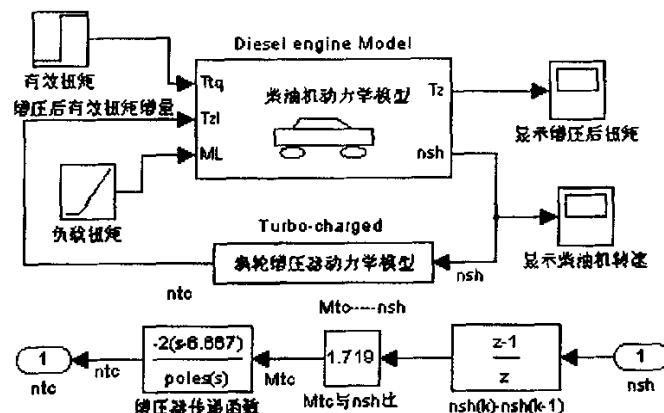


图 5.11 增压柴油机动力学系统模型及增压器模型子系统

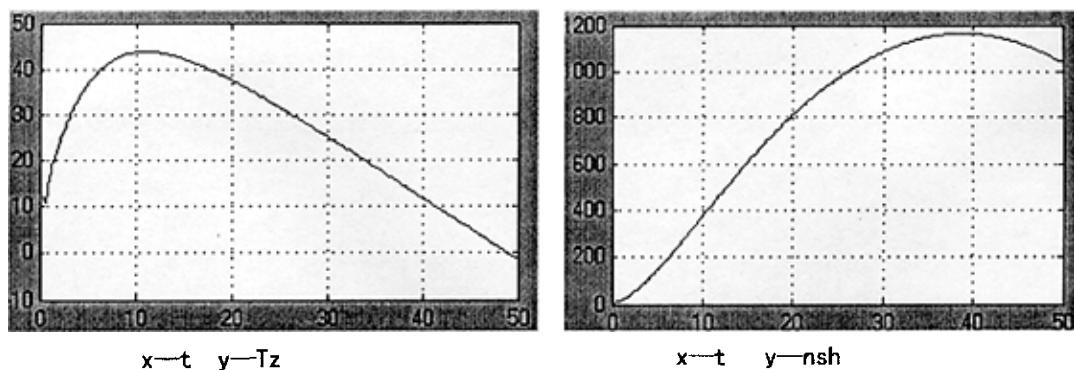
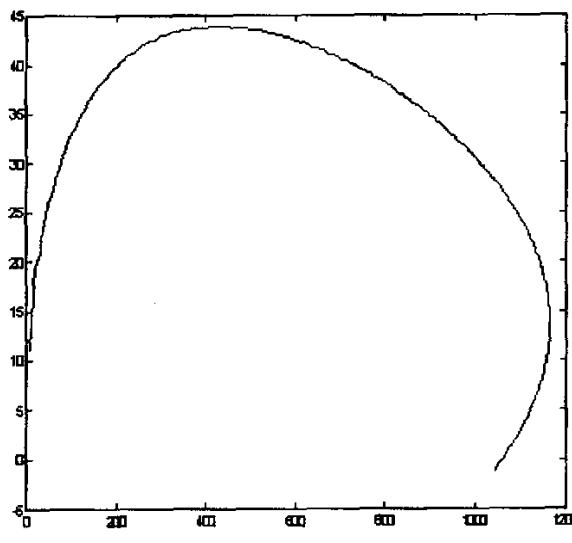


图 5.12 增压柴油机增压后转矩及转速仿真结果



x—nsh (柴油机转速) y—Tz (柴油机增压后转矩)

图 5.13 增压柴油机增压后转速及转矩关系

(2) 在相同的仿真环境和条件下，建立增压柴油机动力学系统模型，如图 5.11 所示。

比较图 5.10 和图 5.12 可以看出，在相同的仿真时间、相同的有效扭矩和负载扭矩下，增压后柴油机的转矩及转速都提高了，这验证了增压柴油机能够有效地提高发动机的转矩和功率。用 MATLAB 语句进一步作出转速和转矩( $n_{sh}$ — $T_z$ )关系图，如图 5.13 所示。从图可以看到，一定功率下，随着转速的升高转矩减小。这验证了，柴油机功率一定下，转速和转矩成反比的关系。但低速情况下，转矩过低，暴露了涡轮增压柴油机的故有缺点。

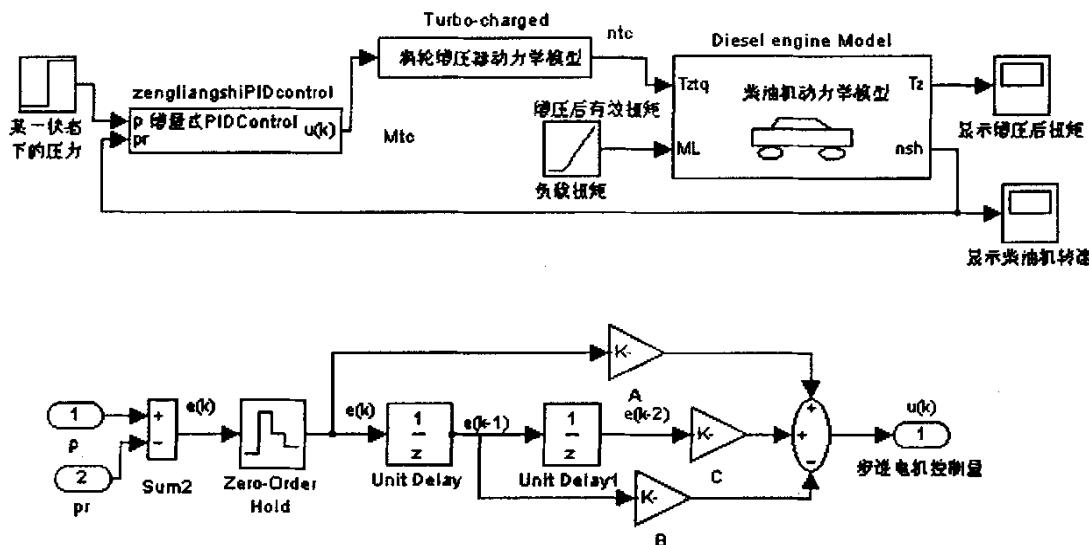


图 5.14 增量式 PID 控制变截面涡轮增压柴油机动力学系统模型及 PID 控制器子系统

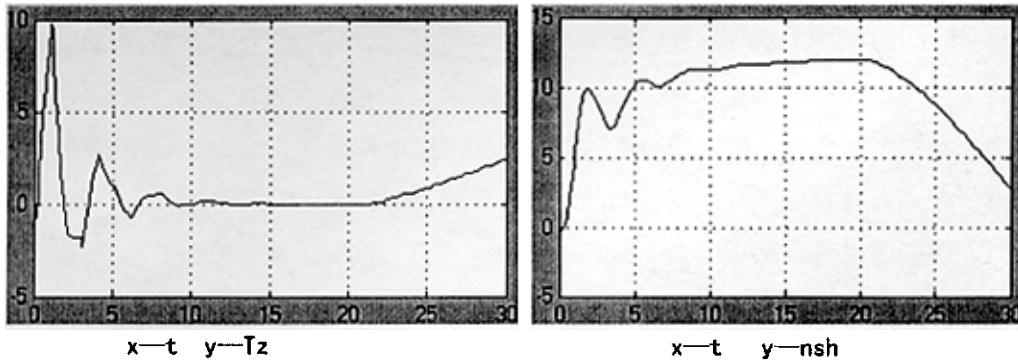


图 5.15 增量式 PID 控制变截面涡轮增压柴油机增压后转矩及转速仿真结果

(3) 当负载增加，发动机低速运转时，涡轮增压柴油机的转矩过低，为了克服这一缺点，采用增量式 PID 控制器驱动步进电机，调节涡轮喷嘴环，改变增压器截面。（设柴油机转速  $n_{sh}$  到对应  $n_{sh}$  的压力  $pr$  之间的比例系数为一；增压器转速  $ntc$  到对应  $ntc$  的柴油机增压扭矩  $T_{ztq}$  的之间的比例系数为一）建立增量式 PID 控制变截面涡轮增压柴油机动力学系统模型，如图 5.14 所示。时间  $t=0$  时，给柴油机加油，对应一个压力，相当于给仿真模型输入阶跃信号，从图 5.15 中的仿真结果可以看到，可变截面增压柴油机的瞬态特性变好。 $t=20$  时，用斜坡函数模拟负载转

矩输入扰动，可以看到柴油机的转速减小，但在增量式 PID 控制器的作用下，柴油机的转矩增大，这说明采用可变截面增压后，柴油机的低速扭矩特性也得到良好的改善。

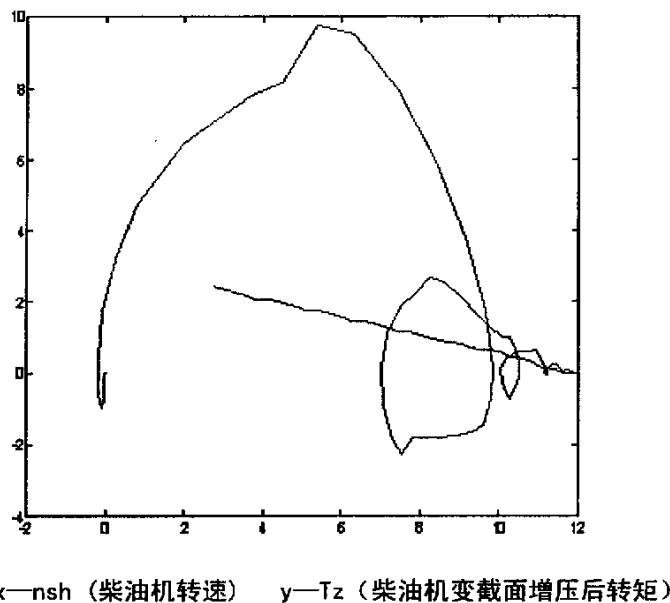


图 5.16 增量式 PID 控制变截面涡轮增压柴油机增压后转矩及转速关系

通过在 MATLAB/SIMULINK 环境下，建立变截面涡轮增压柴油机、增压柴油机和柴油机的动力学模型并对其进行仿真分析，我们看到对比无调节的涡轮增压柴油机，采用增量式 PID 控制变截面涡轮增压系统，在瞬态工况下，响应迅速，抗干扰性强，从而可以改善柴油机加速冒烟的状况，在柴油机低速运转时，能提供合适的增压压力，从而改善涡轮增压柴油机的低速扭矩特性。所以，可以通过 MATLAB/SIMULINK 仿真来研究变截面涡轮增压系统的控制方法及其可行性，并可以在不同的工况下，确定不同的 PID 控制参数值，用计算机进行控制时，就可以根据工况点来查参数值。所以利用适当简化的数学模型，建立起来的增压柴油机准线性模型能满足动态仿真的实时性要求，并具有某些非线性模型的优点。在 MATLAB/SIMULINK 环境下对涡轮增压柴油机进行动态仿真具有方便快捷等特点，仿真结果对增压系统，特别是电控柴油机控制系统参数的调整具有指导意义。

## 结论

通过在 MATLAB/SIMULINK 环境下，建立变截面涡轮增压柴油机的动力学模型并对其进行仿真分析，我们看到采用增量式 PID 控制变截面涡轮增压系统，在瞬态工况下，响应迅速，抗干扰性强，从而可以改善柴油机加速冒烟的状况，在柴油机低速运转时，能提供合适的增压压力，从而可以改善涡轮增压柴油机的低速扭矩特性。可见，采用电控变截面涡轮增压系统，可以根据发动机的工况调节涡轮的流通面积，对于改善常规涡轮增压器的缺陷是很有成效的。本文主要从事如下一些工作：

(1) 对变截面涡轮增压器与柴油机的匹配要求作了说明，分析了变截面涡轮增压器的喷嘴环叶片转角与发动机各参数的关系。

(2) 介绍了 PID 控制方法及适合于对变截面涡轮增压器进行控制的数字增量式 PID 控制法。

(3) 介绍了计算机仿真技术及 MATLAB 仿真工具。MATLAB 非常适用于控制理论的探讨与仿真试验的研究，其中 SIMULINK 是一个进行动态系统建模、仿真和综合分析的集成软件包。从分析研究角度讲，SIMULINK 模型不仅能让用户知道具体环节的动态细节，而且能让用户清晰地了解各器件、各子系统、各系统间的信息交换，掌握各部分之间的交互影响。

(4) 阐述了变截面涡轮增压柴油机的工作原理并对其模型进行了系统描述，建立了涡轮增压柴油机系统的动力学模型。通过稳定边界法设计 PID 控制器，在 MATLAB/SIMULINK 仿真环境下对涡轮增压柴油机系统的动力学模型进行仿真分析。验证涡轮增压柴油机系统的性能以及采用电控变截面调节以后，对于柴油机性能的改善。

(5) 利用 MATLAB 仿真工具对增压器的非线性动力学模型进行线性化处理，利用适当简化的方法，建立的变截面涡轮增压柴油机准线性模型，在 SIMULINK 仿真环境下能满足动态仿真的实时性要求，方便快捷地分析仿真结果。可以通过仿真来研究变截面涡轮增压系统的控制方法及其可行性，并可以为不同的工况，确定不同的 PID 控制参数。通过仿真来研究电控变截面涡轮增压系统对增压柴油机的理论研究和现实应用都具有指导意义。

该仿真系统虽然能够反映变截面涡轮增压柴油机的动力学特性，为改善常规涡轮增压器的缺陷提供控制方法、优化控制参数，但仍然有需要完善的地方。首先，仿真参数的扩充，衡量变截面涡轮增压柴油机性能的指标除扭矩、功率外，还有烟度、耗油特性等。将这些参数列入仿真内容将使仿真更全面地反映变截面涡轮增压柴油机的动力学特性。其次，提高仿真的精度，以使提供的控制参数更具有实用价值。

## 参考文献：

- [1] 朱人鑫, 涡轮增压与涡轮增压器, 机械工业出版社, 176~330 1992. 11
- [2] 上海内燃机研究所, 增压与增压器译文集, 上海科学技术文献出版社, 1980. 10
- [3] K.齐纳, 内燃机增压与匹配—理论、计算及实例一, 国防工业出版社, 1982. 7
- [4] 沈权, 内燃机增压技术, 中国铁道出版社, 1990. 11
- [5] 袁玉和, 夏有禹, 高广有, 车辆用涡轮增压器, 国防工业出版社, 1990. 8
- [6] 王银燕, 滕万庆等, 采用电子控制系统的涡轮增压柴油机的模拟研究, 船舶工程, 1998. 2
- [7] 邱冬, 赵金印, 周海, 应用系统工程方法改善增压柴油机性能的探索, 大连理工学报, 1996, 9
- [8] 王思华, 周明等, 可变喷嘴涡轮增压器电控系统的设计与匹配, 内燃机学报 2002. 6
- [9] 张晋东, 李洪武, 车用柴油机涡轮增压技术的新发展, 车用发动机, 2002. 2
- [10] 刘淑艳, 黄佑生, 郑令仪, 提高涡轮增压柴油机匹配性能的新方案, 内燃机工程, 1994, 4
- [11] 张然治, 任继文, 岳云, 对带废气放气阀涡轮增压器应用分析, 车用发动机, 1997. 4
- [12] 曲秀华, 车用涡轮增压柴油机低速和加速性能研究分析, 重型汽车, 1998. 4
- [13] H.Ogawa, M.Hayash, M.Yashiro, 重型汽车可调喷嘴涡轮增压系统连续反馈控制的发展, 车用发动机, 1998.1
- [14] 张汝坤, 可变涡轮增压技术及其实验研究, 汽车技术, 2000. 2
- [15] 邓康耀, 朱义伦等, 涡轮增压柴油机废气再循环系统的发展, 车用发动机, 2000.10
- [16] 顾宏中, 杨世友, 郭中朝, 车用柴油机涡轮增压系统的选型, 车用发动机, 1998
- [17] 翁祖亮, 内燃机产业关键技术分析, 内燃机工程, 1999.2
- [18] 张江城, 顾宏中, 涡轮增压系统在多缸发动机中的应用, 中国造船, 1999.8
- [19] 吕植中等, 493ZQ 柴油机匹配气波增压器的研究, 内燃机学报, 2001. 1
- [20] 朱小慧, 顾宏中, 大功率高增压柴油机 MIXPC-Scaby 增压系统的研究, 船舶工程, 2000. 4
- [21] 朱小慧, 顾宏中, 车用涡轮增压柴油机 VVE 系统的模拟研究, 车用发动机, 2001. 4
- [22] 邓康耀, 朱义伦等, 增压柴油机实现废气再循环(EGR)系统的模拟计算研究, 内燃机学报, 2001. 2
- [23] 景国辉, 安士杰, 涡轮增压柴油机水下工况的研究, 中国造船, 2001. 9
- [24] 杨林, 顾宏中, 230 柴油机超高增压选型研究, 中国造船, 1999. 2
- [25] 姜水生, 潘秀明等, 493 柴油机增压前后对比分析, 内燃机工程, 1999. 1
- [26] 钱兴华, 行驶风对机车柴油机增压压力影响的探讨, 内燃机车, 1998. 7
- [27] 沈颖刚, 何保红等, 大气压力对涡轮增压柴油机燃烧过程影响的试验研究, 内燃机, 2002. 3
- [28] 朱会田, 彭生辉等, 车用汽油机废气涡轮增压存在障碍及对策, 小型内燃机与摩托车, 2002. 4

- [29] 朱梅林, 黄贤斌等, 改善大功率涡轮增压柴油机性能的研究, 华中理工大学学报, 1994. 9
- [30] 杨世友, 顾宏中, 郭中朝, 大功率 16 缸柴油机采用相继涡轮增压系统的模拟计算与研究, 2002. 3
- [31] 肖 民, 姚寿广, 涡轮增压柴油机图形化循环模拟技术研究, 华东船舶工业学院学报 2003. 6
- [32] 王应红, 郑国璋, 废气涡轮增压与发动机匹配的理论计算研究, 内燃机 2004. 2
- [33] 江光讯, 朱梅林等, 改善车用增压柴油机低速扭矩特性的技术途径, 柴油机设计与制造 2003. 2
- [34] 郝利君, 张焕新等, 电控可调涡轮增压天然气发动机开发, 汽车工程 2003. 6
- [35] 王恩华, 周明等, 基于 PID 单片机的变喷嘴涡轮增压器电控系统设计, 内燃机工程, 2003. 1
- [36] 段树林, 欧阳明高等, 16V204ZJD 涡轮增压柴油机动态过程的实时仿真, 武汉交通科技大学学报 1999. 6
- [37] 段树林, 欧阳明高, MATLAB/SIMULINK 在涡轮增压器动态特性仿真中的应用, 大连铁道学院学报, 1999. 12
- [38] 龚振青, 周明等, 车用柴油机可变截面涡轮增压器控制系统研究, 汽车工程 2001. 4
- [39] 左承基, 欧阳明高等, 发动机台架试验的动态仿真, 车用发动机, 1997. 3
- [40] 郭林福, 马朝臣等, 可变几何涡轮增压器与发动机稳态匹配模型的研究, 内燃机学报, 2003. 2
- [41] 段树林, 欧阳明高, 涡轮增压柴油机动态仿真的研究, 大连海事大学学报, 1999. 2
- [42] 陈 策, 毕小平等, 涡轮增压柴油机平均参数模型及其仿真, 车用发动机 2000. 10
- [43] 毕小平, 欧阳明高, 孙鸿等, 一个车用增压柴油机的实时动态仿真模型, 内燃机工程, 2000. 2
- [44] 姚锡凡, 用 MATLAB 语言设计铸造设备控制系统, 铸造技术, 2001.1
- [45] 薛定宇, 陈阳泉, 基于 MATLAB/Simulink 的系统仿真技术与应用, 清华大学出版社, 339~350 2002.4
- [46] 张志涌, 精通 MATLAB 6.5, 北京航空航天大学出版社, 360~438 2003.1
- [47] 陶永华, 新型 PID 控制及其应用, 机械工业出版社, 1~10 2002.11
- [48] 黄忠霖, 控制系统 MATLAB 计算及仿真, 国防工业出版社, 394~417 2003.4
- [49] Moody Joseph F, Variable Geometry Turbocharging with Electronic Control, SAE860107
- [50] Zhang Hong , Ma Chao-chen , Development of Turbocharger for Improving Diesel Engine Matching performance , Journal of Beijing Institute of Technology , 2002.Vol.11, No.2
- [51] YoshiharnHort , MizuhaoFukuda , Yochikobayashi , Computer Simulation of Vehicle Fuel Economy and Performance[c].SAE paper860364,1986

## 附录

用 MATLAB 编写的求解 PID 控制参数程序如下：

```
function [Gc,Kp,Ti,Td]=Zn02(PID,G)
Kp=[];Ti=[];Td=[];
rlocus(G);
[km,pole]=rlocfind(G)
keyboard
wm=imag(pole(3))
if PID==1,
    Kp=0.5*km;
elseif PID==2,
    Kp=0.455*km;
    Ti=0.85*2*pi/wm;
elseif PID==3,
    Kp=0.6*km;
    Ti=0.5*2*pi/wm;
    Td=0.125*2*pi/wm;
end
```

调用 Zn02 程序求取变截面涡轮增压系统 PID 控制参数

```
G1=tf([-2,[1 2.6]);G2=tf([1-6.667],[1 6.667]);
```

```
G3=tf(10,[1 2 1]);G=G1*G2*G3;
```

```
[Gc1,Kp1]=Zn02(1,G)
```

```
Select a point in the graphics window
```

```
selected_point =
```

```
0.0178 + 2.0031i
```

```
km =
```

```
1.0246
```

```
pole =
```

```
-5.6538 + 1.1648i
```

## 附 录

---

-5.6538 - 1.1648i

0.0203 + 2.0012i

0.0203 - 2.0012i

K>> return

wm = 2.0012

Gc = 0.5123

Gc1 = 0.5123

Kp1 = 0.5123

[Gc2,Kp2,Ti2]=Zn02(2,G)

Select a point in the graphics window

selected\_point =

0.0503 + 2.0946i

km =

1.1514

pole =

-5.7103 + 1.3062i

-5.7103 - 1.3062i

0.0768 + 2.0743i

0.0768 - 2.0743i

wm =

2.0743

Transfer function:

1.349 s + 0.5239

---

2.575 s

Kp2 = 0.5239

## 附录

---

Ti2 = 2.5748

[Gc3,Kp3,Ti3,Td3]=Zn02(3,G)

Select a point in the graphics window

selected\_point = 0.0503 + 1.8243i

km = 0.8756

pole =

-5.5812 + 0.9567i

-5.5812 - 0.9567i

-0.0523 + 1.9060i

-0.0523 - 1.9060i

wm =

1.9060

Transfer function:

0.3568 s^2 + 0.8659 s + 0.5254

---

1.648 s

Kp3 =

0.5254

Ti3 =

1.6483

Td3 =

0. 4121

Gcc1=feedback(G\*Gc1,1);step(Gcc1);hold on

Gcc2=feedback(G\*Gc2,1);step(Gcc2);

Gcc3=feedback(G\*Gc3,1);step(Gcc3);

gtext('1 p control'),

gtext('2 PI control'),

gtext('3 PID control')

## 致 谢

---

时光荏苒，转眼之间，二年紧张而又充实的研究生生活即将结束。回首已过去的二年里，导师宋蛰存教授在各方面都给予了我悉心指导，为我创造了良好的学习环境和科研机会，使我在学习中不断成长，一步一步引导我学会分析问题，解决问题。他平易近人、坦率真诚、诲人不倦，使我终生难以忘怀。

我要特别感谢那些曾经支持帮助过我的老师和同学。他们是自动化教研室的韩玉杰教授、王矛棣教授、周杰、王宇嘉、蓝柳根等同学。在这里我要向他们致以诚挚的谢意和衷心的祝福！

最后，感谢对论文给予评审的各位专家和老师！