

摘要

能源匮乏和环境污染是当今世界各国所共同面对的两大难题，开发高效、清洁柴油机是内燃机研究的关键课题。传统废气涡轮增压器很难同时兼顾高速、低速柴油机工况，同时存在着部分负荷经济性和加速性能差等问题。复合涡轮增压系统可以在全工况范围内实现与柴油机的良好匹配，改善柴油机的动力性、经济性和排放，在国内外受到普遍关注。

本文首先利用 GT-power 软件建立了复合涡轮增压柴油机仿真模型，并进行数值模拟研究。模拟结果表明，复合涡轮增压能够改善发动机低速、高速动力性和经济性。同时，通过数值模拟得到了复合涡轮增压系统中进气旁通阀和废气旁通阀的控制策略，为试验提供了参考。

对复合涡轮增压系统进行了选配，在发动机台架上进行了复合涡轮增压的试验研究。基于燃油经济性最优原则进行了高压级增压器的匹配。对确定的复合涡轮增压方案进行了不同转速和负荷的控制策略研究，研究了废气旁通阀和进气旁通阀开度对发动机性能的影响，确定了全工况内废气旁通阀和进气旁通阀开度控制 MAP。复合涡轮增压控制优化后的试验结果表明，采用本研究设计的复合涡轮增压系统，可以大幅提高柴油机的低速和高速扭矩，在较大的工况范围内改善发动机的经济性，有效降低污染物排放。

关键词： 柴油机 复合涡轮增压 性能 排放

ABSTRACT

Energy lacking and environment pollution are two problems that all countries in the world are confronted with today, developing high-efficient and clean engine is the pivotal task in the Engine research. The traditional turbocharger cannot match well with engine at all low speed and high speed conditions. At the same time the economic performance at sub load and acceleration characteristic is poor. The compound Turbocharger can match well with engine in low and high speed, improve transient performance and economy of diesel engine. The compound Turbocharger in light-duty (LD) diesel engines has become a major concern at home and abroad.

This research firstly established a compound Turbocharger Diesel engine model with GT-power .The simulation investigation has been carried out. The simulation results show that the power and fuel economy at low and high speed improved obviously with the compound turbocharger. The control MAPs of the exhaust bypass valve and the intake bypass valve have been obtained, which can also provide a reference for experiment.

The research designed the compound turbocharger system first and the experimental investigation has been carried out. Then, the high-pressure turbocharger of the compound turbocharger was chose based on the fuel economy. The control MAPs of exhaust bypass valve and intake bypass valve have been obtained through the optimal experiment in all operation. At last, the performance and emissions of the compound turbocharger diesel engine with the control MAPs have been investigated. The results show that the developed compound turbocharger system can increase the torque at low and high speed, improve the fuel economy and reduce pollutant emission greatly.

KEY WORDS: Diesel engine, the compound turbocharger, Performance, Emission

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得天津大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名：刘潜 签字日期：2009 年 6 月 4 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。特授权 天津大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

(保密的学位论文在解密后适用本授权说明)

学位论文作者签名：刘潜

导师签名：李命发

签字日期：2009 年 6 月 4 日

签字日期：2009 年 6 月 4 日

第一章 绪论

1.1 引言

柴油机自 1897 年被鲁道夫·狄塞尔发明以来至今的 100 多年里,其动力性,经济性和排放性能取得了长足的进步,柴油机作为一种动力机械具有热效率高,有害气体排放较少等优点。

柴油机已被广泛应用于交通工程机械,矿山机械和农用机械等领域。船舶动力装置中,使用柴油机作为动力的占 95%以上,目前德国、日本等国在重型和中型载重汽车上全采用高效率的直喷式柴油机,而且相当部分的轻型载重汽车和小型轿车也装用柴油机。我国的柴油车发展相对较晚尤其是轿车用柴油机尚处于起步阶段,发展空间广阔。中国柴油乘用车的市场占有率目前虽然相对较低,但是发展前景广阔。车用柴油化已经发展成为不可逆转的国际潮流, Springer 等人认为车用内燃机已进入了柴油机时代^[1-3]。

但是随着保有量的大幅度增加,柴油机也给社会和自然环境带来了许多尖锐的问题和矛盾。

一方面,柴油机消耗的主要是从石油资源中提炼的柴油,而石油是不可再生资源。根据现在全世界每年的石油资源消耗率来看,全世界石油资源的探明储量将在未来的几十年内消耗殆尽。这使得全球范围内的能源危机问题日益突出。由于发动机的燃油消耗在能源消耗中占有举足轻重的地位,所以降低发动机油耗一直是共同关注的问题。世界各国也都在降低发动机的油耗,提高其经济性和热效率方面开展了大量的研究工作。

另一方面,柴油机排出的废气是大气污染的主要来源之一。内燃机的转速一般较高,在极短的时间内燃料和空气不可能完全混合均匀,因而燃料在缸内不可能完全燃烧,排气中不可避免的会产生不完全燃烧的产物 CO 甚至完全未燃的碳氢化合物(HC)。同时由于缸内燃烧温度较高,最高燃烧温度达到 2000℃以上,使氮气氧化成各种氮氧化物。柴油机中缺氧的燃料在高温高压环境下会发生裂解,脱氢最后生成碳烟粒子,以这些碳烟粒子为核心最终形成了柴油机的另一重要排气污染物—微粒(PM)。对柴油机而言,随着燃烧系统的改进,CO 和 HC 的排放指标比较容易达到,因此柴油机最主要的污染物为 NO_x 和 PM。柴油机的 PM,粒度较小,可长期悬浮于空气中而不沉降,深入肺部造成机械性超负荷,

损伤肺内各通道的自净机制。碳粒上还吸附有硫酸盐及多种有机物质,具有不同程度的诱变和致癌作用。 CO_2 原本并不被认为是一种污染物,但由于含碳化石燃料的大量使用,已经使大气中的 CO_2 体积分数从工业时代的 2.8×10^{-4} 增加到现在的 3.6×10^{-4} 左右,加剧了温室效应。因而限制 CO_2 的排放量也被一些工业先进国家写入了排放法规^[4]。减少 CO_2 的排放的同时不降低发动机的功率,这也是对柴油机经济性提出的更高要求。

能源和环境两大主题让我们对内燃机的关注从动力性扩展到包括经济性和排放性能的更大领域,这也对内燃机工作者提出了更大的挑战。回顾内燃机的发展历程,废气涡轮增压技术一直伴随着内燃机技术的发展,废气涡轮增压系统中的一些新技术已成为满足发动机动力性、经济性和排放性能的关键技术^[5-9]。

1.2 内燃机增压技术

所谓内燃机增压,就是空气被预先压缩然后再进入气缸,以提高进气空气密度,增加进气量,从而在内燃机结构及发动机排量等技术参数保持不变的情况下有效提高内燃机功率和扭矩输出的一项技术。因此,在现代内燃机领域,增压技术已经成为发动机有效的强化手段得到广泛应用。同时,增压技术的应用可有效的改善内燃机的燃油经济性,降低废气污染的排放。

内燃机增压按压气机驱动方式的不同,可以分为机械增压、气波增压和废气涡轮增压三种方式。

机械增压是最早也是最原始的增压方式,它是一种通过发动机曲轴直接驱动压气机、以达到增加进气压力的增压方式。机械增压的特点是能有效提高发动机功率,具有良好的低速增压效果,发动机的加速响应性好,而且增压器与发动机容易匹配,结构紧凑。但是,由于驱动增压器消耗发动机功率,影响发动机的燃油经济性,且高速时增压器的噪声大,增压器的使用寿命较短,因而限制了机械增压方式的发展。机械增压其增压压力一般不超过 0.17MPa ,否则压气机消耗功率过大,使整机的机械效率下降,导致燃油消耗率增加过多。

气波增压是一种利用排气压力波动效应使空气受到压缩,以提高进气压力的增压方式。气波增压的特点是低速扭矩特性良好,而且气波增压器结构简单,加工方便,工作温度不高,不需要耐热材料,也无需冷却,但是气波增压器体积较大,噪声水平也比较高,在发动机上的安装位置受到一定限制。目前,气波增压方式只是在低速范围内使用。

废气涡轮增压是目前车用发动机广泛采用的一种增压方式。它是将发动机排出的废气引入涡轮机,利用废气携带的能量推动涡轮旋转,从而驱动与涡轮机同

轴相连接的压气机工作,实现对进气空气压缩。由于增压器与发动机无机械驱动联系,而且充分利用排气能量,因此,这种增压方式的发动机其经济性比机械增压和非增压发动机都要好,并能大幅降低有害气体的排放和噪声水平。但是,由于涡轮机是流体机械,发动机负荷转速发生变化时,瞬态响应性较差,从而影响汽车的加速性能^[10-15]。

1.2.1 常规废气涡轮增压发动机中所存在的问题

常规废气涡轮增压发动机普遍存在着以下几个问题^[16]:

- 1.低速转矩不足;
- 2.低速和部分负荷时经济性差;
- 3.起动、加速性能差,瞬态响应性迟缓,冒烟严重。

这些问题的原因分析如下:废气涡轮增压器和柴油机匹配时,由于柴油机是容积式机械,活塞往复运动使其工质的流动是脉动间歇的,而涡轮增压器是叶片机械,其工质的流动是连续而相对稳定的。另外,柴油机与增压器之间只有气动连接,与机械连接相比响应速度要慢。因此,废气涡轮增压器与柴油机的匹配从工作原理上就具有不稳定且反应迟缓的特性。车用柴油机要求能够在很宽的转速和转矩变化范围内工作。但是,柴油机的输出功率在很大程度上依赖于增压器所能够供给它的空气量,而常规增压器所能供给的空气量又依赖于柴油机当时的转速。这样,当柴油机在起动或低速下运行时,由于排气能量不足,使增压器偏离设计工况点工作、效率显著下降、增压压力下降、空气量不足、燃烧状况恶化,从而使柴油机的油耗上升、碳烟排放增加、转矩下降。如果将柴油机与增压器的匹配点选在低速,则当柴油机在高速工况工作时,又容易发生增压压力过高,柴油机热负荷和机械负荷过高的情况。当柴油机在加速或变工况时,由于气动连接的特性及增压器转子的惯性,增压压力不能立即跟上,使得增加喷射的燃油燃烧所需要的瞬时空气量与当时的实际供气量之间存在巨大差异,混合气过浓,燃烧状况恶化,致使柴油机严重冒烟、加速时间延长^[17,18]。

1.2.2 改善以上问题的措施

1.高速工况放气系统^[19]

高速工况放气又称放气阀调节系统,是改善车用增压柴油机低速工况的最常用措施。为了确保低速性能,放气点一般选在转速高于最大转矩转速,柴油机在高速工况工作时,通过旁通放气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。这种系统的结构简单可靠,但由于其采用低速匹配的特点,在高转速工况下放走了一部分废气,造成了排气能量损失,牺牲了增压

器的效率，且排气背压较高，使柴油机在高速工况下的油耗有所增加。

2.低工况进排气旁通系统

进排气旁通系统的原理是当柴油机低速运行时，增压空气绕过气缸，直接进入涡轮前的排气管，由于流道缩短以及流通阻力明显减少，气体流量增大，涡轮做功能力增强，因而可以提高增压压力。这样可以避免低工况的喘振，改善发动机低速工况性能，如利用废气余热对旁通的空气加热效果会更好。德国MTU公司396柴油机就采用了该系统以改善低速工况性能。但是该系统控制调节部分的难度大，主要应用于大功率高增压柴油机。

3.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，其原理是把带旁通放气阀的增压器的转子总成和一台电机相连接，以便废气能量不足时用电机带动增压器转动来提高加速时的运转速度，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供气的速度时，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，以限制增压器的最高转速。该系统允许电机在发动机高速范围内成为发电机，使发动机废气中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的方面。该系统可显著改善发动机的低速特性，特别是启动性能，消除涡轮滞后，大大减少车辆启动时的有害排放，改善油耗，比较适用于城市客运车辆。

4.气体引射涡轮增压系统

气体引射涡轮增压器^[20]是由美国热力机械公司研制出来的，这种增压器主要是利用排气能量改善压气机和涡轮效率，实现压气机无喘振工作，进而改善发动机低速转矩和油耗，同时还能保持高速时的标定功率^[10]。美国陆军的VH8.6L柴油机上使用这种增压系统，低速转矩提高了15%，且油耗有所下降。这种系统的研究还处于初始阶段，其前景还取决于今后的发展。

5.可变几何涡轮增压系统 (Variable Geometry Turbine)^[21]

按照改变涡轮流通截面方式的不同，该系统也有多种形式，最基本的有移动套式和可变喷嘴式。经过多年的发展，可变喷嘴涡轮 (Variable Nozzle Turbine, 简称VNT)增压系统获得了多方面的良好评价和较广泛的应用^[22]。该系统的核心技术是通过改变喷嘴环叶片的转角位置来改变涡轮流通面积，进而控制增压器转速和增压压力。在发动机低速时，通过减小涡轮流通截面积而使增压压力提高，从而改善发动机的低速特性；在发动机高速时，逐渐增大涡轮流通截面积，比普通(截面不可调)涡轮增压器的增压压力小，使增压器不至于超速，发动机的爆发压力不至于过大，同时还不会损坏高工况时发动机的经济性。该系统还能扩大低

油耗运行区，提高发动机的加速性和瞬态响应性^[23]。因此，可变喷嘴涡轮增压系统是车用发动机涡轮增压系统中较理想的一种方案，同时还具有结构紧凑，匹配方式灵活，增压系统改动少，控制方式简单等优点，能基本解决增压器与柴油机的匹配中存在的问题，因而极具吸引力^[24]。随着增压器材料、生产工艺水平和控制系统性能的提高这种增压系统的应用必将得到进一步应用。

6. 复合涡轮增压系统

随着增压技术的发展，未来车用柴油机对增压系统有了更高的要求，比如：在低转速大负荷要求达到很高的压比，在柴油机高速时压比又不至于超出极限，同时增压压比在一定范围内可调节。

复合涡轮增压和现在广泛使用的可变几何涡轮增压器比较起来，它存在着如下的优点：

- a. 最高压比提高，可使柴油机升功率大幅提高；增压系统总效率较高。
- b. 调节的流量范围更大，在转速很宽的条件下，压比特性更好。
- c. 单台增压器的设计与制造简单，且不涉及可变截面涡轮增压器的专利问题。

正是由于上述原因，越来越多的企业或研究机构开展了复合涡轮增压系统的研究。

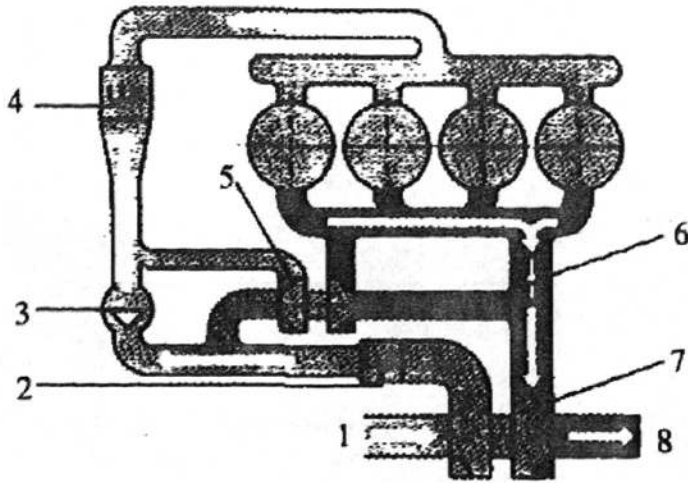
1.2.3 国内外复合涡轮增压技术研究发展现状

由两个废气涡轮增压器组成的增压系统（简称双涡轮增压系统）一般分为并联形式和复合式。车用柴油机根据用途不同应用最广的是复合式。

并联式的双涡轮增压系统一般由两个小增压器并接组成，废气经两支路分别流入并联连接的两涡轮机。由于增压器尺寸较小，因而发动机具有更快的瞬态响应性能，BMW 的一款六缸发动机就采用了这种构造^[25]。

复合涡轮增压系统由高压级增压器、低压级增压器和配带的管道、进气旁通阀和废气旁通阀组成。发动机低速运转时通过调节进排气旁通阀的开度，使两增压器能够产生较高的压比，高速时涡轮机侧的废气旁通阀和压气机侧的进气旁通阀打开，此时只有大型号的低压级增压器工作，防止高压级增压器超速，排气背压过高。

图 1-1 为 BorgWarner 公司为重型柴油车开发的复合涡轮增压结构原理图。



1、进气管路 2、低压级中冷器 3、进气旁通阀 4、高压级中冷器 5、高压级增压器 6、废气旁通阀 7、低压级增压器 8、排气管路

图 1-2 Opel 公司设计的复合涡轮增压系统

BMW 公司在其 535d 型车上也使用了复合涡轮增压系统。该柴油机排量为 3 L，匹配复合涡轮增压系统后标定点转速为 4 800 r/min，功率为 200 kW，最大扭矩点转速为 2 000 r/min、最大扭矩为 560 N·m，排放完全满足欧 IV 标准。装备该柴油机的轿车 0~100 km/h 的加速时间为 6.6 s^[28]。

Caterpillar 公司在其运货卡车安装了复合涡轮增压系统，将其视为满足动力性和排放性能的关键技术加以研究，同时应用 CFD 模拟技术对全工况范围内增压系统的效率进行了优化^[29]。

韩国现代汽车公司通过研究表明复合涡轮增压技术不仅能提升高速功率更能有效地提升低速扭矩，这是 VGT 技术所不能达到的^[30]。

雷诺公司的 Sylvain Saulnier，Stéphane Guilain，对一台 1.5L 柴油机匹配了图 1-3 所示的复合涡轮增压系统，研究了其稳态性能和瞬态特性，研究表明：复合涡轮增压发动机的稳态性能和瞬态性能都应成为设计新型增压系统时考虑的重要因素。在对复合涡轮增压系统的研究中应对两增压器一同研究而不是单独的研究高压级增压器或低压级增压器^[31]。

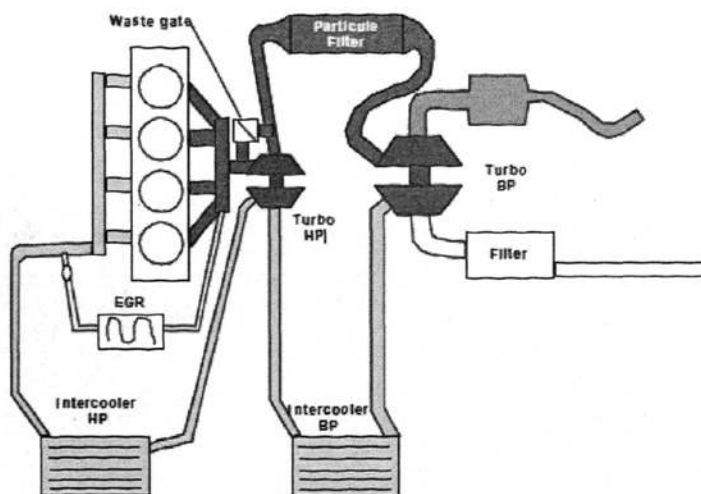


图 1-3 Renault SA 的复合涡轮增压系统

第一汽车集团郑广勇等应用一维模拟软件 GT-Power 对客车用 CA6DL 发动机进行了复合涡轮增压匹配的模拟研究, 结果表明, 通过复合涡轮增压, 发动机低转速可以达到很高的空燃比, 同时改善发动机低速换气过程, 使低速油耗也有降低^[32]。

1.3 内燃机循环模拟的发展

在国外, 内燃机循环模拟的研究和应用首先开始于各大学和研究机构, 其中比较著名的有英国的 UMIST 大学、Bath 大学, 德国的 Ruhr 大学、Ricardo 公司和 PEI 公司。它们相继开发出高质量的循环模拟软件, 并用于各种不同的研究工作。随着循环模拟软件的进一步发展, 内燃机循环模拟成为各内燃机制造公司产品开发过程中不可缺少的重要技术手段^[33, 34]。

例如, Deutz 车用发动机有限公司推向市场的新型水冷柴油机 BFM1015 系列, 因其具有排放、噪声水平低、结构紧凑、比重量低等卓越的性能而受到国际市场的广泛关注。在其研制开发过程中, 内燃机循环模拟也发挥了极其重要的作用。为实现六缸机和八缸机进气系统的最佳化, 在方案论证阶段, 利用 PROMO 程序进行配气计算, 研究各种增压方案, 在满足安装要求的前提下, 使内燃机获得最佳的进气效果, 同时还解决了各缸进气分配不均匀的问题。除此以外, 还对柴油机的排气系统进行了优化设计。

同国外相比, 我国内燃机循环模拟的研究和应用起步并不晚。七十年代, 铁

科院、北大、中科院计算所等单位开始进行这方面的研究工作。近年来，武汉水运大学、天津大学、北京理工大学、西安交大、上海交大、大连理工大学、华中理工大学等高校和研究单位均开展了这项工作，内燃机循环模拟研究发展比较迅速，相继开发了一些模拟计算程序，并在一些科研项目中发挥了应有的作用^[35-39]。但是这些程序的应用，仅限于各研究单位甚至某个研究者，还未能进入实际产品开发过程。总之，内燃机循环模拟的实用化还比较差。

Matavi JA 指出，内燃机模拟计算对内燃机的研究和发展有三大贡献：一是更全面深入地理解构成模型的物理过程；二是找出关键的控制变量以拟定更节省、更合理的实验方案；三是可以很方便的进行内燃机优化设计。

运用工作过程仿真计算软件进行柴油机性能优化及增压系统匹配的仿真研究有如下意义^[40-42]。

1) 在柴油机制造之前，根据设计图样提供的结构参数，可以预测其性能指标。如不能满足设计要求则重新进行设计，可以缩短研制周期并提高研制的成功率。

2) 根据柴油机性能指标的设计要求，确定其主要部件的最优结构参数，可进行新型增压系统的方案设计，探索车用发动机增压系统的设计规律等。

3) 在柴油机的设计阶段，通过工作过程的仿真计算、求得缸内示功图、最高燃烧爆发压力、最高压力升高率等，可以作为动力计算和强度计算的依据；缸内温度变化规律、最高燃烧温度、排气温度等，可以作为热负荷计算的依据。

4) 通过工作过程仿真计算可以对许多难以通过试验测取的参数进行分析，如滞燃期、燃烧持续期、燃烧放热率、泵气损失、排气管压力波等。

1.4 本课题研究内容和意义

本课题研究的主要内容：

1、运用一维模拟软件（GT-power）建立了复合涡轮增压柴油机仿真模型，计算分析复合涡轮增压对发动机性能的影响，为进行全工况范围内复合涡轮增压系统的优化匹配试验提供参考。

2、复合涡轮增压方案的确定：通过对原机匹配不同组合增压器进行台架试验，基于经济性最优原则选出高压级和低压级增压器的最佳组合方案。

3、进行复合涡轮增压系统优化匹配试验，侧重对中低速工况进行进排气旁通阀开度优化匹配试验，并最终确定全工况范围内废气旁通阀和进气旁通阀的控制 MAP。

4、进行复合涡轮增压柴油机外特性、万有特性试验。结合原机试验数据分

析复合涡轮增压对柴油机动力性、经济性及排放性能的影响。

复合涡轮增压技术是现代柴油机增压技术领域的前沿，可以明显的提升功率，降低油耗和改善排放；进行复合涡轮增压柴油机的数值模拟和试验研究，研究复合涡轮增压方案、控制及对发动机的影响，对复合涡轮增压在柴油机的应用具有较大的工程应用价值。

第二章 试验装置及研究方法

本章主要是介绍试验装置和研究方法。试验装置包括试验台架的构成、试验用发动机的基本技术参数及主要测试设备，另外对复合涡轮增压系统增压器布置方式和试验用增压器参数做了介绍。试验方法中主要介绍了试验步骤。

2.1 试验装置

本研究的试验装置主要由控制部分、执行部分和测量部分组成。图 2-1 为试验台架示意图，表 2-1 为主要试验仪器和设备介绍。

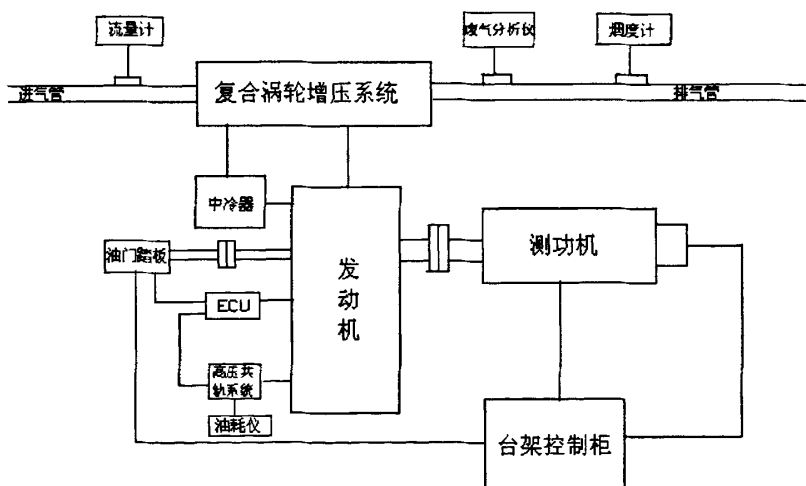


图 2-1 试验台架示意图

表 2-1 主要试验仪器和设备

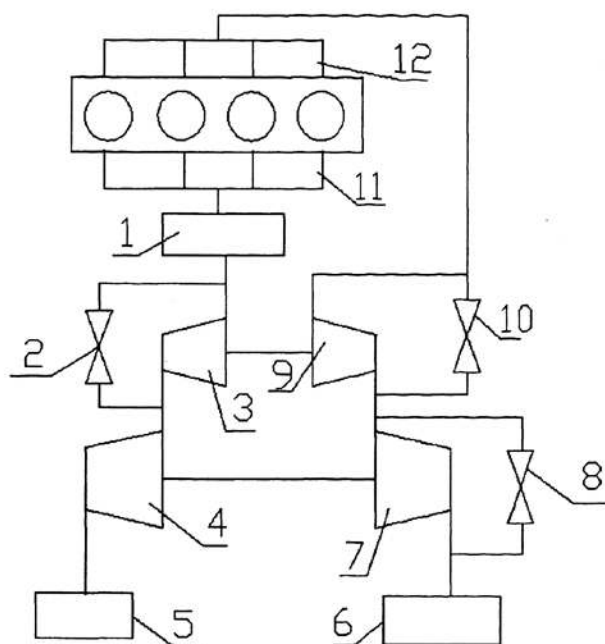
名称	型号	生产厂
测功器	WE4	杭州奕科机电技术有限公司
控制系统	EIM04	杭州奕科机电技术有限公司
油耗仪	FCM05	杭州奕科机电技术有限公司
烟度计	AVL415	AVL
进气流量计	双扭线流量计	黎明发动机制造公司
排气分析仪	Horiba Mexa 7100	Horiba

试验用发动机是一台轻型车用增压中冷柴油机，主要技术参数见表 2-2。

表 2-2 原机主要技术参数

名称	主要技术参数
型式	立式直列四缸，水冷，四冲程
吸气方式	增压中冷
燃烧室形式	直喷式
气缸直径/行程	92 mm/100 mm
活塞总排量	2.659 L
压缩比	17.5 : 1
标定功率/转速	85 kW/3200 r/min
最低燃油消耗率	215 g/kW.h
最大扭矩/转速	300 N.m/≤2200 r/min

本文中的复合涡轮增压系统连接示意图如图 2-2，复合涡轮增压系统台架安装照片如图 2-3。

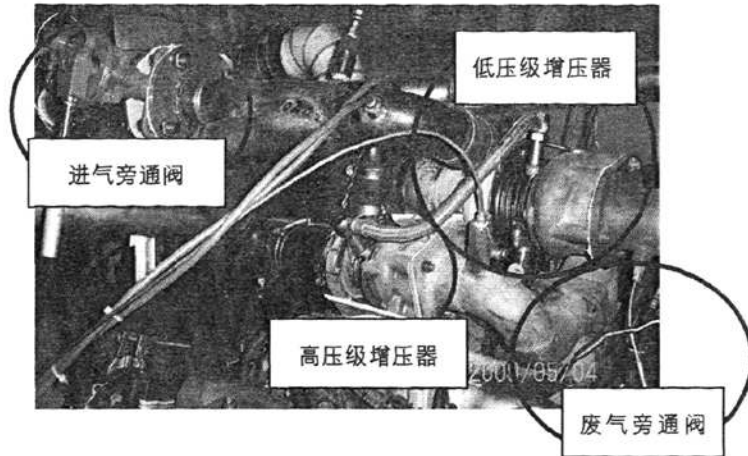


1、中冷器 2、进气旁通阀 3、高压级压气机 4、低压级压气机 5、接进气管 6、接排气管 7、低压级涡轮 8、放气阀 9、高压级涡轮 10、废气旁通阀 11、进气歧管 12、排气歧管

图 2-2 复合涡轮增压系统示意图



(a) 试验台架图



(b) 试验用复合涡轮增压系统

图 2-3 复合涡轮增压系统台架安装图

复合涡轮增压系统中，高压级涡轮并联有旁通支路，旁通支路的流量由废气旁通阀的开度控制。当废气旁通阀完全打开时绝大部分废气绕过高压级涡轮，直接流向低压级涡轮。两级压气机间连有进气旁通阀支路，用以调节进气端气体的流通。复合涡轮增压系统中的低压级涡轮是普通放气阀式。

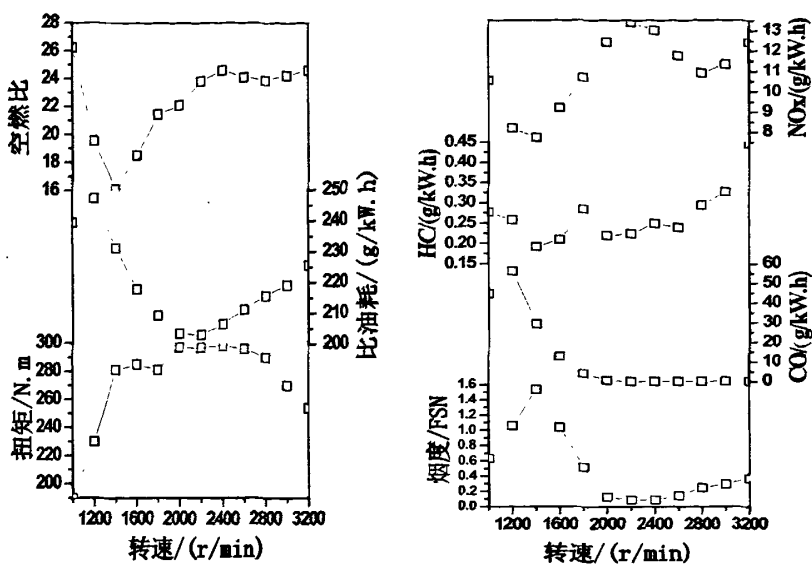
在发动机高速工况时为防止高压级增压器增压压力过高，废气旁通阀和进气旁通阀都完全打开，低压级增压器单独工作满足高速工况对进气量的要求。对于中低速工况，调节废气旁通阀和进气旁通阀来控制两个增压器工作，使得发动机的经济性能最优。

本试验用的增压器型号见表 2-3。

表 2-3 试验用增压器型号

型号	适用工况	备注
SJ60F	中高速	作为低压级增压器
SJ44Y	低速	作为高压级增压器与 SJ60F 进行组合
SJ44Q	低速	作为高压级增压器与 SJ60F 进行组合
SJ36Y	低速	作为高压级增压器与 SJ60F 进行组合

在进行试验之前按照磨合规范对该发动机进行了磨合。图 2-4 为原机外特性曲线，图 2-5 为原机万有特性曲线。



(a) 扭矩 油耗 空燃比 (b) 烟度 NO_x HC 和 CO 排放

图 2-4 原机外特性性能与排放曲线

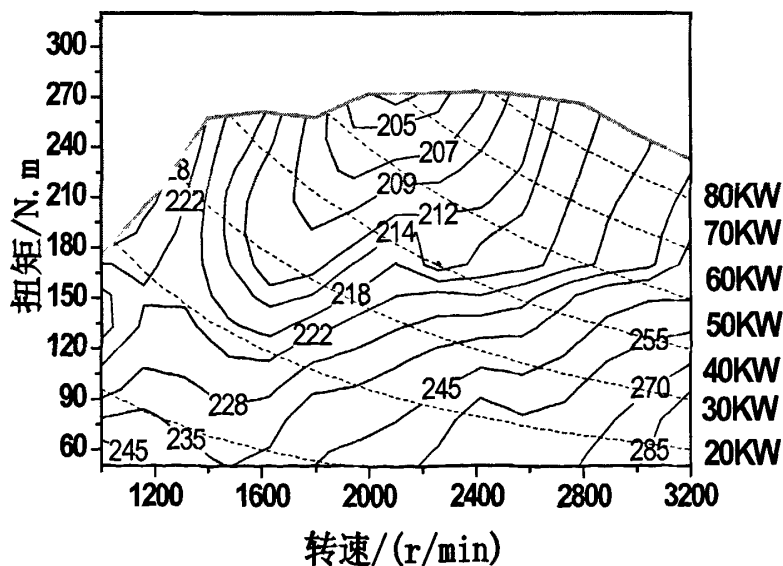


图 2-5 原机万有特性曲线

从外特性曲线可以看出,原机外特性低速扭矩不足,1400 r/min 为 281 N.m,1200 r/min 为 230 N.m,1000 r/min 为 190 N.m,CO、烟度排放明显偏高,1200 r/min 时 CO 比排放达 56 g/kW.h 以上,1400 r/min 烟度高达 1.536 FSN。

从万有特性图可以看出,原机油耗偏高,经济油耗区较窄。原机的上述性能指标在一定程度上反映出普通增压器难以兼顾到整个发动机的运行工况的弊端。

2.2 研究方法

2.2.1 功率修正

根据《汽车发动机性能试验方法》(GBT/18297-2001),试验过程中对发动机按下述要求控制:冷却水温度 88 ± 5 °C、燃油温度 38 ± 5 °C、机油温度 95 ± 5 °C、中冷后进气温度 49 ± 2 °C。当试验的大气状态与规定的标准大气状态(温度 $T_0=298$ K,干空气压 $p_{s0}=99$ kPa)有差异时,应对实测功率进行校正,对于柴油机,有:

$$P_0 = a_d \times P \quad (2-1)$$

式中: P_0 ——校正功率(即标准大气状态下的功率);

a_d ——校正系数(为使试验有效,校正系数 a_d 应满足: $0.9 \leq a_d \leq 1.1$);

P ——实测功率。

2.2.2 进气流量的计算

本试验研究中测量进气流量的为双扭线流量计,其计算进气流量的计算方法为:

$$G = m \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (2-2)$$

式中: G ——通过流量计的空气流量(kg/s)

m ——流量系数,随大气温度改变(在 20 °C 附近时,可取值 0.0122)

Δp ——流量计压差(mmH₂O)

2.2.3 研究方法

首先进行了原机性能及排放试验,对原机的外特性和万有特性性能和排放进行了测试。

进行了复合涡轮增压系统中高压级增压器的选配试验,对试验装置部分提到的三种组合形式,分别进行了低速(1000 r/min-1800 r/min)负荷特性试验,基于比油耗最优原则选定了最佳的增压器组合(SJ60F+SJ44Q)。对选定的复合涡轮

增压系统进行了进气旁通阀和废气旁通阀的开度调节试验,确定每一工况点下的进气旁通阀和废气旁通阀的最优开度。

最后进行了复合涡轮增压柴油机外特性和万有特性试验,测试了性能和排放。并与原机进行了对比。

进行复合涡轮增压柴油机开度调节试验的主要步骤:

1、发动机启动前的准备工作,对整个试验装置检查。主要包括对发动机结构、机油油量、冷却水量、传感器和测量仪器的工作状态等的检查。

2、启动并进行暖机,等发动机的机油温度和冷却水温度均达到 85 度以上开始试验。

3、开度调节实验中测试工况点的选择为:发动机各转速下取 100%、75%、50%、20%四种负荷。在每个工况下废气旁通阀开度取 0° 、 15° 、 30° 、 50° 、 90° 五种状态,进气旁通阀取全关、半开、全开三种状态。由于转速和扭矩可由控制系统控制在一定值,这样就能得到三组(进气旁通阀对应的三种状态)油耗率随废气旁通阀开度的变化规律,每个工况都对应一个最佳的阀门开度(包括进气旁通阀、废气旁通阀)。试验过程中发动机的转速、扭矩和燃油消耗量等参数要在其稳定的状态下采集。

4、测量结束后先将发动机怠速运行一段时间,防止突然停机而损害增压系统。

第三章 复合涡轮增压柴油机工作过程数值模拟研究

仿真技术已经成为现代设计中的重要方法,通过仿真可以对设计对象进行理论分析与性能预估,从而减少试验量,加快研究开发进度。柴油机工作过程仿真研究已开展多年,技术条件较为成熟,形成了较多软件产品,近年来,柴油机工作过程仿真已经成为内燃机研究开发工作的一个重要手段和环节。

目前一些知名柴油机和汽车厂商,诸如 MTU、GM、Deutz 等在应用数值模拟技术优化柴油机工作过程指标方面已经达到很高的水平。本章主要以原机技术参数和现有试验数据为参考,利用 GT-Power 软件建立了原机模型和复合涡轮增压系统的发动机模型,本章还介绍了工作过程仿真计算模型的参数和相关边界条件设置。通过仿真计算分析了柴油机配复合涡轮增压系统后性能的变化,以及进排气旁通阀开度对发动机性能的影响。

3.1 GT-power 软件的构成及分析

GT-power 是专门用于发动机性能仿真分析的软件,广泛应用于发动机的设计、开发等工作^[43]。世界著名的汽车和发动机厂商(如 GM, PSA, FIAT, NISSAN, DaimlerChrysler, CUMMINS, FEV 等)都应用该软件进行发动机性能模拟分析。该软件具有丰富的物理模型和分析功能,使得它能够对各种发动机系统进行专业权威的性能分析。软件基于流体及热力学计算理论,采用有限容积法求解,具有准三维仿真模拟能力,可以计算气体流动方向上压力、温度以及流量的变化过程,进而对发动机的各项总体性能指标进行全面的分析^[44,45]。

GT-power 软件由三大模块组成,即建模工作界面、后处理分析界面和模拟计算模块。该软件提供了大量分析计算模板(Templates),供用户二次开发使用,用户通过调入相应的模板建立发动机相应的应用对象(Object),根据发动机结构和性能参数以及分析计算的目标要求对对象参数进行定义,在软件开发窗口生成相应的发动机零件,连接各零件生成发动机循环过程分析的计算模型。如图 3-1 所示,左边是软件提供的模板库(Template Library),中间窗口是用户定义的对象及发动机零部件,右边则是用户进行建模的工作区域。

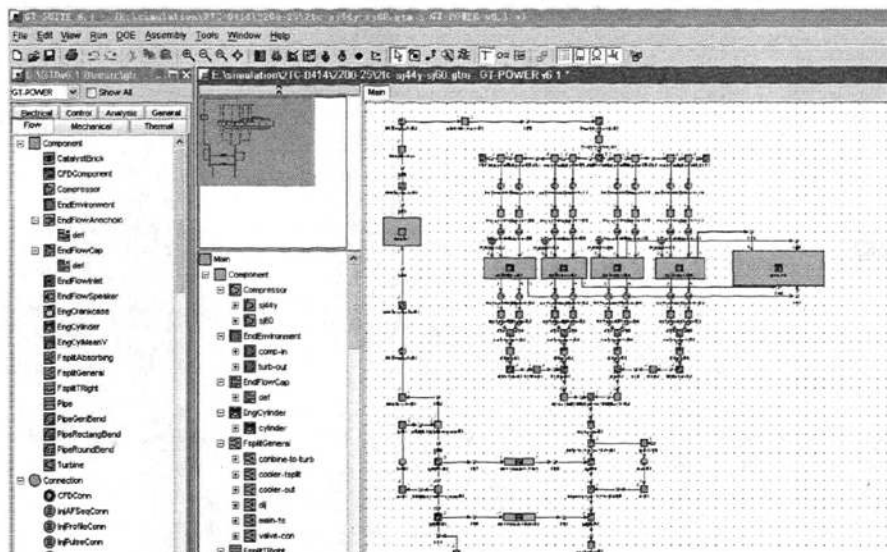


图 3-1 GT-power 软件建模界面

GT-power 提供了以下几类模板库：

1. 流体和机械部件 (FLOW AND MECHANICAL COMPONENTS)
2. 流体和机械连接 (FLOW AND MECHANICAL CONNECTIONS)
3. 流体和机械附件 (FLOW AND MECHANICAL REFERENCES)
4. 分析模板 (ANALYSIS TEMPLATES)
5. 控制模板 (CONTROLS TEMPLATES)
6. 通用模板 (GENERAL TEMPLATES)

通过调用上述模板，可以建立发动机工作过程计算模型。GT-power 软件更好地应用了面向对象的思想，发动机各个部件的定义更加独立，如在发动机工作过程模拟中将气缸的几何形状、进排气门、燃油喷射系统、缸内流场定义、缸内工质热特性、燃烧模型、排放物生成模型和传热模型都分别定义，上述模型的定义都可以直接引用软件提供的模板，模板中还包括不同的参考附件，这些附件的共有属性一次定义就可以完成。它的特点大致有以下几个方面：

流体计算：该软件采用的是一维非定常流动计算，进排气系统根据需要由管道和容器构成，计算包括管道内流动摩擦和传热过程，容器传热和节流损失等。传热计算中考虑了管道对周围空气的传热以及管壁材料对传热计算的影响。GT-power 模型中更多的是按管道来计算，对管道接头处理提供了多种方法，如 "FsplitAbsorbing", "FsplitGeneral", "FsplitSphere", "FsplitTRight" 等都是处理管道接头的相关模板，对弯管也有多种不同方法来进行处理。

连接：是 GT-power 中的重要部件，它可以建立流体元件之间，机械部件

之间以及发动机与其它部件之间建立联系,并通过这些连接建立相应的物理模型及之间的内在关系。

附件库:是描述发动机结构参数、流动、传热、燃烧、热物性、有害排放物模型、非正常燃烧、发动机动力传输等属性的模板库,发动机热力过程的物理模型都是由这些模板进行定义。

3.2 原机模型的建立和验证

3.2.1 建模步骤

1、将实际的柴油机分解成若干个容易处理的子系统,并运用 GT-power 软件提供的模块建立相应的物理模型。

2、根据热力学、传热传质等方面的知识,将简化的物理模型进行定量的数学描述,将整理的试验相关数据输到对应的模块中去,即建立数学模型。

3、利用已建立的初步模型进行仿真计算,求出该模型所包含的全部物理参量^[46,47]。

3.2.2 原机模型参数设置

1.边界条件的设置

对于柴油机来说,系统边界主要设定温度、压力、流量系数等参数。进气温度和压力是柴油机工作时环境的温度和压力,排气管出口的温度压力按以往的经验值进行设置。在节流孔处没有几何阻力的情况下,进、排气管边界的流量系数推荐值为1。

2.气缸参数的选取

气缸的参数设置包括缸径、冲程、连杆长度、活塞偏心距、点火顺序及有关燃烧特性、热传递、扫气过程和气阀等方面的参数。同时,在缸内过程计算也要标定初始条件。

(1)燃烧模型

由于缺少必要的喷油规律以及燃烧室结构参数,该燃烧系统只能采用三元韦伯燃烧模型。根据以往直喷式柴油机燃烧分析积累的数据和相关公式确定该机的三元韦伯燃烧模型的参数,见表 3-1。

表 3-1 柴油机缸内燃烧参数^[48-49]

预混燃烧指数	0.7	主燃烧指数	0.9	后燃指数	1.5
预混燃烧持续期	4	主燃烧持续期	18~28	后燃持续期	30~45
预混燃烧系数	0.01			后燃系数	≤0.4

(2) 传热模型

本课题的计算模型采用 Woschni 传热模型。对于工作过程仿真计算，工质与气缸内壁之间的换热过程不仅影响气缸内部过程的进行，而且也影响受热零件的热负荷和散热冷却介质的热量，为此必须研究燃气侧的换热系数及内表面温度。在本模型中活塞顶的表面温度估算为 580K, 气缸盖底的表面温度估算为 550K, 缸套的表面温度为 400K。气缸周壁的传热面积是由活塞顶面积、气缸盖底面积及缸套的表面积组成。根据 GT-POWER 的推荐值，本模型的活塞顶表面积按气缸截面积的 1.2 倍计算，气缸盖底面积等于气缸截面积。

3、其他主要参数的选定

进、排气系统主要包括进气容积腔、进气总管、进气歧管、排气歧管、排气总管等模块。本机型采用高压共轨燃油喷射系统，喷油规律近似采用恒定轨压来处理。增压器的压气机和涡轮机必须分别输入特性曲线，这些参数由增压器厂家提供，用户可以根据需要调整增压器的流量、压比以及效率系数以满足柴油机性能的要求。

所建模型输入的主要参数见表 3-2。

表 3-2 原机仿真模型的主要输入参数表

名称	单位	输入参数
进气温度	℃	21
进气压力	kPa	100.8
最大计算周期	Cycle	200
燃料低热值	KJ/kg	43250
理论空燃比	—	14.7
燃烧放热规律	—	三元 Wiebe 函数
缸内热传递规律	—	Woschni 放热公式
进气阀有效直径	mm	37
排气阀有效直径	mm	33
气缸发火次序	—	1-3-4-2
上止点余隙	mm	0.4

燃烧品质指数	—	1
活塞顶表面温度	K	580
气缸盖壁面温度	K	550
缸套壁面温度	k	400
喷油规律	—	高压共轨
增压器型号	—	SJ50
增压器机械效率	—	1

3.2.3 原机模型的建立和验证

首先将柴油机简化成由进排气系统、燃烧系统、喷油系统、增压（中冷）系统以及环境边界及连接管路等模型组成的计算模型,根据原机的主要技术规格建立了原机 GT-power 模型, GT 仿真模型如图 3-2 所示。

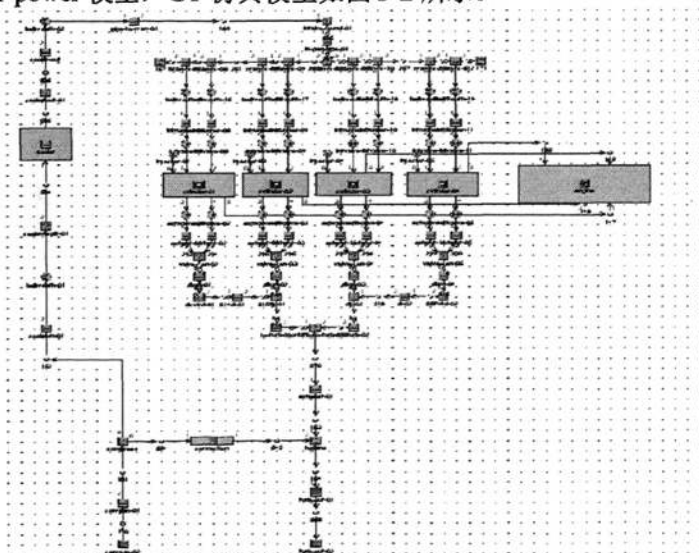


图 3-2 原机仿真模型

对原机模型进行计算得出外特性扭矩并与原机实验数据对比,如表 3-3 和图 3-3 所示。

表 3-3 原机外特性扭矩模拟值和实验值对比

转速(r/min)		3200	3000	2800	2600	2400	2200	2000	1800	1600	1400	1200	1000
扭矩 (N.m)	实验	254	270	290	296	298	297	297	281	285	281	230	190
	模拟	240	255	280	285	283	279	281	273	287	296	256	203

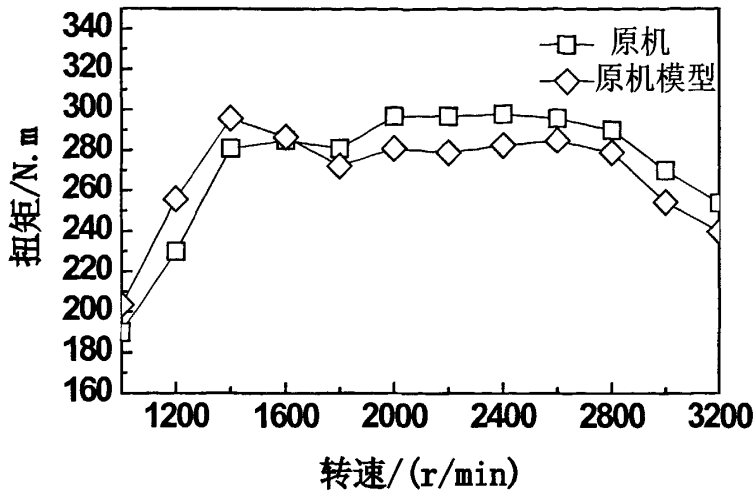


图 3-3 原机外特性试验和模拟计算的扭矩对比曲线

表 3-3 和图 3-3 表明，所建原机模型模拟计算的外特性扭矩和实验数据趋势较为一致，符合一维模拟的精度要求。

3.3 复合涡轮增压柴油机模型的建立和计算

3.3.1 复合涡轮增压柴油机模型的建立

在原机模型的基础上建立了复合涡轮增压发动机模型，原机 SJ50FY 增压器替换为 SJ44Y（高压级）和 SJ60F（低压级）组成的复合涡轮增压系统：

复合涡轮增压系统的仿真模型如图 3-4 所示。

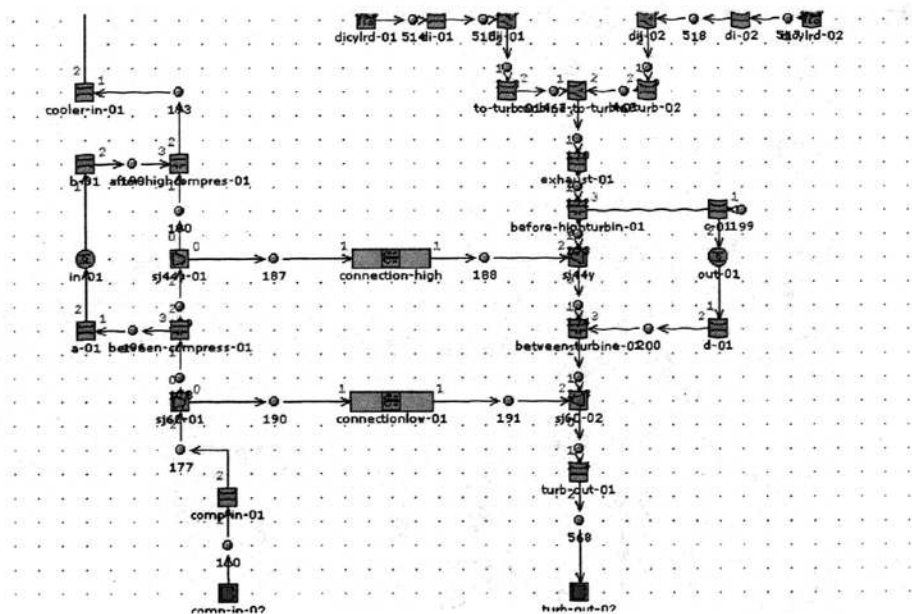


图 3-4 复合涡轮增压系统计算模型

图 3-4 中废气的流动受废气旁通阀 out-01 控制。当 out-01 关闭时，废气依次经过小涡轮、大涡轮；随着废气旁通阀开度的增大，更多的废气会通过废气旁通阀直接流向大涡轮。进气侧两级压气机间也连有进气旁通阀 in-01。当高压级涡轮不工作时，为了避免进气推动高压级压气机做负功，需要打开进气旁通阀使得进气直接流入中冷器。

仿真模型中废气旁通阀开启角度对应旁通管路的流量系数如图 3-5 所示。

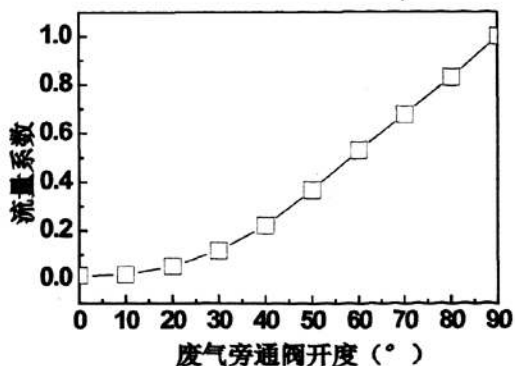


图 3-5 废气旁通阀开启角度对应的流量系数

3.3.2 复合涡轮增压柴油机模型计算方法

在对复合涡轮增压柴油机模型的模拟计算中,首先要确定复合涡轮增压系统的切换转速。切换转速的确定方法如下:复合涡轮增压模型中的进气旁通阀始终取全关状态,此时进气依次通过低压级压气机、高压级压气机进入中冷器。当发动机达到切换转速或更高转速时高压级压气机转速高于速度限值,同时进气流量超出其流量范围。

废气旁通阀开度对发动机性能影响的模拟计算方法是,对于切换转速及以上的工况,进气旁通阀全开,在各个转速对应最大循环喷油量的 100%、75%、50%、25%四种喷油量下,废气旁通阀从关闭到全开取 0° 、 10° 、 20° 、 30° 、 40° 、 50° 、 60° 、 70° 、 80° 、 90° , 10 种状态;对于发动机转速低于切换转速工况下,在各个转速对应最大循环喷油量的 100%、75%、50%、25%四种喷油量下进气旁通阀取关、开两种状态,废气旁通阀从关闭到全开取 0° 、 10° 、 20° 、 30° 、 40° 、 50° 、 60° 、 70° 、 80° 、 90° 10 种状态,得到扭矩和比油耗随废气旁通阀开度变化的规律,找出各转速下废气旁通阀的最优开度。

3.3.3 复合涡轮增压柴油机模型计算结果分析

通过模拟计算得知当复合涡轮增压模型中的进气旁通阀一直处在关闭状态时,当发动机转速达到 2200 r/min 及以上时,高压级增压器的转速超过限定值 2×10^4 r/min, ; 发动机的进气流量大于 0.09 kg/s 也超出了高压级压气机的流量范围,据此确定复合涡轮增压系统的切换转速定为 2200 r/min。

一、外特性性能的仿真模拟

对复合涡轮增压柴油机模型进行了外特性的模拟计算得出了各转速下的最大扭矩和相应的比油耗,并与原机模型计算结果进行了对比,结果见表 3-4 和图 3-6。

表 3-4 复合涡轮增压柴油机模型外特性扭矩和油耗与原机模型计算数据对比

转速		3200	3000	2800	2600	2400	2200	2000	1800	1600	1400	1200	1000
扭 矩 (N.m)	原机模型	240	254	279	285	283	279	281	273	287	296	256	203
	C-T 模型	260	271	286	288	282	276	300	294	315	327	278	215
油 耗 (g/kW.h)	原机模型	237	232	223	218	216	215	214	214	215	218	221	222
	C-T 模型	219	218	217	216	217	217	200	198	196	196	203	210

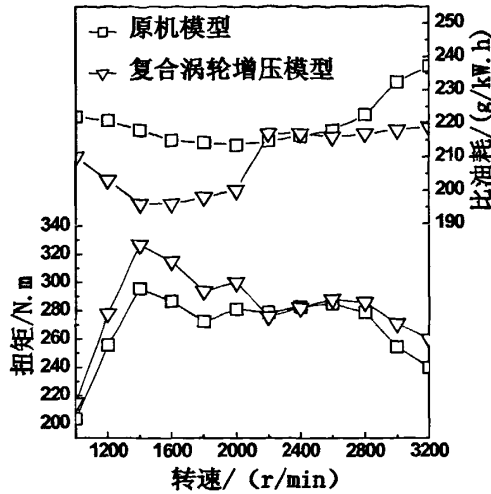


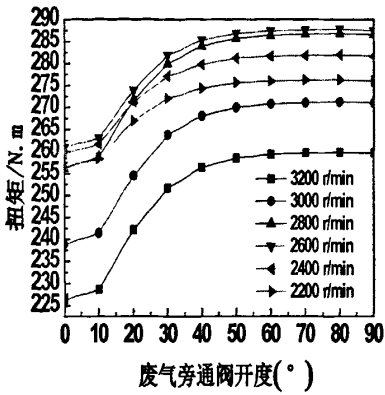
图 3-6 复合涡轮增压柴油机模型外特性扭矩和比油耗

从图 3-6 可以看出复合涡轮增压模型相对原机模型在 1000 r/min-2000 r/min 转速范围内扭矩有较大幅度的提高, 1000 r/min、1200 r/min、1400 r/min、1600 r/min、1800 r/min、2000 r/min 时扭矩提高值分别为 12N.m、22N.m、31N.m、28N.m、21N.m、19N.m, 复合涡轮增压模型外特性扭矩最大值达到 327N.m, 在 2400 r/min 以上转速扭矩也有一定的提高。

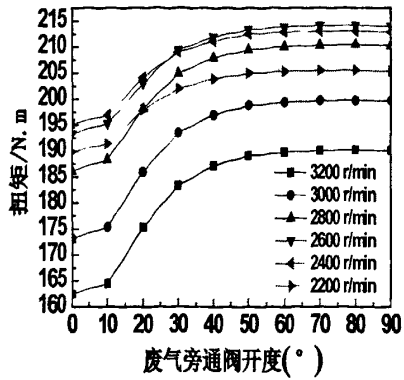
复合涡轮增压模型外特性比油耗曲线在低速段较原机模型有很大改善, 最低比油耗达到 196 g/kW.h, 在高速工况比油耗较原机也有所改善。

二、复合涡轮增压系统中废气旁通阀开度对发动机性能的影响

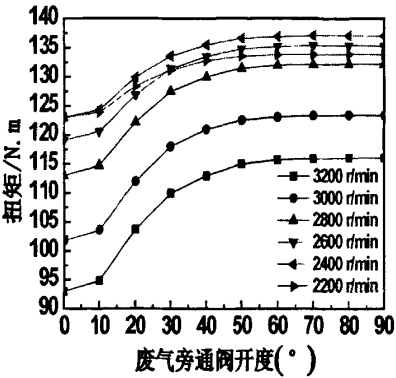
按照 3.3.2 给出的模拟计算方法, 对高速工况 (≥ 2200 r/min) 的计算结果见图 3-7。



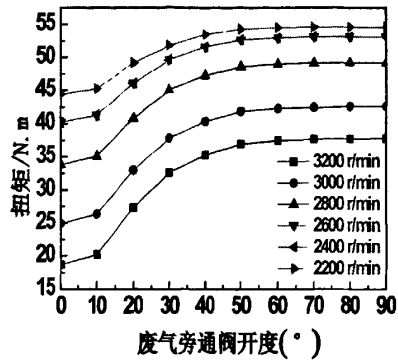
(a) 100% 循环喷油量



(b) 75%循环喷油量



(c) 50% 循环喷油量

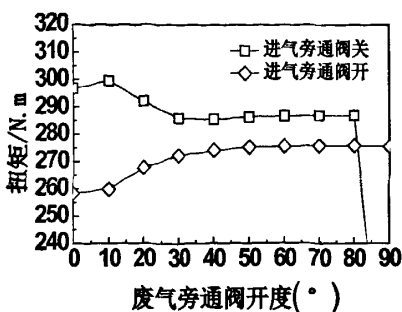


(d) 25%循环喷油量

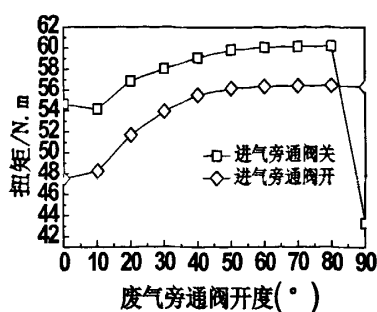
图 3-7 高速工况不同循环喷油量下扭矩随废气旁通阀开度变化

从图 3-7 可以看出发动机在 2200 r/min-3200 r/min 转速工况范围内, 各循环喷油量下扭矩都是随着废气旁通阀开度的增大而增大, 相应的比油耗在废气旁通阀全开时值最低。复合涡轮增压系统中的废气旁通阀开到最大, 使得全部废气绕过高压级涡轮直接流向低压级大涡轮, 低压级增压器单独工作且具有较高的效率, 能够更好地满足发动机高速工况对增压系统的要求。

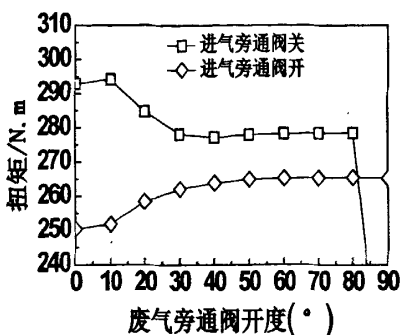
按照 3.3.2 给出的模拟计算方法, 对中等转速 (2000 r/min、1800 r/min) 的 100% 循环喷油量和 25%循环喷油量工况进行了模拟, 计算结果如图 3-8 所示。



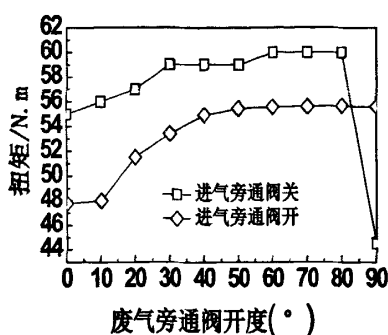
(a) 2000 r/min 100%循环喷油量



(b) 2000 r/min 25%循环喷油量



(c) 1800 r/min 100%循环喷油量

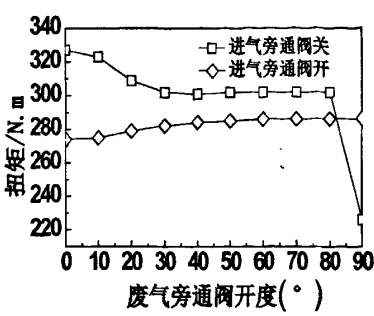


(d) 1800 r/min 25%循环喷油量

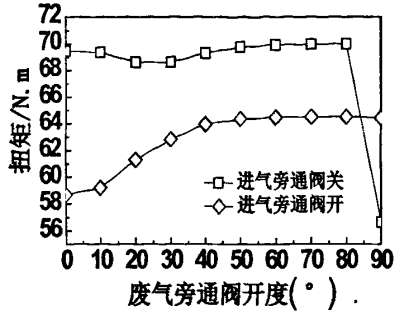
图 3-8 2000 r/min, 1800 r/min 计算结果

从图 3-8 可以看出 2000 r/min, 1800 r/min 转速下复合涡轮增压系统中进气旁通阀关闭时调节废气旁通阀对应的扭矩都大于进气旁通阀开启时调节废气旁通阀时的值。由图 3-8(a) 可知中等转速最大循环喷油量工况下, 随着废气旁通开度的增大扭矩呈现先增大后降低的趋势, 在开度为 10° 时扭矩取得最大值, 此时如果废气旁通阀全关废气量会超出高压级涡轮的流通能力, 排气背压偏高, 而废气旁通阀的稍微开启能使部分废气绕过高压级涡轮直接进入低压级涡轮, 使得高压级涡轮工作在高效率区域。由图 3-8(b) 可以看出 25% 循环喷油量下, 废气旁通阀开度在 80° 时发动机扭矩最大, 此时大部分废气通过废气旁通阀流向大涡轮, 只有小部分废气驱动小涡轮进行惰转。中等转速低负荷下所需空气量少, 进气量并不是影响发动机燃烧效率的主要因素, 而此时废气旁通阀开度越大排气背压越低, 发动机性能也越好。

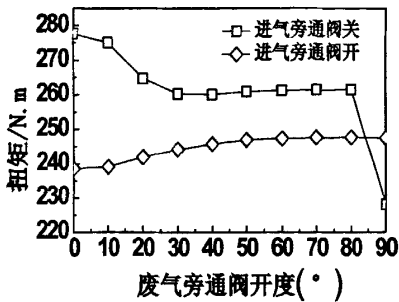
按照 3.3.2 给出的模拟计算方法, 低转速工况 (1400 r/min, 1200 r/min) 的计算结果见图 3-9。



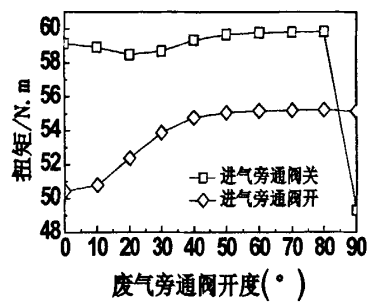
(a) 1400 r/min 100%循环喷油量



(b) 1400 r/min 25%循环喷油量



(c) 1200 r/min 100%循环喷油量



(d) 1200 r/min 25%循环喷油量

图 3-9 1400 r/min, 1200r/min 计算结果

从图3-9可以看出发动机低转速范围内复合涡轮增压系统中进气旁通阀关闭时调节废气旁通阀对应的扭矩都优于进气旁通阀开启时的值。1400r/min, 1200r/min, 转速下全负荷工况扭矩随着废气旁通开度的增呈单调降低的趋势, 在开度为0°时扭矩最大, 对应油耗也最低。发动机转速较低时中高负荷工况下废气旁通阀全关废气直接冲击高压级涡轮使得高压级涡轮工作在高效率区域, 发动机进气量充足, 燃烧性能得到保证。25%负荷下, 废气旁通阀开度在80°时发动机扭矩最大, 此时大部分废气通过废气旁通阀流向大涡轮, 只有小部分废气驱动小涡轮进行惰转。低转速小负荷下所需空气量减少, 进气量并不是影响发动机效率的主要因素, 而此时废气旁通阀开度越大排气背压越低, 发动机性能也越好。

综合以上模拟计算, 得到进气旁通阀的控制策略: 对于发动机转速达到切换转速及以上时, 完全打开进气旁通阀, 当发动机转速在切换转速以下时进关闭气旁通阀。废气旁通阀的控制策略: 切换转速及以上转速时, 废气旁通阀全开。中

等转速（2000 r/min,1800 r/min）中高负荷工况下废气旁通阀的开度取 10° 最优，对与发动机转速低于 1800 r/min 下的中高负荷工况废气旁通阀全关，小负荷工况废气旁通阀取 80° 最优。

3.5 本章小结

本章在具体分析了 GT-power 软件的构成、组织体系的基础上，对原机进行了 GT-power 仿真模型的建立，将仿真模型的模拟计算结果与已有的柴油机实验数据进行了对比。对比的结果表明，模拟计算结果与实验结果的变化趋势基本一致，从而定性的验证了该仿真模型的正确性。

在所建立原机仿真模型的基础上，建立了配复合涡轮增压发动机模型，模拟了复合涡轮增压发动机外特性并与原机模型外特性对比。针对所建立的复合涡轮增压模型进行了各转速负荷下的废气旁通阀开度调节的模拟计算，得出了该模型中进气旁通阀和废气旁通阀在全工况范围内的控制策略，为发动机试验提供了参考。

第四章 复合涡轮增压对柴油机性能和排放影响的试验研究

废气涡轮增压技术能非常有效地改善柴油机的经济性，动力性和排放。涡轮增压柴油机性能的好坏，不仅要看柴油机及增压器自身的性能，还取决于两者间的匹配是否合理。柴油机与涡轮增压器的匹配要求主要有三方面：

1、在标定工况下，必须达到预期的增压压力及空气流量，以保证足够的过量空气系数 ϕ_a ，使燃烧完善和油耗率 b_e 满足要求。

2、在低速工况，必须有一定的空气量，以保证燃烧的充分，不超过冒烟极限，不产生过高的热负荷。

3、要求在整个运转范围内，柴油机的空气流量曲线能通过增压器空气流量特性曲线图的高效区域，并且必须使它处在增压器的稳定工作范围内，避免喘振和阻塞。

采用复合涡轮增压系统，通过两个增压器的匹配和控制，可以实现柴油机和增压器在各个工况下的良好匹配，显著改善柴油机的性能和排放。

本章首先对复合涡轮增压系统进行了高压级增压器的选配工作，在选定好增压器参数的基础上，对发动机中低转速工况进行了进气旁通阀和废气旁通阀开度的调节试验，找出各工况下最优的进排气旁通阀开度，得到了基于经济性最优原则的进气废气旁通阀门的控制策略。在此基础上，进行了柴油机匹配复合涡轮增压系统的外特性和万有特性试验，考察了复合涡轮增压对发动机性能和排放影响。

试验中进气旁通阀开度的控制采用全关、半开、全开三种状态，废气旁通阀的控制采用开度定义（开度为 0° 对应全关，开度 90° 对应全开）。

废气旁通阀各开度对应的旁通管路的流通面积如图 4-1 所示。

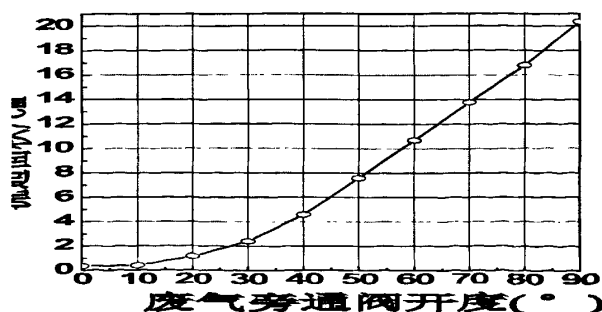


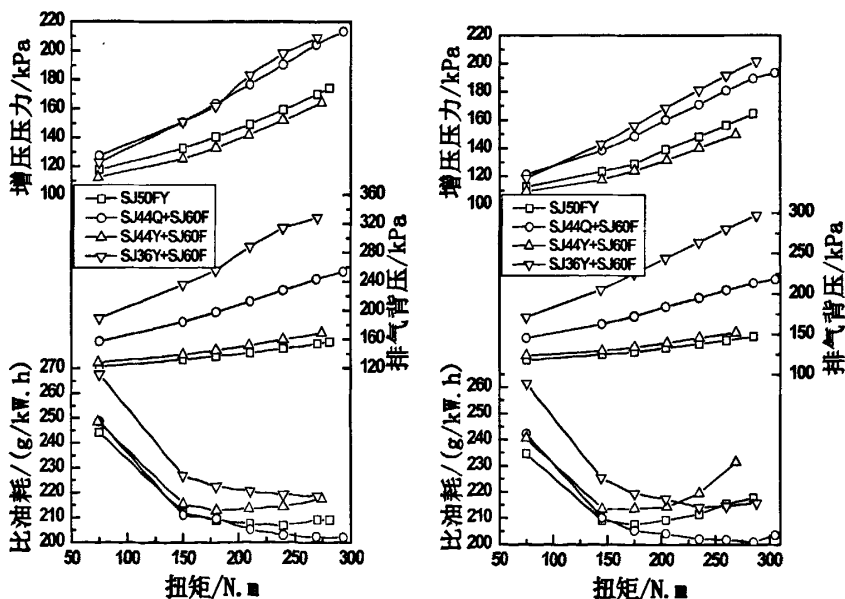
图 4-1 废气旁通阀开度对应旁通管路的流通面积

4.1 复合涡轮增压系统高压级增压器的选配

该试验所采用的增压器，低压级用 SJ60F 增压器，高压级用小型号增压器备有三种：SJ36Y、SJ44Q、SJ44Y，此三种型号均侧重于低速工况。

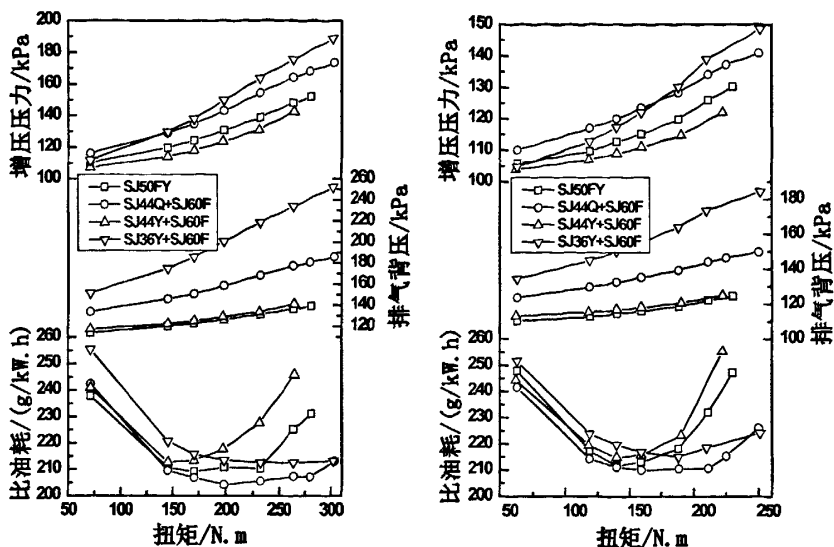
本研究对复合涡轮增压系统的高压级涡轮增压器进行试验选配，以最终确定高压级增压器的参数，而低压级采用 SJ60F 涡轮增压器则保持不变。对三组增压器组合（SJ36Y+ SJ60F，SJ44Q+ SJ60F，SJ44Y+ SJ60F）进行了试验，并与原机（配 SJ50 单级增压器）进行了对比。

由于高压级涡轮增压器主要侧重于发动机低速工况，因此主要针对 1000r/min、1200r/min、1400r/min、1600r/min、1800r/min 这 5 个转速工况进行负荷特性试验，匹配上述几组涡轮增压器发动机的燃油消耗率、增压压力（中冷前）和涡前压力试验结果如图 4-2 所示。



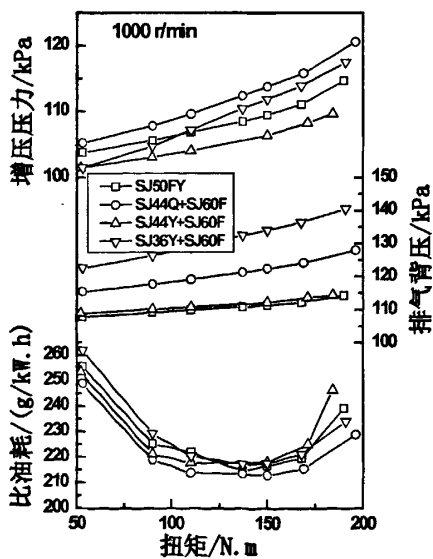
(a) 1800 r/min 负荷特性

(b) 1600 r/min 负荷特性



(c) 1400 r/min 负荷特性

(d) 1200 r/min 负荷特性



(e) 1000 r/min 负荷特性

图 4-2 采用不同高压级增压器低速负荷特性对比

从图 4-2 可以看出各转速负荷工况下, SJ36Y 匹配方案增压压力最高, 但排气背压很高, 反而导致经济性恶化。SJ44Y 匹配方案的增压压力低, 相对原机的增压压力并没明显改善, 该方案的经济型较差。SJ44Q 匹配方案具有较高的增压

压力，同时具有较低的排气背压。SJ44+SJ60F 复合涡轮增压方案在 1000 r/min~1800 r/min 转速范围内都能获得较好的燃油消耗率，且在大多数转速负荷工况的燃油消耗率均能低于原机。从油耗率的角度考虑，采用 SJ44Q+SJ60F 复合涡轮增压方案作为优选的试验方案。

4.2 复合涡轮增压系统的优化匹配

复合涡轮增压系统中，废气旁通阀和进气旁通阀分别是发动机排气和进气的重要调节部件，这两个阀门开度的变化会影响到废气的分配和两个增压器的工作状态，对复合涡轮增压发动机燃油消耗率等性能指标产生直接影响。

本节研究了柴油机不同转速和负荷下，进气旁通阀和废气旁通阀的开度对比油耗、增压压力和涡前压力的影响。在对研究结果分析的基础上，基于燃油经济性最优原则确定了不同转速和负荷工况下最佳的进气旁通阀开度和废气旁通阀开度。

需要指出的是，复合涡轮增压系统中需要确定一个切换转速。当发动机转速达到或者超过该切换转速时，为了满足发动机高速时对进气量的要求，同时也为了限制高压级增压器的转速以防超速运转，降低排气背压，要将进气旁通阀和废气旁通阀全部打开，使低压级增压器单独工作。

切换转速确定的试验方法，发动机转速从 1000 r/min 逐步升高，当达到某一转速时，发动机各负荷工况下经济性始终是两旁通阀门全开时最优，此转速就是要确定的切换转速。

图 4-3~图 4-6 是 1800 r/min 各负荷下调节进气旁通阀和废气旁通阀对柴油机性能参数的影响。这里以 1800 r/min 来说明低速工况的情况。

从图 4-3 可以看出在 1800 r/min 全负荷工况下，进气旁通阀的开关与否对发动机的扭矩和相应比油耗影响非常明显。当进气旁通阀关闭时，随着废气旁通阀的开度的变大，发动机扭矩急剧减小。废气旁通阀全关时扭矩为 294 N.m，废气旁通阀开度为 30° 时扭矩为 286 N.m，废气旁通阀开度为 50° 时扭矩降到 256 N.m。当进气旁通阀全开时，扭矩和比油耗随废气旁通阀开度的变化趋势与进气旁通阀关闭时相反。废气旁通阀开度越大，废气绕过高压级增压器直接流入低压级增压器的量越多，能量利用率越高（高压级压气机不工作），相应的扭矩和油耗也变好。低速全负荷工况，良好的燃烧需要充足的进气量，高压级增压器具有较高的效率同时增压压力高，所以两阀全关时发动机的动力性和经济性最优。

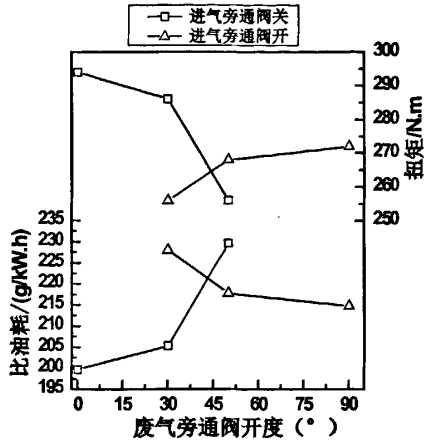


图 4-3 1800 r/min 全负荷工况

由图 4-4 可以看出，在 1800 r/min、210 N.m 负荷工况，进气旁通阀与废气旁通阀全关时，比油耗最低为 202 g/kW.h。此时废气全部经过高压级增压器，高压级增压器的工作满足大负荷下发动机对进气量的要求。在进气旁通阀关闭的状态下，随着废气旁通阀开度的增加，增压压力逐渐降低，进气量减小，油耗率逐渐变差，当废气旁通阀全部打开时，高压级压气机处于被动运转状态造成较大的节流损失。

该工况进气旁通阀半开和全开状态下，对比发动机性能随废气旁通阀开度变化曲线可知，进气旁通阀半开到全开对发动机的影响较小。在这两种情况下，废气旁通阀开度越大涡前压力越低，而增压压力几乎保持不变，泵气损失的减小使油耗所有改善。当废气旁通阀开度最大时，低压级增压器单独工作，从图中的对比情况可以看出，低压级增压器在低速中高负荷工况并不能与发动机形成良好匹配，增压压力较低，不能满足发动机对空气量的要求。

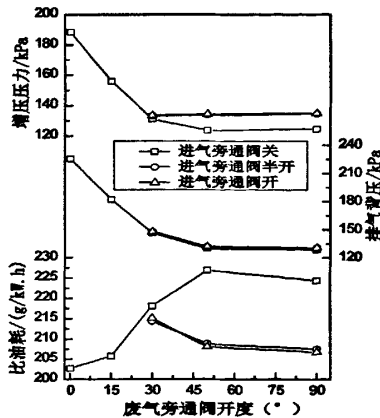


图 4-4 1800 r/min 210 N.m

图 4-5 是 1800 r/min、150 N.m 进气和废气旁通控制对性能的影响。与高负荷工况不同，在该工况下进气旁通阀和废气旁通阀全关时的比油耗并不是最佳。该工况点循环喷油量相对前两个负荷少，对空气的需求量也少，即使是低压级增压器单独工作也能满足发动机对进气量的要求。关闭进气旁通阀相对废气旁通阀打开，会导致废气旁通阀在小开度时发动机排气背压过高，废气旁通阀大开度时高压级压气机的被动旋转浪费了大量的能量，所以进气旁通阀关闭时的比油耗普遍高于进气旁通阀全开时的比油耗。研究表明在废气旁通阀与进气旁通阀都全开时，发动机的比油耗最低。

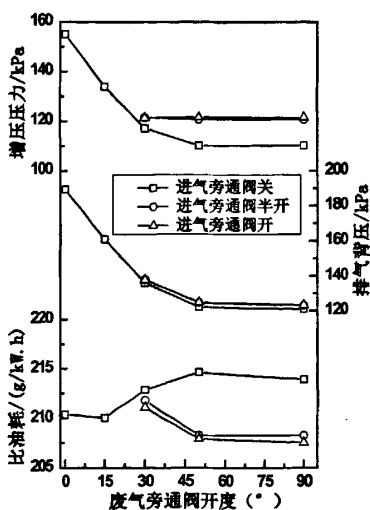


图 4-5 1800 r/min 150 N.m

1800 r/min、75N.m 小负荷工况（见图 4-6），不论进气旁通阀取何种状态，废气旁通阀开度越大，流经低压级增压器（大增压器）的废气比例越大，排气背压越低，泵气损失减小，这是油耗降低低的主要因素。由增压压力随废气阀开度变化曲线可以看出，进气旁通阀关闭、废气旁通阀全开时的增压压力明显低于进气旁通阀和废气旁通阀全开时的增压压力。这说明在进气旁通阀关闭时，随着废气旁通阀开度的增大，高压级压气机叶片被动旋转存在比较大的节流损失。在该较低转速的小负荷工况，同时选择大的进气和废气旁通阀开度可以获得经济性更大的改善。

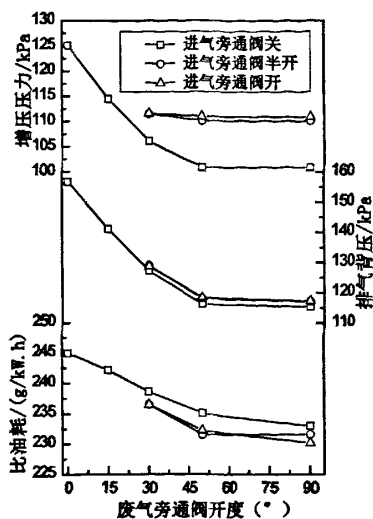


图 4-6 1800 r/min 75N.m

结合 1800 r/min 各负荷工况调节进气旁通阀和废气旁通阀试验研究, 可以发现, 在发动机低速大负荷工况, 要保证燃烧的充分进行, 要求达到较高的增压压力, 这就要求小增压器参与工作, 并且废气流入高压级涡轮机的量越大发动机的性能越好。随着发动机负荷的降低, 进气量因素显得不再重要, 排气背压的大小和高压级压气机叶轮的节流损失成为影响发动机性能的主要因素, 试验结果表明低转速小负荷工况进气旁通阀和废气旁通阀完全打开, 使低压级增压器单独工作时发动机的经济性最优。

2000 r/min 210 N.m、150 N.m 和 75 N.m, 1600 r/min 145 N.m 和 75 N.m, 1400 r/min 141 N.m 和 75 N.m, 1200 r/min 119 N.m 和 63 N.m, 1000 r/min 90 N.m 和 53 N.m 的研究结果同样表明, 在中低转速中低负荷工况, 燃油消耗率随废气旁通阀开度和进气旁通阀开度的加大也有明显降低的趋势, 这里不再给出具体的数据。

综上所述, 低速段复合涡轮增压系统控制中, 废气旁通阀和进气旁通阀的控制可以采用相同的策略: 即低速大负荷工况实现两个阀门全关、低速中小负荷两个阀门全开。

从前面的研究可知, 在 2000 r/min 及以下转速, 高负荷时废气全部流经高压级增压器可以获得性能的优化。从增压器的工作特性可知, 对于较小的增压器来说, 在发动机转速较高时容易造成排气压力过大和增压器转速过高, 对发动机的性能带来不利影响。为了研究较高转速时复合涡轮增压的工作特点, 进一步提高

发动机转速, 研究了 2200 r/min 各负荷工况进气旁通阀和废气旁通阀开度对发动机性能的影响, 见图 4-7。

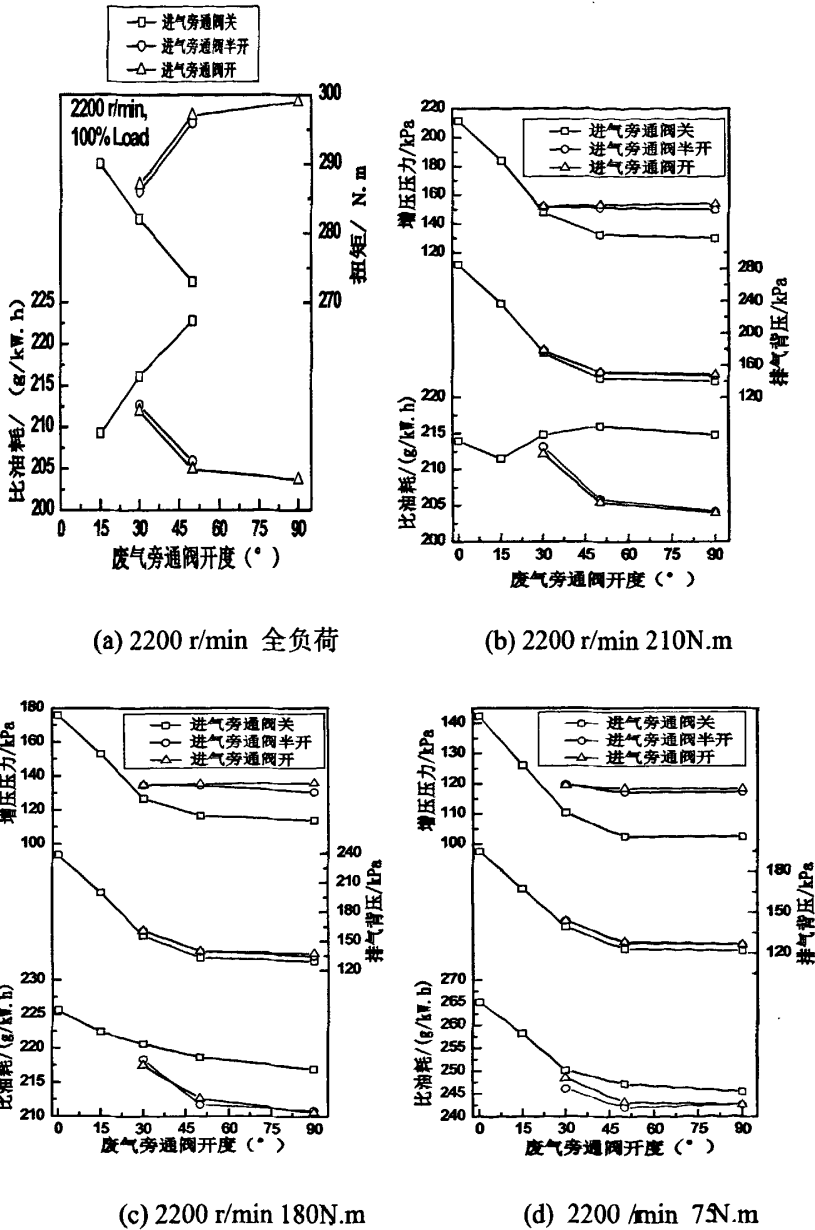


图 4-7 2200 r/min 各负荷开度调节特性

从图 4-7 中可以看出在 2200 r/min 各负荷工况, 废气旁通阀各开度下进气旁通阀关闭时的油耗率都高于进气旁通阀打开时的值。

对于该转速油门全开工况, 进气旁通阀关闭时, 扭矩和比油耗随废气旁通阀

开度的增大而恶化, 扭矩从 15° 开度的 $290 \text{ N}\cdot\text{m}$ 降到 50° 开度的 $273 \text{ N}\cdot\text{m}$, 而进气旁通半开或者全开时, 扭矩和比油耗随废气旁通阀开度的增大而变好。全负荷的最大扭矩和最佳比油耗都对应两阀全开的位置, 分别为: $299 \text{ N}\cdot\text{m}$ 和 $203 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ 。

2200 r/min 、 $210 \text{ N}\cdot\text{m}$ 工况下进气旁通阀关闭时调节废气旁通阀对比油耗的影响并不明显, 废气旁通阀全开和全关时的油耗率分别为 $213.9 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ 和 $214.7 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ 。当进气旁通阀半开或者全开时, 调节废气旁通阀开度至全开过程中, 增压压力基本不变, 排气背压下降明显, 比油耗有较大的改善, 油耗率从 $212 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ 降到 $204 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ 。这说明低压级增压器单独工作时即能满足发动机对空气量的需求, 又能保证较小的泵气损失。

2200 r/min 、 $150 \text{ N}\cdot\text{m}$ 和 $75 \text{ N}\cdot\text{m}$ 中小负荷工况下, 不同进气阀开度下各参数的变化趋势基本一致, 比油耗随着废气旁通阀开度的增大而降低。废气旁通阀开度在 50° 或者更大时, 进气旁通阀关闭对应的油耗较进气旁通阀半开或者全开时恶化, 原因在于进气旁通阀关闭时进气冲击高压级压机叶片损失了较多的能量, 存在较大的节流损失。

综合以上可知, 2200 r/min 各负荷工况下, 进气旁通阀和废气旁通阀都完全打开时, 发动机的燃油经济性最优。因此认为 2200 r/min 是从高压级增压器参与工作向低压级增压器单独工作的切换转速, 在 2200 r/min 以上转速的各工况可以参考 2200 r/min 的控制策略。

由图 4-3-图 4-7 还可以看出, 进气旁通阀全开废气旁通阀全开的油耗率始终要优于进气旁通阀半开废气旁通阀半开的油耗率。因为进气旁通管路在阀门全开时的节流损失要小于半开时的节流损失。

对复合涡轮增压柴油机废气旁通阀和进气旁通阀开度影响的研究结果表明, 各工况性能优化的控制方案中, 废气旁通阀和进气旁通阀都处于同样的开度位置: 即同时全开或同时全关。该结论为废气旁通阀和进气旁通阀的联动控制提供了依据, 即在控制策略中可以把废气旁通阀和进气旁通阀结合在一起, 实现两阀全关或全开的联合运行模式, 从而大大降低控制难度。

4.3 进气旁通阀和废气旁通阀开度控制 MAP

通过前面对各工况废气旁通阀和进气旁通阀的优化匹配试验的分析, 基于燃油经济性最优原则确定了发动机全工况下进气旁通阀和废气旁通阀开度控制 MAP, 如图 4-8 所示。

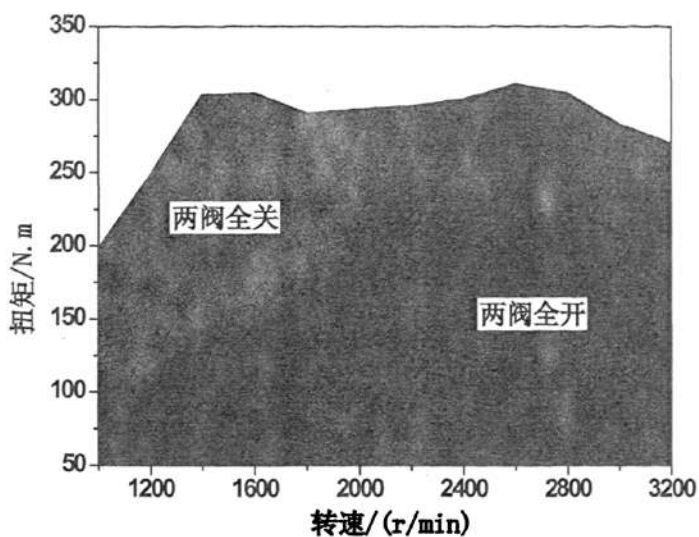


图 4-8 进排气旁通阀的控制 Map

由图 4-8 可以直观看出当发动机处于中低速中、高负荷工况下，进气旁通阀和废气旁通阀全关；对于中低速小负荷工况和高速的所有负荷工况，进气旁通阀和废气旁通阀都取全开状态。这样通过简单的控制策略可以实现性能的优化，也为实际的复合涡轮增压系统的控制提供了一定的参考。

各转速不同扭矩点对应的最优进气旁通阀和废气旁通阀开度见表 4-1。

表 4-1 各转速负荷下两旁通阀门开度最优值

转速/(r/min)	负荷/N.m	废气旁通阀开度	进气旁通阀开度
3200	全部负荷 工况	开	开
3000		开	开
2800		开	开
2600		开	开
2400		开	开
2200		开	开
2000	293	关	关
2000	270	关	关
2000	240	关	关
2000	210	开	开
2000	180	开	开

第四章 复合涡轮增压对柴油机性能和排放影响的试验研究

2000	150	开	开
2000	75	开	开
1800	290	关	关
1800	269	关	关
1800	240	关	关
1800	210	关	关
1800	180	开	开
1800	150	开	开
1800	75	开	开
1600	304	关	关
1600	285	关	关
1600	260	关	关
1600	235	关	关
1600	204	关	关
1600	175	关	关
1600	145	开	开
1600	75	开	开
1400	303	关	关
1400	280	关	关
1400	264	关	关
1400	232	关	关
1400	198	关	关
1400	170	关	关
1400	145	开	开
1400	71	开	开
1200	248	关	关
1200	225	关	关
1200	210	关	关
1200	188	关	关
1200	159	关	关
1200	140	关	关
1200	119	开	开
1200	63	开	开

1000	198	关	关
1000	165	关	关
1000	150	关	关
1000	137	关	关
1000	110	关	关
1000	90	开	开
1000	53	开	开

结合第三章的模拟计算结果我们发现,在大部分工况模拟和试验结果的趋势比较一致,只是在发动机低转速小负荷工况下,数值模拟部分的结论和试验结论有一定的差异。模拟计算表明,在低速小负荷工况下,进气旁通阀全关,废气旁通阀接近全开位置并不全开(让一部分废气冲击高压级涡轮使其惰转,避免进气冲击高压级压气机叶轮消耗能量)时发动机的经济性最优。试验结果表明,在低速小负荷工况下,进气旁通阀和废气旁通阀全开时发动机的经济性能最优。

在所建的GT模型中,当进气排气旁通阀全开时,废气和进气仍会不可避免的要冲击高压级涡轮,高压级压气机,损失很多能量,所以模拟的结果表明两阀全开时发动机性能并没有进气旁通阀关闭废气旁通阀接近全关下的性能好。在台架试验中,低速小负荷工况下进排气旁通阀全开时,复合涡轮增压系统实际的管路连接形式使得废气冲击高压级涡轮叶片和进气冲击高压级压气机叶片造成的节流损失并不明显。

台架试验中,复合涡轮增压系统中高低压级增压器的连接管路错综复杂,管路节流损失很大,试验中把进排气旁通阀门调至模拟结论中的最优开度,发动机性能反而恶化。以上因素造成了模拟和试验结论在低速小负荷工况阀门控制策略差异。

4.4 复合涡轮增压柴油机与原机性能和排放的对比

采用前面确定的复合涡轮增压优化控制策略,进行了外特性、负荷特性和万有特性性能和排放试验研究,并与原机的性能和排放进行了对比。

4.4.1 外特性性能和排放对比

复合涡轮增压柴油机与原机外特性扭矩和比油耗对比曲线如图4-9。从图4-9可以看出柴油机配复合涡轮增压系统后,在低速段(1000 r/min-1800 r/min)和高速段(2600 r/min-3200 r/min)发动机扭矩和比油耗得到大幅度的优化。1000 r/min,

1200 r/min, 1400 r/min, 1600 r/min, 1800 r/min 外特性扭矩分别提高了 4.2%, 7.8%, 7.8%, 6.7%, 3.2%。比油耗分别降低了 4.6%, 8.5%, 8.7%, 6.9%, 3.8%。2600 r/min, 2800 r/min, 3000 r/min, 3200 r/min 转速下外特性扭矩分别提高了 4.7%, 4.8%, 4.8%, 6.3%；比油耗分别降低了 2.4%, 3%, 2.7%, 4.4%。柴油机配复合涡轮增压系统后低速和高速性能得到了明显的改善。

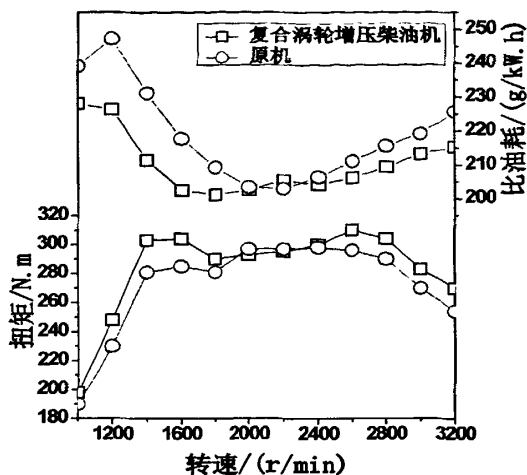


图 4-9 复合涡轮增压柴油机与原机外特性扭矩、比油耗对比

复合涡轮增压柴油机与原机外特性空燃比、增压压力和涡前压力的对比曲线见图 4-10, 可以看出复合涡轮增压柴油机在低速段外特性增压压力, 涡前压力和空燃比都高于原机, 高速段的增压压力和空燃比略高于原机。中等转速工况增压压力低于原机, 空燃比随之降低。以上结果说明复合涡轮增压系统能很好的与发动机低速和高速工况匹配, 高的增压压力改善了燃烧性能。中等转速复合涡轮增压的优势并不明显。

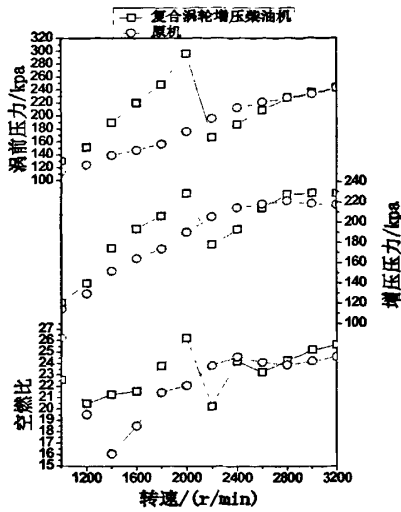


图 4-10 外特性空燃比、增压压力和涡轮前压力对比

外特性排放试验结果如图 4-11 所示，采用复合涡轮增压系统后各转速外特性的 HC,CO 排放值较原机有不同程度的改善。烟度排放量在低速工况较原机有大幅降低，中高速转速段烟度值有略微上升。低速大负荷工况发动机配复合涡轮增压系统后进气量大幅增大，燃烧性能改善，烟度排放降低。

中高速工况内 NO_x 排放较原机明显改善。结合外特性空燃比曲线，在低速段空气量的增加造成了适合 NO_x 生成的富氧环境， NO_x 排放较原机有所升高。

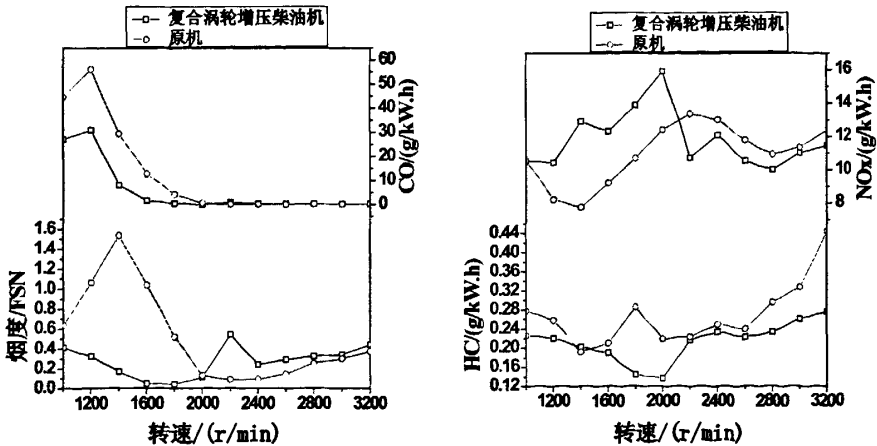


图 4-11 复合涡轮增压发动机与原机外特性排放

4.4.2 负荷特性的性能和排放对比

一、空燃比、增压压力和涡前压力

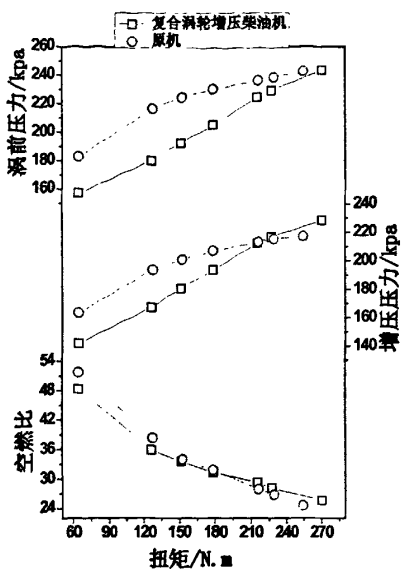
复合涡轮增压对性能和排放的影响，主要来自对换气过程和燃烧过程的影响，其中空燃比、增压压力和涡前压力是重要的影响因素。为了分析复合涡轮增压柴油机空燃比、增压压力和涡前压力的变化，图 4-12 分别给出高速工况（3200 r/min、2800 r/min）、中等转速（2200 r/min、2000 r/min）和低转速（1400 r/min、1200 r/min）空燃比、增压压力和涡前压力的变化。

从图 4-12(a)(b) 可以看出在高转速段，复合涡轮增压发动机与原机相比：中小负荷下增压压力、空燃比降低，同时排气背压明显低于原机。大负荷工况，复合涡轮增压发动机的增压压力超过原机，排气背压低于原机，空燃比稍高于原机。对比可以看出高速中小负荷工况下复合涡轮增压发动机的泵气损失低于原机，高速大负荷工况，复合涡轮增压发动机增压效果有所改善。

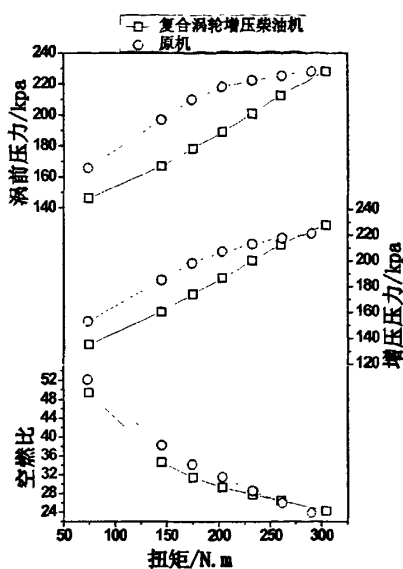
从图 4-12(c)(d)可以看出，在切换转速 2200 r/min 复合涡轮增压发动机的增压压力、空燃比低于原机的同时排气背压也较低。在 2000 r/min 中小负荷工况由于进气旁通阀和废气旁通阀都处于全开状态，大尺寸的低压级增压器单独工作，增压压力和空燃比稍逊于原机，同时排气背压也比原机小。在 2000 r/min、270 N.m 工况进气旁通阀和废气旁通阀全关，高压级增压器的增压效果明显增压压力大幅提高，空燃比有所升高，同时排气背压也急剧升高。

从图 4-12(e)可以看出 1400 r/min 大负荷工况复合涡轮增压系统的增压压力和空燃比高于原机，满足发动机大负荷对进气量的要求，小负荷工况增压压力较原机有所降低，排气背压也相应减小。对比图 4-12(f)，表明随着转速的降低空燃比与原机的差异缩小。在 1200 r/min 工况，复合涡轮增压发动机增压压力比原机有所提高。

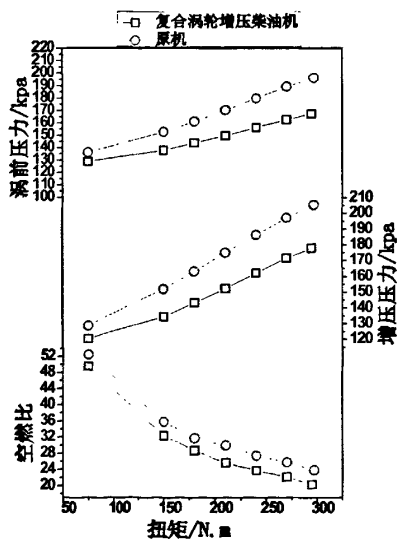
综合以上结论，表明复合涡轮增压发动机在高速大负荷工况和低速中高负荷工况增压压力提高明显，改善了缸内燃烧，降低了油耗。在高速工况复合涡轮增压发动机的涡前压力明显低于原机。空燃比和增压压力的变化趋势基本一致。



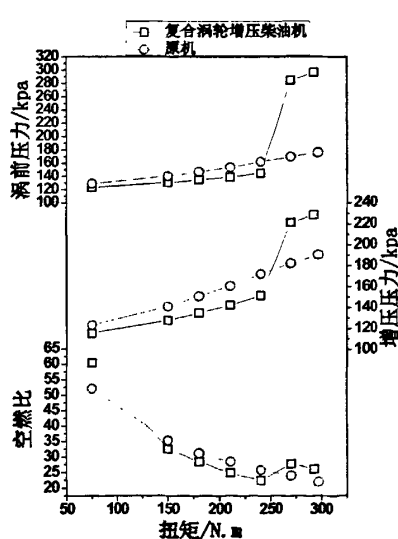
(a) 3200 r/min



(b) 2800 r/min



(c) 2200 r/min



(d) 2000 r/min

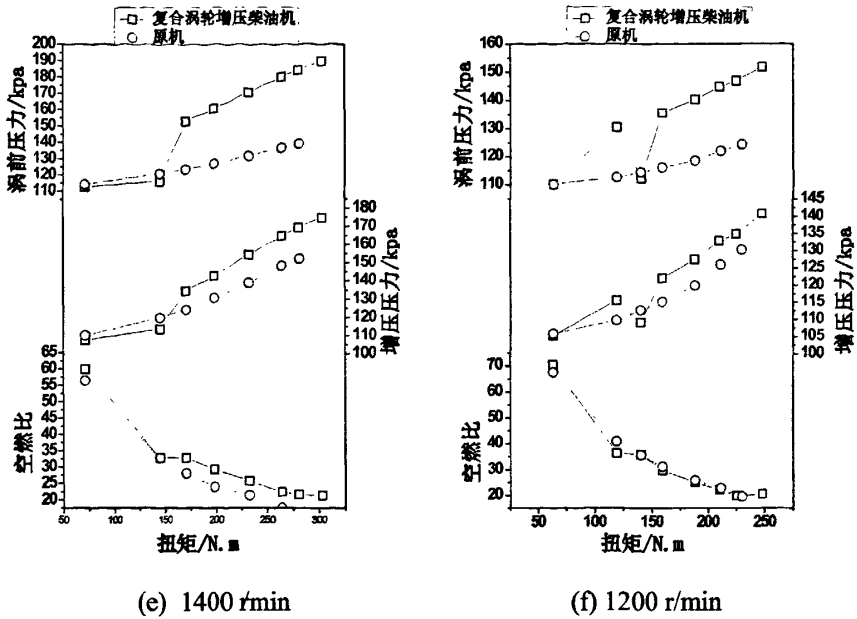
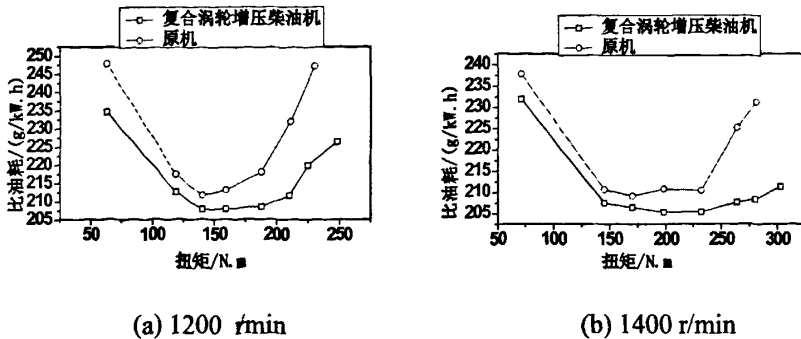


图 4-12 各转速空燃比、增压压力和涡轮前压力的对比

二、比油耗

图 4-13 给出了不同转速下复合涡轮增压发动机与原机负荷特性的比油耗对比曲线,可以看出,柴油机匹配复合涡轮增压系统后在绝大多数工况下都能获得比油耗的改善,这种优势在低速和高速工况更为明显。从图中也可以看出在中等转速经济性改善较小,个别工况有所升高,这也和所匹配的复合涡轮增压系统有关,复合涡轮增压系统中的高低压级增压器分别匹配低速和高速工况,中间转速的优化效果并不明显,因此复合涡轮增压系统的中间切换转速时匹配过程中的一个难点。

比油耗对比结果表明来说,采用两个增压器可以在更大的运行范围内适应工况需求,基本实现了增压系统和发动机的良好匹配。



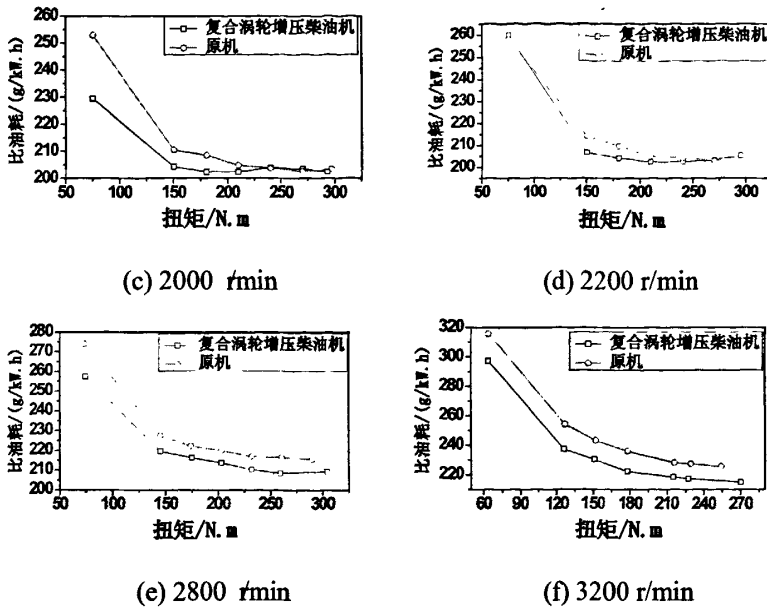


图 4-13 复合涡轮增压发动机比油耗与原机的对比

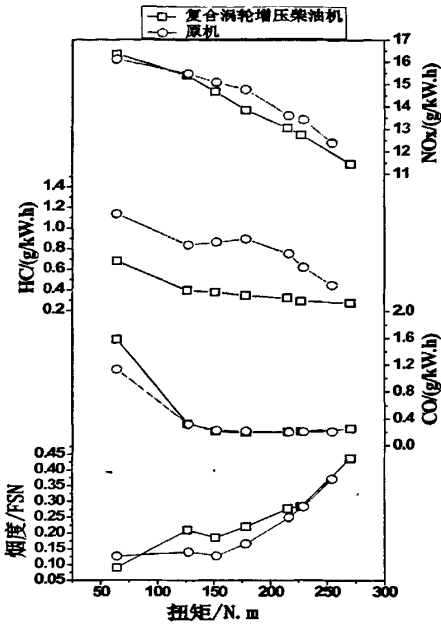
三、排放

复合涡轮增压对燃烧性能的影响是其影响排放性能的主要原因，图 4-14 给出高速工况（3200 r/min、2800 r/min）、中等转速（2200 r/min、2000 r/min）和低转速（1400 r/min、1200 r/min）烟度、NO_x、HC、CO 排放同原机的对比。

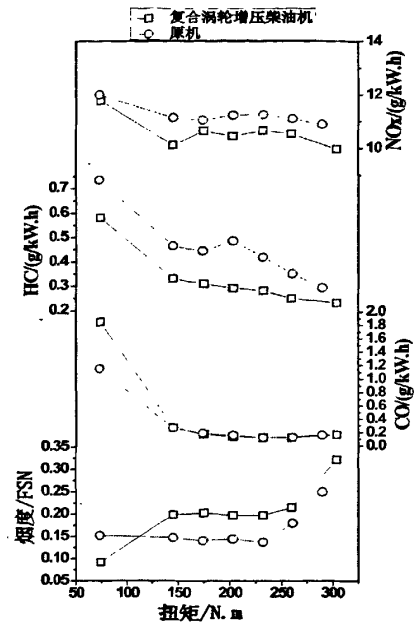
由图 4-14 可以看出，柴油机匹配复合涡轮增压系统后 HC 排放值在所有工况下都有所降低。在低转速高负荷工况复合涡轮增压发动机的 CO 排放较原机有很大改善，低速高负荷工况增压压力升高，空燃比升高，燃烧性能得到很大改善，造成 CO 排放量也降低。在 2000 r/min CO 的比排放除了在大负荷工况有所降低外，中小负荷工况 CO 的排放有所升高。在 2400 r/min 2800 r/min 3200 r/min 转速下，复合涡轮增压发动机 CO 的排放与原机相比相当，只是在小负荷工况 CO 排放有恶化现象。

柴油机污染物排放中氮氧化物和烟度存在“trade-off”关系，从本研究中 NO_x、烟度排放的结果也可明显看出。在高转速工况（3200 r/min 2800 r/min 2400 r/min）配复合涡轮增压系统的发动机较原机 NO_x 排放改善明显，但是烟度的排放有所恶化。在中高转速工况，原机所匹配增压器较本研究中的低压级大增压器增压效果要好，为 NO_x 的生成提供了富氧的环境，造成 NO_x 排放偏高。在 2000 r/min 以下，可以看出复合涡轮增压发动机 NO_x 和烟度排放与原机相比在小负荷时变化很小，在大负荷时 NO_x 排放比原机偏高，烟度排放降低。这与复合涡轮增压

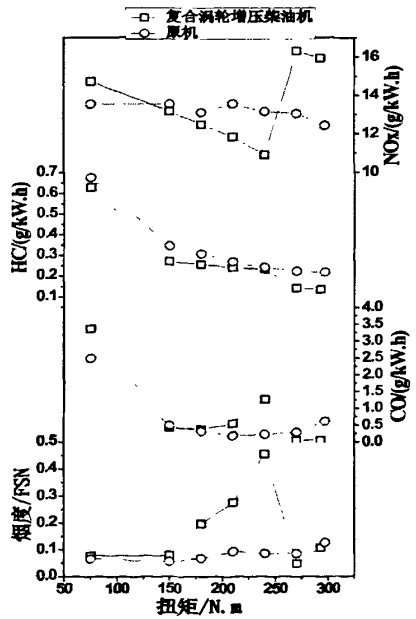
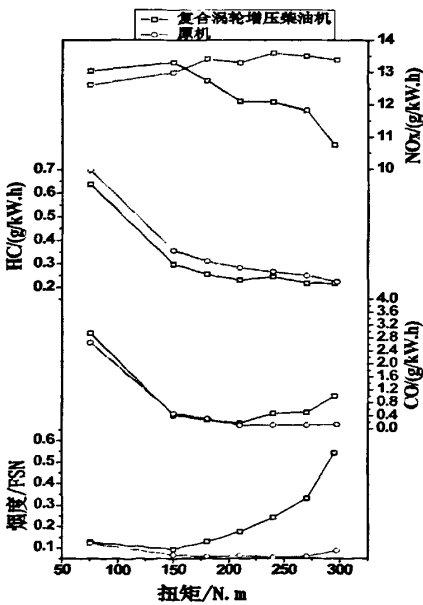
系统在低速的控制策略有关,在低速大负荷工况,复合涡轮增压系统中的进气旁通阀和废气旁通阀全部关闭,废气依次流过高压级涡轮和低压级涡轮,空气经由低压级压气机和高压级压气机压缩,高压级增压器的工作给发动机注入了更多的增压空气。



(a) 3200 /min

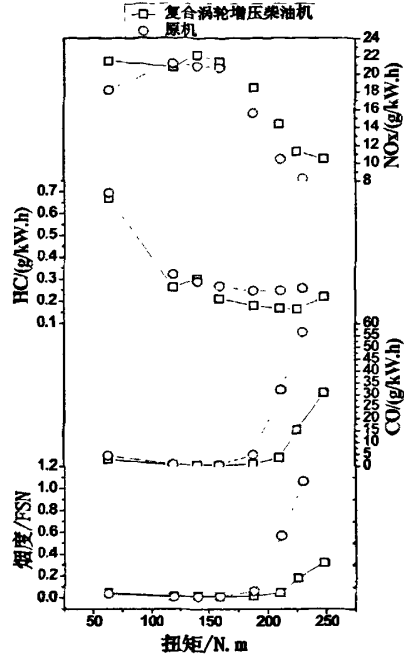
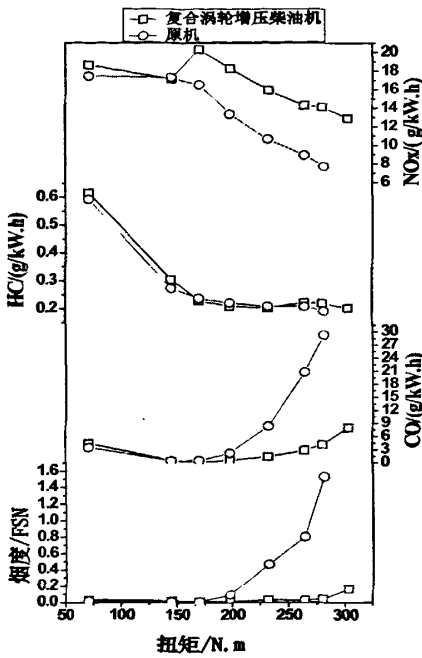


(b) 2800 r/min



(c) 2200 r/min

(d) 2000 r/min



(e) 1400 r/min

(f) 1200 r/min

图 4-14 复合涡轮增压发动机负荷特性排放与原机对比

4.4.3 万有特性

给出复合涡轮增压柴油机比油耗万有特性曲线如图 4-15 所示,原机万有特性曲线如图 4-16 所示。

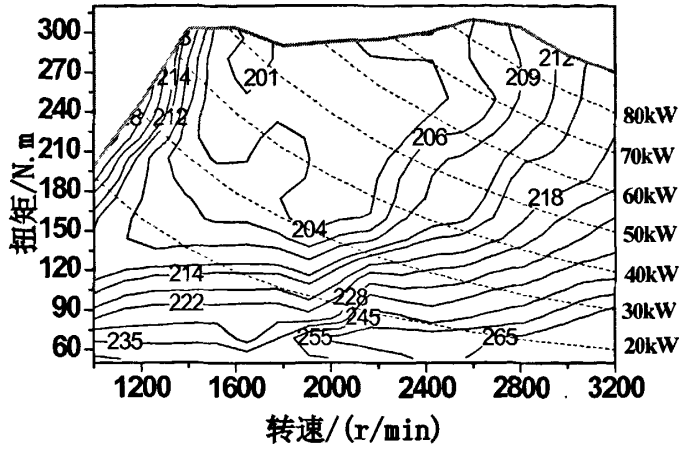


图 4-15 复合涡轮增压柴油机万有特性

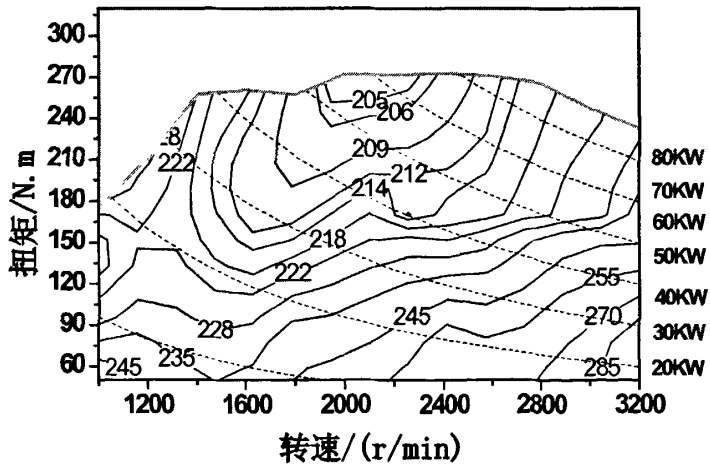


图 4-16 原机万有特性

可以看出，原机的经济油耗区较窄，最低比油耗为 202.5 g/kW.h。采用复合涡轮增压系统后油耗得到明显改善最低油耗降至 199.93 g/kW.h，低油耗线包含的面积较原机大幅度扩大，这说明复合涡轮增压对发动机的经济性起到了明显的改善作用。

4.5 本章小结

(1) 对高压级增压器进行了选配, 确定了本研究所用的复合涡轮增压系统中高压级和低压级增压器参数。

(2) 研究了不同转速不同负荷下复合涡轮增压系统中的进气旁通阀和废气旁通阀的开度对发动机性能的影响, 基于燃油经济性对复合涡轮增压系统进行了优化匹配, 确定了全工况范围内进气旁通阀和废气旁通阀的控制策略。

(3) 进行了复合涡轮增压柴油机外特性和万有特性试验, 研究了匹配复合涡轮增压系统对柴油机外特性、油耗、空燃比、增压压力、涡前压力、排放的影响。并与原机相应参数进行对比分析。柴油机匹配复合涡轮增压后低速和高速的扭矩、比油耗都能得到较好的改善。排放性能方面, 匹配复合涡轮增压系统能有效降低 HC, CO 的排放, 低速工况烟度的排放较原机也有较大改善。在高速工况下复合涡轮增压发动机的 NO_x 排放明显降低。高速工况下烟度略有升高, 低速大负荷工况 NO_x 排放有所升高。但总体来说, 采用复合涡轮增压能较好的改善柴油机的排放性能。

(4) 对原机和复合涡轮增压发动机的万有特性进行了对比分析, 匹配复合涡轮增压系统可以大幅提高柴油机的经济性。

第五章 全文总结

本文对柴油机匹配复合涡轮增压进行了工作过程数值模拟研究和试验研究。进行了复合涡轮增压对柴油机外特性的影响,以及各转速不同循环喷油量下复合涡轮增压系统中进气旁通阀和废气旁通阀开度对发动机性能的影响模拟研究。进行了高低压级增压器的选配、复合涡轮增压系统的优化控制的试验研究。通过本文研究,可以得到以下结论:

1、复合涡轮增压系统进气旁通阀和废气旁通阀的控制策略中存在切换转速,当发动机转速达到切换转速及更高转速时,复合增压系统中的废气旁通阀和进气旁通阀全开,发动机转速低于切换转速的大负荷工况下,进气旁通阀和废气旁通阀全关,发动机转速低于切换转速的中小负荷工况下两阀全开。

2、基于燃油经济性最优原则,得到了复合增压系统(SJ44Q+SJ60F)中废气旁通阀和进气旁通阀在全工况的控制 MAP。

3、外特性曲线表明,匹配复合涡轮增压系统能大幅提高发动机低速扭矩和高速扭矩,同时比油耗明显降低。

4、采用复合涡轮增压能有效降低 CO 和 HC 排放。低速工况烟度大幅改善,高速工况烟度有略有增加。发动机配复合涡轮增压系统后在高速工况 NO_x 排放显著降低,低速中小负荷 NO_x 较原机也有降低,在低速大负荷工况 NO_x 排放有略有上升。总体来说发动机匹配复合涡轮增压系统后排放性能得到较好优化。

5、复合涡轮增压柴油机万有特性与原机相比,全工况范围内比油耗有较大改善,最低油耗降至 199.93 g/kW.h,经济油耗区明显变宽,采用该复合涡轮增压显著提高了发动机的经济性。

参考文献

- [1]廖抒华, 汽车技术发展与环境[J], 上海汽车, 1999.6
- [2]赵士林, 国外内燃机技术发展动向综述[J], 内燃机, 1996.NO.2
- [3] Noboru Hikosaka, A View of the Future of Automotive Diesel Engines, SAE paper, 972682
- [4]周龙保, 内燃机学, 第二版, 机械工业出版社, 2007
- [5]D.T.Hountalas, C.O.Katsanos and V.T. Lamaris , Recover Energy from the Diesel Engine Exhaust Using Mechanical and Electrical Turbocharging, SAE paper, 2007-01-1563
- [6]William Attard , Harry C. Watson and Steven Konidaris, Highly Turbocharging a Flow Restricted Two Cylinder Small Engine-Turbocharger Development, SAE paper, 2007-01-1562
- [7]J.R.Serrano, C.Guardiola, V Dolz . Experiment Study of the Turbine Inlet Gas Temperature Influence on Turbocharger Performance SAE paper , 2007-01-1559
- [8]Neil Fraser, Tristan Fleischer and John Thornton , Development of a Fully Variable Compressor Map Enhancer for Automotive Application, SAE paper , 2007-01-1558
- [9]Srithar Rajoo and R.F. Martine-Botas, Improving Energy Extraction from Pulsating Exhaust Flow by Active Operation of a Turbocharging Turbine, SAE paper 2007-01-1557
- [10]张然治, 车用发动机增压技术现状及市场预测, 车用发动机, 1997-2, 1~9
- [11]蒋德明, 内燃机的涡轮增压[M], 机械工业出版社, 1993
- [12]江厚美, 潘庆洁, 蔡文兴, 汽车发动机增压技术[M], 北京:人民交通出版社, 1984
- [13]王延生, 黄佑生, 车用发动机废气涡轮增压[M], 北京:国防工业出版社, 1984
- [14]顾宏中, 涡轮增压柴油机性能研究, 上海:上海交通大学出版社, 1998
- [15]许建辉, 徐长荣, 浅谈汽车发动机增压技术[J], 城市车辆, 2003 (4)
- [16] A R S McCUTCHEON, BSc, PhD, CEng, M W G BROWN, BSc, CEng, MIMechE, Evaluation of a variable geometry turbocharger turbine on a commercial diesel engine, C104/86 IMechE, 1986
- [17] 陆家祥, 车用内燃机增压, 机械工业出版社, 1993
- [18]顾宏中, 涡轮增压柴油机性能研究[M], 上海:上海交通大学出版社, 1998
- [19]Russell J.Wakeman and Danny O.Wright, Closed loop turbocharger control with

- transient wastegate functions, SAE 860487(SP-653)
- [20]Shigeru Anada,Toshiro Kawami, and Noriyoshi Shibata, Development of SJ(Swirl Jet)turbocharger for diesel engine vehicles, SAE 970341
- [21]P C FRANKLIN, MA and B E WALSHAM, Variable geometry turbochargers in the field,C121/86IMechE,1986
- [22]Roessler M.etal,Variable Nozzle Turbocharger for Medium-speed Diesel Engine,SAE880119
- [23]Roselt J ,New Variable Nozzle Turbocharger from Garrett.High Speed Diesel & Drives, 1990
- [24]J R STAEKEY, BSc and P C FRANKLIN, MA, The benefits of variable geometry turbocharging from the military aspect,C405/043 IMechE,1990
- [25]Christoph Luttermann and Werner,BMW High Precision Fuel Injectionin Conjunction with Twin-Turbo Technology :a Combination for Maximum Dynamic and High Fuel Efficiency,SAE2007-01-1560
- [26] 魏名山, 李 凯, 马朝臣, 车用柴油机的两级增压.设计, 计算.研究: 1000—3703(2005)01—0025—04
- [27]Adam OpelAGOpel Twin-Turbo Revolutionizes Diesel Engine Technology. [www. Germanearfans. com / news. efm / newsid / 2040414. 009 / opel / 1 . html](http://www.Germanearfans.com/news.efm/newsid/2040414.009/opel/1.html)
- [28]BMWAG,BMW Innovation Revolutionising Deisel Technology,[www . Germancarfans. com / news. efm / newsid / 204 0218. 001](http://www.Germancarfans.com/news.efm/newsid/2040218.001)
- [29]Robert C.Griffith,Series Turbocharging for the Caterpillar Heavy-Duty On-Highway Truck Engines with ACERT Technology SAE 2007-01-1561
- [30] Changryul Choi, Sunhyuk Kwon and Sunghwan Cho, Development of Fuel Consumption of Passenger Diesel Engine with 2 Stage Turbocharger,SAE paper2006-01-0021
- [31] Sylvain Saulnier,St é phane Guilain.Computational Study of DieselEngine Downsizing UsingTwo-StageTurbocharging,SAE Paper, 2004-01-0929
- [32]郑广勇.工作过程计算在发动机开发中的应用[J], 汽车技术, 2003(9):17-22
- [33]Theissen M. Engine design in the 90s-CAE simulation to ensure realistic drafts from the start[C],SAE Paper 945022
- [34]Moser F X, Flotho A W, Die neuen wassergekuhhen deutz-diesel motoren BFM 1015.MTZ 1994
- [35]尧命发, YC4112ZLQ 工作过程模拟计算分析报告, 博士后课题阶段研究报

- 告 2003: 29-30
- [36]尧命发, 发动机工作过程模拟计算, 博士后课题阶段研究报告, 2003: 135-143
- [37]姚军, 六缸增压发动机仿真程序的研究[D], 北京理工大学硕士学位论文, 1985.4
- [38]顾宏中, 内燃机中的气体流动及其数值分析[M], 国防工业出版社.1985
- [39]姚小刚, 用于微型计算机的四缸机循环模拟程序研究[D], 清华大学硕士学位论文, 1984
- [40] 顾宏中, 涡轮增压柴油机性能研究[M], 上海:上海交通大学出版社, 1998
- [41] 朱访君, 吴间, 内燃机工作过程数值计算及其优化[M], 北京:国防工业出版社, 1997
- [42] 朱大鑫, 涡轮增压与涡轮增压器[M], 北京:机械工业出版社, 1992
- [43]GT-Power Tutorial Version6.0, Gamma Technologies, 2003.3
- [44] Gamma Technologies Inc. GT-Power Engine Simulation Software. Version 6.0
- [45] GT-Power Tutorial Version6.0, Gamma Technologies,2003.3
- [46]李艳红, 直喷式柴油机的特性预测及参数优化[D], 江苏大学硕士学位论文, 2003
- [47]刘荣纯, 高强度柴油机性能研究, 中国铁道学会我国发展内燃机车 40 周年学术会议论文集, 北京.1998:104-106
- [48]徐秀华, 夏少华, 模拟计算在发动机优化过程中的应用[J], 现代车用动力, 2002(3):22-24
- [49]李彬轩, 徐航, 何文华柴油机实时仿真中燃烧模型的建立[J], 2001,19(2):148-152

参与科研情况说明

参与的科研项目：

天津大学-广西玉柴合作项目“YC4F 柴油机复合增压对发动机性能、燃烧和排放影响的试验研究”

致 谢

本论文的工作是在导师尧命发教授的悉心指导下完成的，尧老师严谨的治学态度和科学的工作方法给了我极大的帮助和影响。在此衷心感谢两年来尧老师对我各方面的关心与指导。

在台架试验过程中郑尊清副教授，陈征博士和赵令猛硕士给予了我很大帮助，在此向郑老师，陈征博士和赵令猛硕士表示衷心的感谢。感谢张翔宇硕士，胡志林硕士，李彦飞硕士在试验期间提供的无私帮助。

感谢两年来刘海峰博士，张全长博士，王浒博士，张鹏硕士，岳艳硕士，王怡峰硕士对我学习和生活上的关心和帮助。

感谢那些曾给与我帮助但一时难以念及的老师、同学和朋友在学习、科研和生活上的帮助。

感谢家人，他们的理解和支持使我能够在学校专心完成我的学业。