



本论文经答辩委员会全体委员审查，确认符合合肥工业大学  
硕士学位论文质量要求。

答辩委员会签名(工作单位、职称)

主席：	林其剑	中国科学技术大学	教授
委员：	汪春梅	合肥工业大学	副教授
	钱叶剑	合肥工业大学	副教授

导师： 大咏基 合肥工业大学 教授

## 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及取得的研究成果。据我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得合肥工业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谢意。

学位论文作者签名：

沈志峰

签字日期：2011年4月25日

## 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解合肥工业大学有关保留、使用学位论文的规定，有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人授权合肥工业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，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后适用本授权书)

学位论文作者签名：

沈志峰

导师签名：

方成其

签字日期：2011年4月25日

签字日期：2011年4月25日

日

学位论文作者毕业后去向：

工作单位：

电话：

通讯地址：

邮编：

# 柴油机掺烧模拟废气柴油重整气的燃烧过程研究

## 摘要

柴油机目前被广泛应用于船舶动力、发电、灌溉、车辆动力等广阔的领域,但应用的同时带来了严重的大气污染问题,如何进一步降低柴油机排放已成为当前能源与环境领域的一个重要课题。本文从改善燃烧降低排放的目标出发,运用先进的光学可视化研究手段,研究了在模拟废气柴油重整气条件下柴油机燃烧过程和温度场分布的规律。

本文完善了原有光学发动机装置,设计了一套模拟废气柴油重整气混合进气系统,选定了若干个典型的模拟废气柴油重整气工况,同步测试和拍摄了缸内压力和燃烧火焰图片,分析了在模拟废气柴油重整气条件下的柴油机燃烧过程和温度场分布情况,并与纯柴油燃烧过程进行了对比。

研究表明:大 EGR 可推迟着火时刻;模拟废气柴油重整气的可压缩性发生改变,其改变程度主要受单位体积气体摩尔数和转速影响;模拟废气柴油重整气燃烧前期有一段较为明显的低温反应过程;随着  $H_2$  含量的增加,着火时刻随之提前,主燃烧期也缩短;不同组分模拟废气柴油重整气对着火时刻温度的影响不大,大 EGR 可以降低主燃烧期内的缸内平均温度,减少局部高温区域;加入模拟废气柴油重整气可以提高火焰传播速度,而大 EGR 则降低火焰传播速度,随着  $H_2$  含量的增加,火焰传播速度随之提高。

利用 FIRE 软件,建立了 ZS195 柴油机缸内工作过程模型,在模拟废气柴油重整气条件下,对 ZS195 柴油机的燃烧过程进行了数值模拟。模拟计算结果表明:小 EGR 工况下着火时刻基本不变,大 EGR 工况下着火时刻推迟;模拟废气柴油重整气工况下,燃烧期内的缸内压力、温度以及最大压力、最高温度均大于纯柴油工况时的压力和温度,增加幅度与  $H_2$  含量成正比,与  $CO_2$  含量成反比。经过分析,模拟结果与试验数据的差异主要是由模拟时各工况下的气体可压缩性和循环供油量均不变等理想假设所引起的。

**关键词:** 模拟废气柴油重整; 柴油机; 燃烧过程; 数值模拟

# Research on Combustion Process for Diesel Engines Blended with Simulated Exhaust Diesel Reforming Gas

## Abstract

Diesel engines is widely used in shipbuilding power, power generation, irrigation, vehicle power and other vast areas, but the application also caused serious air pollution problems. In order to improve combustion process and decrease emissions, this paper uses the advanced optical method and studies the law of diesel engines combustion process and temperature field distribution in simulated exhaust diesel reforming gas (SEDRG) conditions.

This paper designed a gas mixture intake system based on the original optical engine, selected several specific SEDRG conditions, measured in-cylinder pressure and photographed combustion flame pictures, experimental studied diesel engines combustion process and temperature field on SEDRG conditions and compared with single diesel combustion condition.

The results show that: fire timing can be delayed by large EGR; Compressibility of SEDRG changes which mainly due to impact of the moles numbers of gas per unit volume and speed; There is a low temperature reaction before SEDRG combustion; Fire timing advance and main combustion duration shortened with increasing of  $H_2$ ; SEDRG has little effect on temperature of fire timing, large EGR can reduce mean in-cylinder temperature and local high-temperature region in main combustion duration; SEDRG can improve the flame propagation speed. Large EGR reduces flame propagation speed. With the increasing of  $H_2$ , flame propagation speed enhances.

The in-cylinder working process model of ZS195 diesel engine was established by FIRE which also simulated the combustion of ZS195 diesel engine on SEDRG conditions. The results show that: fire timing basically remain the same in small EGR and delay in large EGR; The in-cylinder combustion pressure, temperature, maximum pressure and maximum temperature of SEDRG conditions is all more than single diesel condition, the increasing extent is directly proportional to  $H_2$  and inversely proportional to  $CO$ ; The differences between experimental results and simulation results is mainly due to some ideal factors in FIRE simulation such as compressibility of mixture gas and fuel-injection per-cylinder cycle are maintain.

**Keywords:** Simulated exhaust reformed gas; Diesel engine; Combustion process; Numerical simulation

## 致谢

本文是在导师左承基教授的悉心指导下完成的，从论文的选题、构思到定稿，每一个环节都倾注着导师的心血。导师渊博的知识、敏锐的学术洞察力和卓越的远见是我一生的学习榜样和追求目标。导师忘我的工作热情、严谨的治学态度、不断追求创新的意识和诲人不倦的育人态度也时刻感染并激励着作者，令作者受益匪浅。往事历历在目，师恩难忘，在论文完成之际，谨向恩师致以最诚挚的谢意和深深的敬意！

本论文的完成渗透了试验室徐天玉高级试验师的心血，在试验过程中徐天玉老师对专业知识细心的讲解使作者的专业水平有了很大的提高，在此向徐天玉老师表示诚挚的敬意！

感谢试验室和教研室各位老师的关心与支持，在此向刘勇强老师和钱叶剑老师表示衷心的感谢！

感谢同窗好友罗玮、杨扬、黄保科、韩鸣、刘伟、胡颖智、常耀红的帮助。感谢师弟李亮、孙飞、丁海春的帮助和支持！

最后，值此论文完成之际，作者要特别感谢深爱的父母和亲人们。在作者求学生活中，他们始终给予作者无限的理解和支持，并在生活上给予无微不至的关照，为作者论文的完成提供了有力的保证！

沈志峰

2011年4月

# 目 录

第一章 绪论.....	1
1.1 引言.....	1
1.2 H <sub>2</sub> 和 CO 在内燃机上的应用现状 .....	2
1.2.1 H <sub>2</sub> 在内燃机上的应用 .....	2
1.2.2 CO 在内燃机上的应用 .....	4
1.3 柴油机可视化技术国内外研究进展 .....	5
1.4 内燃机数值模拟发展现状 .....	7
1.5 论文的课题来源、意义及主要研究内容.....	7
第二章 可视化试验装置设计 .....	9
2.1 引言.....	9
2.2 燃烧过程可视化系统 .....	9
2.3 混合气进气系统 .....	12
2.3.1 进气流量的计算.....	12
2.3.2 流量计选用 .....	13
2.3.3 流量计的示值修正 .....	14
2.3.4 其他部件设计 .....	15
2.4 本章小结 .....	17
第三章 柴油机掺烧模拟废气柴油重整气燃烧过程可视化试验 .....	18
3.1 引言.....	18
3.2 试验方案 .....	18
3.3 试验结果及分析 .....	18
3.3.1 纯柴油试验结果及分析 .....	18
3.3.2 模拟废气柴油重整气试验结果及分析 .....	24
3.3.3 燃烧火焰与燃烧过程的组合分析 .....	39
3.4 火焰传播速度估算 .....	42
3.5 本章小结 .....	46
第四章 柴油机掺烧模拟废气柴油重整气燃烧过程数值模拟 .....	47
4.1 引言.....	47
4.2 FIRE 软件介绍 .....	47
4.3 计算网格的建立 .....	48
4.3.1 ESE-Diesel 模块介绍 .....	48
4.3.2 网格生成 .....	48
4.4 缸内工作过程模型的建立 .....	49
4.4.1 边界条件 .....	49

4.4.2 初始条件 .....	50
4.4.3 物质输运模块 .....	51
4.4.4 通用气相反应模块 .....	51
4.4.5 喷雾模块 .....	52
4.4.6 动网格 .....	55
4.4.7 气体组分比例 .....	56
4.4.8 缸内工作模型的验证 .....	56
4.5 模拟结果分析 .....	57
4.5.1 缸内平均压力影响 .....	57
4.5.2 缸内平均温度影响 .....	58
4.5.3 NO 影响 .....	60
4.5.4 CO 影响 .....	61
4.5.5 模拟结果与试验值的对比 .....	61
4.6 本章小结 .....	63
第五章 总结与展望 .....	64
5.1 全文总结 .....	64
5.2 工作展望 .....	64

## 插图清单

图 1-1 火花塞和喷射器在氢发动机缸盖上的布置 .....	3
图 1-2 氢发动机指示范围的指示热效率 .....	3
图 1-3 原机和掺不同比率 CO 柴油机的缸内平均压力和温度曲线图 .....	5
图 1-4 直接图像法的系统布置 .....	6
图 2-1 光学发动机试验系统简图 .....	11
图 2-2 LZB10 外形图 .....	13
图 2-3 LZB15,25,40 外形图 .....	13
图 2-4 稳压箱 .....	15
图 2-5 接头设计图 .....	16
图 2-6 流量计支架示意图 .....	17
图 2-7 柴油机模拟废气柴油重整气燃烧过程可视化试验装置示意图 .....	17
图 3-1 柴油机全油门时缸内燃烧可视化照片 .....	20
图 3-2 示功图 .....	20
图 3-3 温度场分析 .....	22
图 3-4 温度分布统计图 .....	23
图 3-5 模拟废气柴油重整气燃烧过程火焰图片 .....	31
图 3-6 小 EGR 工况缸内压力和放热率曲线 .....	33
图 3-7 大 EGR 工况缸内压力和放热率曲线 .....	34
图 3-8 各工况燃烧火焰与燃烧过程组合 .....	42
图 3-9 各工况火焰传播阶段燃烧图片 .....	45
图 3-10 各工况火焰燃烧速度 .....	46
图 4-1 活塞几何形状和计算网格 .....	49
图 4-2 活塞边界条件设置 .....	49
图 4-3 初始条件设置 .....	50
图 4-4 输运模块界面 .....	51
图 4-5 化学反应动力学文件导入 .....	52
图 4-6 热物性文件、输运文件调用 .....	52
图 4-7 湍流扩散示意图 .....	52
图 4-8 燃油碰壁形式 .....	53
图 4-9 WAVE 模型子液滴产生过程 .....	54
图 4-10 柴油机缸内压力模拟值与试验值对比 .....	56
图 4-11 小 EGR 下缸内平均压力对比 .....	57
图 4-12 大 EGR 下缸内平均压力对比 .....	58
图 4-13 小 EGR 缸内平均温度对比 .....	59
图 4-14 大 EGR 缸内平均温度对比 .....	59

图 4-15 模拟废气柴油重整气工况 NO 质量分数曲线.....	60
图 4-16 模拟废气柴油重整气工况 CO 质量分数曲线.....	61
图 4-17 缸内压力试验值.....	62
图 4-18 缸内压力模拟值.....	62

## 表格清单

表 2-1 ZS195 柴油机的主要参数 .....	9
表 2-2 变频调速电机主要参数 .....	10
表 2-3 变频器主要参数 .....	10
表 2-4 FASTCAM-ultima512 主要参数 .....	11
表 2-5 不同转速下模拟气进气流量 .....	13
表 2-6 流量计外形尺寸 .....	14
表 2-7 流量计技术参数 .....	14
表 3-1 温度场计算值 (单位: °C) .....	24
表 3-2 模拟废气柴油重整气着火时刻 .....	31
表 3-3 各工况下单位体积气体摩尔数 .....	32
表 3-4 各工况最大爆发压力时刻局部高温点数统计 .....	39

# 第一章 绪论

## 1.1 引言

柴油机是目前被产业化应用的各种动力机械中热效率最高、能量利用率最好、最节能的机型。柴油机被广泛应用于船舶动力、发电、灌溉、车辆动力等广阔的领域，尤其在车用动力方面的优势最为明显，全球车用动力“柴油化”趋势业已形成。在美国、日本以及欧洲 100% 的重型汽车以柴油机为动力。在欧洲，90% 的商用车及 33% 的轿车为柴油车。在美国，90% 的商用车为柴油车。在日本，38% 的商用车为柴油车，9.2% 的轿车为柴油车。据专家预测，在今后 20 年，甚至更长的时间内柴油机将成为世界车用动力的主流<sup>[1]</sup>。

柴油机的应用同时带来了严重的大气污染问题。柴油机由于是富氧燃烧，排放的 CO 和 HC 相对均燃的汽油机来说要少得多，但由于不均匀燃烧，排放的 NO<sub>x</sub> 与汽油机在同一数量级，而微粒 PM 和碳烟 DS 的排放要比汽油机多几十倍以上<sup>[2]</sup>。从 20 世纪 70 年代开始，世界各国相继对车辆和发动机的尾气排放进行严格控制，建立了相应的排放法规。随着环保的需求和社会的进步，车用发动机的排放要求越来越苛刻。我国从 2000 年开始强制实施汽车排放法规，2008 年实施国 3 排放标准，并计划在 2010 年将车辆排放标准与国际接轨。在部分城市，如北京、上海和广州已提前执行更为严格的车辆尾气排放标准。但是由于柴油机其先天性缺陷，PM 排放的改善往往引起 NO<sub>x</sub> 排放的增加，这就为柴油机的排放控制造成特殊的困难。考虑到汽油机排放的 NO<sub>x</sub> 可以通过三效催化剂有效地解决或通过分层充量稀燃减少，而柴油机富氧排气中的 NO<sub>x</sub> 目前尚无高效、耐久的催化剂可加以净化，如何在保持柴油机良好性能的同时减少燃烧过程中 NO<sub>x</sub> 的生成，尚面临重大技术挑战。

氢气具有着火能量小、扩散系数大、火焰传播速度快、着火界限宽等优点，被认为是内燃机理想的代用燃料<sup>[3]</sup>。目前碳氢燃料的化学重整制氢技术已日益成熟，在许多领域都有其应用。文献 4 提出一种柴油废气重整概念，将燃料重整与柴油机废气余热利用结合起来，其本质是在燃料重整器中引入柴油和废气，实时产生氢气和一氧化碳（废气柴油重整气），然后导入进气管，参加下一个循环缸内燃烧，以实现车载柴油机降低有害排放的需要。

柴油机排放控制核心是改善柴油机的混合气形成和燃烧过程，重视缸内工作过程的研究。常用的柴油机燃烧过程研究方法有计算机数值模拟法和试验法。

近年来，可视化方法发展为柴油机燃烧过程研究提供了新的手段，日益成为柴油机基础研究中不可或缺的一种方法。可视化方法可将柴油机喷雾、燃烧过程转化为光学信息进行分析。可视化方法可以捕捉到如瞬态温度场、火焰前锋面等难以测量的信息，而且给出的信息直观形象。

随着计算机技术的飞速发展,利用计算机对缸内燃烧过程模拟成为可能。数值模拟方法可以全面预测发动机性能,部分代替试验,方便地进行变参数研究,以对发动机进行优化和改造。除此之外还可以降低试验经费,缩短研发周期,节省财力物力,已成为一种有效的内燃机缸内燃烧过程研究手段。

## 1.2 H<sub>2</sub> 和 CO 在内燃机上的应用现状

### 1.2.1 H<sub>2</sub> 在内燃机上的应用

氢燃料在内燃机上的应用主要有两个方向:一种是添加一部分氢气到气缸内进行混合燃烧;另一种是以氢作为单一燃料在发动机中燃用。

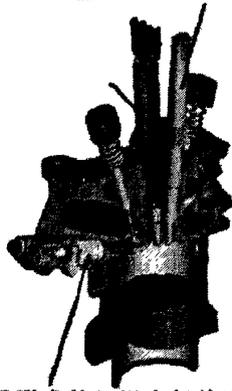
天然气发动机中添加氢气燃烧是当前应用的一个重点领域。添加一定数量的氢可以扩展天然气发动机的稀限,缩短着火延迟期和燃烧持续期,提高热效率,同时可降低 HC 排放。Masahiro 等人<sup>[6]</sup>在一台单缸发动机上以氢/天然气的混合气为燃料,探究两种压缩比情况下热效率  $r_H$ (加氢率)和平均有效压力  $P_e$  的变化关系。AnandG 等人<sup>[7]</sup>还通过计算机模拟和试验相结合的方法对天然气和氢/天然气混合燃料火花着火发动机的性能和排放进行了研究。研究表明,由于氢有较高的火焰传播速度,向天然气燃料加入少量的氢可以缩短燃烧持续期,提高热效率;与燃用天然气相比,氢/天然气混合燃料燃烧产生的 NO<sub>x</sub> 排放增加,但 HC 和 CO 排放降低。

向汽油中添加少量的氢也会改善发动机性能。Lucas<sup>[8]</sup>对氢/汽油双燃料发动机进行了研究,结果表明,燃用氢/汽油双燃料可以使发动机的燃料消耗率降低 30%左右,节气门全开时发动机在整个负荷范围内都有较高的热效率。Andrea T D<sup>[9]</sup>研究了添加少量的氢或氢/氧混合气(氢氧体积比为 2:1)对汽油机部分负荷性能的影响情况。结果表明,当发动机在稀混合气条件下( $\Phi \leq 0.8$ )运行时,随氢添加量的增加,发动机的功率输出增加,燃烧持续期缩短,CO 排放降低;当混合气浓度接近化学计量条件( $\Phi > 0.8$ )时,添加氢对发动机性能的影响不明显。

氢作为单一燃料在发动机上应用时,按混合气形成方式的不同分为外部形成混合气和缸内直接喷氢两种类型。

氢发动机的研究初期一般采用外部形成混合气的方式,通常采用化油器、进气歧管喷射和进气口喷射等方法形成混合气。但化油器发动机容易产生早燃和回火等不正常燃烧。为此采用了进气歧管喷氢和进气口喷氢技术来解决早燃和回火问题。Mathur H B 等人<sup>[10]</sup>对使用正时歧管喷射(TMI)氢燃料 SI 发动机的性能进行了研究,研究表明,TMI 系统可以有效抑制非正常燃烧的产生。

用于形成内部混合气的喷射器  
 $P_{H_2}=4\sim 20\text{ MPa}$



用于形成外部混合气的喷射器  
 $P_{H_2}=0.35\text{ MPa}$

图 1-1 火花塞和喷射器在氢发动机缸盖上的布置

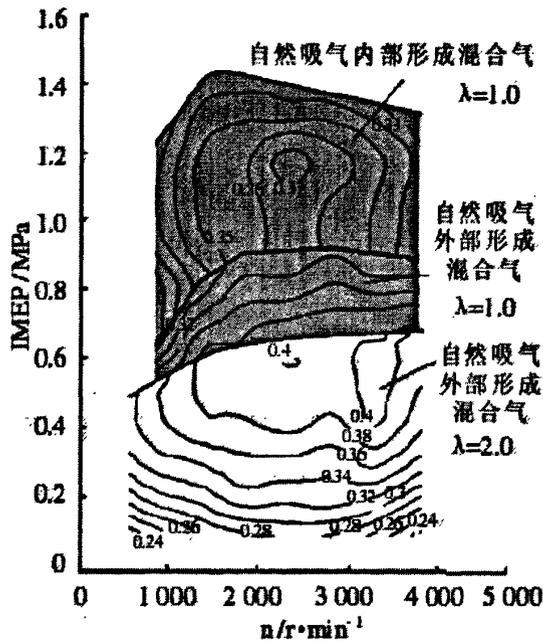


图 1-2 氢发动机指示范围的指示热效率

缸内直接喷氢不仅可以完全避免回火的产生，而且可以产生较高的输出功率。根据喷射压力的不同，缸内直接喷氢可以分为低压喷射和高压喷射。低压喷射是在进气门关闭后压缩行程的前半行程喷入氢，喷射压力可降低至 1 MPa。Rottengruber H<sup>[11]</sup>使用一台单缸发动机进行研究，对比了进气口喷射和缸内直接喷氢发动机的性能，两种混合气形成方式下喷射器的安装位置，如图 1-1 所示。试验确定了氢发动机运行范围及该范围内的指示热效率（如图 1-2）。结果表明：自然吸气内部形成混合气发动机可以满足车辆的大功率需求，而发动机在小负荷和稀混合气条件下运行时能产生较高的热效率，最高指示热效率超过 40%。

但是直接喷射氢发动机的循环变动值比进气歧管喷射氢发动机或汽油机高，为此 Kim Y Y<sup>[12]</sup>对直接喷射氢发动机循环变动产生的原因进行了分析，研究结果表明，燃烧初期的循环变动是引起氢发动机循环变动的主要原因。

氢气在内燃机上的应用同样存在一定问题。目前，氢主要是通过化石燃料来制取，只有约 4%~5%的氢是通过电解水制取，并且制氢成本非常高，使得氢的价格约为汽油的 4~5 倍；氢的储运性能较差，一次加氢的续驶里程短，并且氢非常容易泄漏，所以不宜长期储存。氢有宽的着火范围和较小的着火能量，所以更容易促使早燃的发生。当氢混合气浓度  $\lambda > 2 \sim 3$  时，发动机就容易出现早燃，这是由氢较低的着火能量、燃烧室内的热点、炽热的残余废气和上一循环热油的灰烬引起的。早燃可以通过缸内直喷氢气和废气再循环(EGR)等方法来抑制。对于外部形成混合气的氢气内燃机，当增加混合气浓度来增加发动机功率时会出现回火，回火限制了氢气内燃机的最大功率输出。一般认为氢气内燃机的回火是由早燃引起的。由于氢较低的密度导致氢气占吸入气体的 30%，使氢气内燃机的输出功率明显比汽油机低，即使进一步加浓混合气，内燃机也不会产生更高的功率输出。可采用涡轮增压方式增加功率。然而无论是采用增压还是缸内喷氢的方法来提高内燃机的输出功率时，随着内燃机负荷的增加，燃烧过程中会产生更高的温度，NO<sub>x</sub> 排放会迅速增加。可以利用废气再循环和排气后处理等措施来降低氢发动机 NO<sub>x</sub> 排放。

### 1.2.2 CO 在内燃机上的应用

国内外关于内燃机掺 CO 燃烧过程的研究文献较少。CO 和氢气同样具有燃烧速度快的特点，可以改善柴油的稀燃特性，使燃烧更加充分，碳烟排放会得到明显地改善。合肥工业大学张超<sup>[12]</sup>用 FLUENT 软件分析模拟了掺不同 CO 率对 ZS195 柴油机缸内燃烧过程的影响。模拟结果表明：掺 CO 后，气缸内部最高温度增加，并且随着掺 CO 率的增加，气缸内部的最高温度逐渐增加。掺 CO 后，柴油机 NO<sub>x</sub> 排放会增加，柴油机碳烟排放会降低，并且随着掺 CO 率的增加，NO<sub>x</sub> 排放逐渐增加，碳烟排放逐渐降低。图 1-3 (a)、(b)分别为原机和掺不同比率 CO 柴油机的缸内平均压力和温度曲线图。从图(a)中可以看出，掺 CO 柴油机的缸内平均压力比原柴油机的缸内平均压力高，并且随掺 CO 比率的增加而增加。从图(b)中可以看出，掺 CO 柴油机的缸内平均温度比原柴油机的缸内平均温度高，并且随掺 CO 比率的增加而增加。这是因为 CO 气体比纯柴油与空气混合更加充分，燃烧速度更快并且燃烧更加充分。

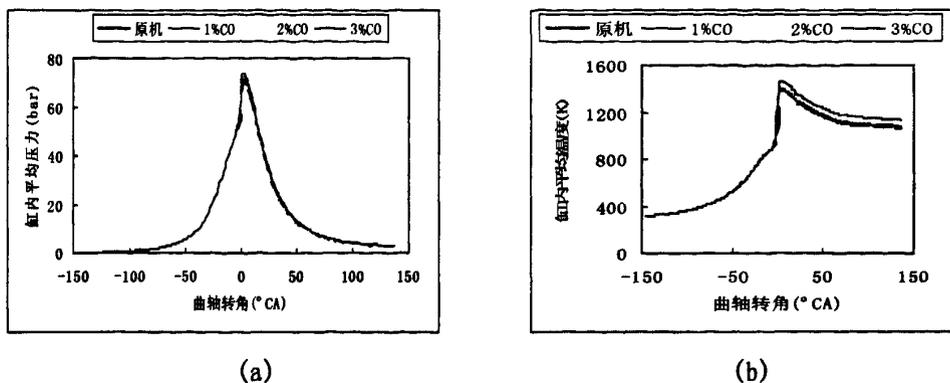


图 1-3 原机和掺不同比率 CO 柴油机的缸内平均压力和温度曲线图

随着柴油机的广泛应用，人们日益关注柴油机排放问题，柴油机排放成本日益增加。在柴油机中添加氢气和 CO（废气柴油重整气）可以加快柴油机缸内混合气燃烧速度，提高燃烧质量，降低碳烟的排放量，但是会带来 NO<sub>x</sub> 排放量的增加。因此，需要辅以一定比例的 EGR，在一定的 EGR 率下，合适的 H<sub>2</sub> 率和 CO 率组合可以最大程度地同时降低碳烟和 NO<sub>x</sub> 排放<sup>[12]</sup>。

### 1.3 柴油机可视化技术国内外研究进展

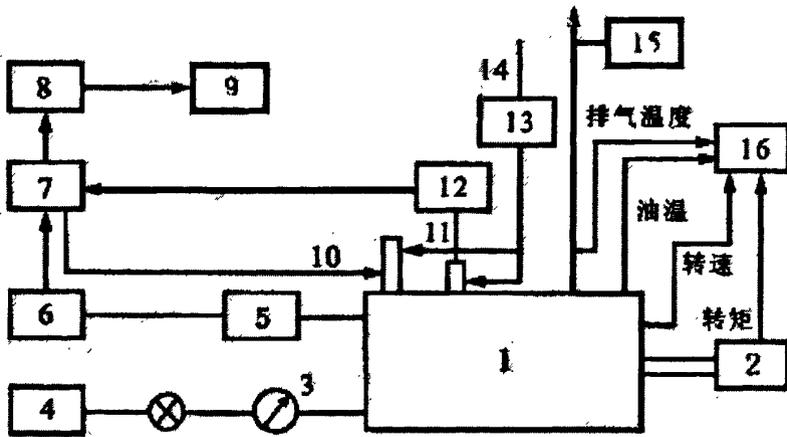
内燃机可视化技术是目前最直接有效地研究内燃机缸内工作过程的研究手段之一，在国内外得到越来越广泛的运用。采用这种方法来研究内燃机的燃烧过程，能够进一步加深对燃烧过程的理解，为燃烧系统的评价和改进提供依据<sup>[13]</sup>。

通过世界各国内燃机研究者的不断努力，人们对柴油机缸内燃烧过程有了相当程度的了解。初始阶段是开展了进气湍流和燃油喷射压力对缸内燃烧过程影响的研究<sup>[14,15]</sup>。目前研究主要集中在缸内燃烧火焰温度场的获取。由于缸内燃烧火焰温度直接影响 NO<sub>x</sub> 排放，因此自从可视化试验方法用于测量柴油机缸内燃烧火焰温度以来，有关柴油机缸内燃烧火焰温度的研究不断增多。此外温度测量与分析仪器的进步也推动着柴油机缸内燃烧温度场测量研究的不断发展。另外有一部分研究集中在缸内燃烧化学反应组分的测量分析，是为了更好的理解柴油机缸内燃烧的化学反应过程，属于化学反应动力学与燃烧学相结合的范畴。这类研究主要采用激光诱导荧光法(LIF)。

鉴于内燃机缸内燃烧可视化技术日益突现的重要作用，世界上许多著名的内燃机厂商也开始研制实用化的内燃机缸内燃烧图像采集及处理系统，其中以 AVL 公司的技术最为先进，产品最为成熟。AVL 公司 1996 年推出 AVL513D 内燃机缸内燃烧图像采集与处理系统。AVL513D 系统由数字摄像机、图像采集卡、照明光源、角标仪、接口卡和计算机组成。该系统采用在多个循环中分别采集同一曲轴转角或不同曲轴转角时缸内燃烧图像的方法，在多个循环采集大

量图像的基础上,采用专门的软件对图像进行重构和分析;该系统具有较好的图像采集同步和强大的软件支持,能够完成多种燃烧分析。但该系统不能采集同一工作循环的多幅燃烧图像,只能采集一幅燃烧图像。

在图像采集及处理系统技术成熟的基础上,研究的重点便是如何对这些燃烧图像数据进行分析处理,以获取所需要的有关缸内燃烧过程的信息(例如燃烧温度场、浓度场、速度场)<sup>[16]</sup>。例如,美国犹它州立大学Rhee K T开发了高速红外图像采集系统,并采用双色法来研究直喷式柴油机缸内燃烧<sup>[17]</sup>;英国学者Winterbone D E采用高速摄影拍摄得到缸内燃烧火焰的彩色胶片。采用钨灯来完成温度标定。应用双色法的计算公式,得到柴油机缸内燃烧火焰的温度场,同时还能求得燃烧碳粒的浓度场<sup>[18]</sup>。美国威斯康新大学的研究者<sup>[19,20]</sup>采用AVL510试验装置,得到柴油机缸内燃烧的火焰图象,运用KIVA-II程序,对燃烧过程进行了模拟计算。将计算结果与试验数据进行比较得到一系列结果。英国学者Winterbone D E运用KIVA-III对柴油机缸内燃烧过程进行了模拟计算,与试验结果对比后结果发现两者相当吻合<sup>[21]</sup>。



- 1-柴油机; 2-测功机; 3-燃油流量计; 4-油箱; 5-曲轴转角角标器  
6-光脉冲转换器; 7-控制单元; 8-录像机; 9-监视器; 10-内窥镜 A;  
11-内窥镜 B; 12-相机; 13-冷却空气过滤器; 14-压缩空气; 15-烟度计;  
16-计算机

图 1-4 直接图像法的系统布置

与此同时,国内的一些高校和科研机构的内燃机工作者们也积极的开展了这方面的研究。天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室<sup>[22,23]</sup>所研制的可视化装置不仅可以在带背景光和不带背景光情况下,研究喷雾、着火以及燃烧过程,而且可以同步采集并记录内燃机气缸压力、上止点、转速等数据。上海交通大学内燃机研究所<sup>[24]</sup>应用直接图像法对乙醇柴油的燃烧过程进行研究。在一台单缸直接喷射式柴油机上,建立了直接图像法拍摄燃烧火焰图像的光学系统(如图1-4),对15%乙醇柴油、%15乙醇柴油加十六烷值改进剂、纯柴油在同一转速

下的燃烧过程进行可视化研究。清华大学汽车安全与节能国家重点实验室<sup>[25]</sup>通过添加氧化铝粒子替代柴油机燃烧产生的碳烟颗粒,利用高速彩色CCD拍摄得到图像,采用双色法计算缸内温度分布,为验证其可行性,在稳态火焰燃烧器上同时采用双色法和热电偶对甲烷空气火焰进行温度测试对比,并讨论不同双色组合对测试精度的影响,结果表明氧化铝粒子和RB模式的双色法可以获得较好的精度。北京理工大学<sup>[26]</sup>采用异型光纤传像束和CCD 传感器技术,研制出了具有良好性价比的内燃机缸内时空三维温度场数字化高速测试系统。其具体技术指标为时间分辨率大于7 500 帧,空间分辨率 $43 \times 37$  像元,温度分辨率为256 个灰度级,连续帧存256 帧。

#### 1.4 内燃机数值模拟发展现状

当前一些新技术如高压共轨、汽油直喷、均质压燃等的发展,需要我们对内燃机的缸内燃烧过程有更深入的认识。目前,各大汽车厂商和专门研究机构多采用数值模拟的方法进行研究,取得了较好的效果。

内燃机缸内燃烧是一个复杂的物理化学变化过程,需要建立简化的物理化学模型。最早在六、七十年代出现了粗糙的计算模型,只可用于定性分析。随后八十年代出现了诸如  $k-\varepsilon$  湍流模型、 $\text{NO}_x$  反应模型等新的技术。进入九十年代,自动网格生成技术的飞速发展数值模拟技术提供了强大的支持,再加上物理化学模型的日趋完善和计算机技术的不断更新,使得数值模拟技术成为了研究内燃机缸内燃烧过程的一个重要手段。

目前用于分析缸内燃烧过程的常用商业软件有 STAR-CD、KIVA、BOOST、FLUENT、FIRE 等,在不同的领域有着各自不同的优点。

#### 1.5 论文的课题来源、意义及主要研究内容

本论文研究课题来源于博士生导师左承基教授主持的国家自然科学基金项目“基于废气柴油重整的柴油机燃烧过程和排放控制研究”(项目编号:50776027)。

由前文可知,柴油机掺烧废气柴油重整气可以提高整机热效率,降低碳烟的排放,但是  $\text{NO}_x$  的排放量会增加。而掺烧一定比例的 EGR,可以明显减少  $\text{NO}_x$  排放。所以,采用一定比例 EGR 与合适的  $\text{H}_2$  和  $\text{CO}$  组合可能会最大限度地同时降低碳烟和  $\text{NO}_x$  排放,这对降低柴油机有害排放量具有重大的理论意义和实用价值。

本论文的主要内容包括:

(1) 在 ZS195 柴油机改造的光学发动机上,进行各种比例废气柴油重整气燃烧的试验研究,测试缸内压力、拍摄燃烧火焰图片,结合缸内压力曲线和放热率曲线进行燃烧过程分析。

(2) 运用基于三基色的 CMS-2002 软件,对各种模拟废气柴油重整气工况下的燃烧火焰图片进行温度场分析,得出了在模拟废气柴油重整气条件下的柴油机缸内温度场分布规律。

(3) 利用 FIRE 软件,建立了 ZS195 柴油机缸内工作过程模型,进行了模拟废气柴油重整气条件下燃烧过程的数值模拟,分析了模拟废气柴油重整气对 ZS195 柴油机缸内平均压力、平均温度以及 NO、CO 的影响,并与试验结果进行对比。

(4) 对论文的主要研究工作进行总结,对可进一步完善的地方提出建议,指出下一步的研究方向。

## 第二章 可视化试验装置设计

### 2.1 引言

在模拟废气柴油重整气条件下，柴油机燃烧过程可视化试验装置总共包括两部分的设计，一部分是燃烧过程可视化系统，一部分是混合气进气系统。本章将分别对这两部分进行介绍。

### 2.2 燃烧过程可视化系统

本文所用燃烧过程可视化发动机是基于对常州柴油机股份有限公司生产的 ZS195 型直喷柴油机（参数见表 2-1）改造而成的。主要改造是在缸盖部位加工光学通孔，在孔内部固定石英玻璃，保证一定的光束能够通过，然后利用高速摄影机拍摄其内部的燃烧过程图片。

表 2-1 ZS195 柴油机的主要参数

型号	ZS195
气缸直径×活塞行程 (mm)	95×115
活塞排量 (L)	0.815
标定转速 (r/min)	2000
最大转矩 (N/m)	50
最大转矩对应转速 (r/min)	1600
压缩比	17
进气门开 (上止点前° CA)	15
进气门关 (下止点后° CA)	33
排气门开 (下止点前° CA)	43
排气门关 (上止点后° CA)	15
供油提前角 (° CA)	20±1
喷油嘴开启压力 (MPa)	18.1±5
燃油消耗率 (g/kw·h)	≤242.1
外形尺寸 (长×宽×高) (mm)	814×480×618
喷孔数×孔径 (mm)	4×φ0.32

可视化试验过程由于试验时间短，石英玻璃易污染，所以不能像常规性能试验那样进行启动、暖机，再拉到指定的工况点稳定运行一定时间后进行测量等一系列动作。基于此原因，采用了变频调速电机将可视化柴油机倒拖到规定转速后再进行试验的方案。变频调速电机与变频器的参数见表 2-2 和 2-3。对于可视化发动机，试验时为保证循环水在实际工作状态的水温，采用电阻式加热器对冷却水进行加热，以使缸体接近实际发动机的工作状态，试验水温一般保

持在 85℃ ~95℃ 之间。将水温仪表、排温仪表以及变频器同时固定在仪表架上，以方便试验进行时各参数的监控。

表 2-2 变频调速电机主要参数

变频调速电动机		电机通风机	
型号 (Type)	132S-4	功率	90 w
功率 (Power)	5.5 kw	电流	0.5A
转矩 (Torque)	35 N·m	转速	1300 r/min
电流 (Current)	12.7 A	风量	78.0 m <sup>3</sup> /h
调频范围	5-50 HZ	三相	380V
绝缘等级	F	频率	50 HZ
噪声	78 dB	风压	50 Pa
接法	Δ		
重量	88 kg		

表 2-3 变频器主要参数

型号 (Type)	E380-4T0055
输入 (Source)	3PH 380V 50/60 HZ
输出 (Output)	8.6 KVA 13 A
频率设定分辨率	0.01 HZ
频率精度	小于设定输出频率的 0.01%
防护等级	IP20

可视化的核心部件彩色 CCD 摄影机选用了日本 PHOTRON 公司的 FASTCAM-ultima512 高速摄影机。镜头使用的是 NIKON 单反相机镜头，同时采用了更高速率的 IEEE 1394 接口，以便实现与计算机通讯。高速摄影机的主要技术参数见表 2-4。

表 2-4 FASTCAM-ultima512 主要参数

图像传感器	CMOS 图像传感器
传感器分辨率	512×512 (可调)
拍摄速度	全分辨率下最高 2000 幅/秒 (分帧状态下可以达到 32000 幅/秒)
镜头接口	Hi-G 型接口
图像记录类型	RGB 真彩色, 每通道 10Bits (Bayer 彩色滤镜阵列)
快门	电子快门
记忆体	IC 存储器
存储容量	标准: 670MB, 最大可以扩充至 2GB
分组记录能力	最多可以分为 64 组
触发信号输入	TTL, 按键触发
其他输出信号	触发, 曝光时间, 拍摄中的信号
外部控制	遥控面板, RS422 外部控制界面
视频输出信号	RS170 (NTSC/PAL), 实时数字放大功能
数字接口	IEEE1394 接口

综上所述, 整个燃烧可视化系统主要由改造后的 ZS195 柴油机、电机、变频器、以及高速摄影机等组成。系统简图如图 2-1 所示。

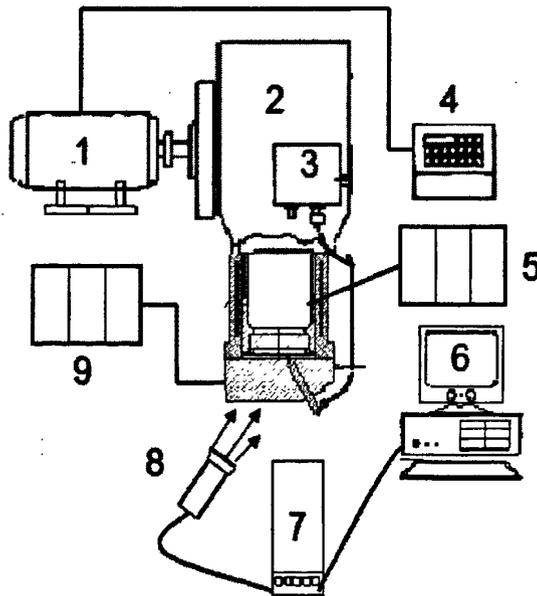


图 2-1 光学发动机试验系统简图

- 1、变频电机 2、光学发动机 3、喷油泵 4、变频器  
5、水温表 6、电脑 7、高速摄影机 8、高速摄像头 9、排气温度表

## 2.3 混合气进气系统

模拟废气柴油重整气主要包括  $H_2$  和  $CO$ ，为了降低  $NO_x$  的排放必须辅以一定比例的 EGR。由于可视化试验的时间极短，在试验的过程中不可能产生满足要求的废气。所以本文以  $CO_2$  代替废气，直接通入进气管参与混合燃烧。因此进气混合气由空气、 $H_2$ 、 $CO$  和  $CO_2$  组成。

### 2.3.1 进气流量的计算

总进气量计算：

模拟气是按照一定流量比例通入柴油机的。因此在试验前需要确定在一定转速下各种气体流量。由于模拟气的比例是相对于总的进气量决定的，因此首先需要确定总进气量。发动机总进气量公式如下：

$$G_s = \eta_v \frac{P_s \cdot V_h \cdot Z \times 10^4}{R \cdot T_s} \frac{n}{120} \phi_s \quad (2-1)$$

其中， $P_s$ ：进气系统压力；

$T_s$ ：进气系统温度；

$R$ ：气体常数；

$n$ ：转速；

$\phi_s$ ：扫气系数；

$V_h$ ：气缸工作容积；

$Z$ ：气缸数。

对于 ZS195 是单缸四冲程非增压柴油机，所以  $P_s$  和  $T_s$  均取环境压力和环境温度； $Z$  取 1；转速取标定转速 2000r/min；扫气系数取 1.0；气缸工作容积可有气缸直径和活塞行程计算得 0.815L；气体常数取 29.27。

计算可得 ZS195 柴油机标定转速下总进气量为 0.0124kg/s（质量流量）。取标态下空气密度为  $1.29 \text{ kg/m}^3$  可得总进气量为  $34.6 \text{ m}^3/\text{h}$ （体积流量）。

其他转速下的 ZS195 柴油机总进气量均可由式 2-1 计算得到。具体选用转速由试验具体需要决定。

模拟气进气流量的计算：

模拟气的流量由总进气量乘以模拟气的比例得到。本文设定  $H_2$  比率有 0.5%，1%，2%； $CO$  比例有 1%，2%，3%； $CO_2$  比例有 5%，15%。不同转速下不同比例的模拟气进气量是不同的。经过计算汇总具体数值见表 2-5。

表 2-5 不同转速下模拟气进气流量

转 速 (r/min)	800	1000	1200	1500	1800	2000	
总进气量 (m <sup>3</sup> /h)	13.84	17.3	20.76	25.95	31.14	34.6	
H <sub>2</sub>	0.5%	0.0692	0.0865	0.1038	0.1298	0.1557	0.1730
	1%	0.1384	0.173	0.2076	0.2595	0.3114	0.346
	2%	0.2768	0.346	0.4152	0.519	0.6228	0.692
CO	1%	0.1384	0.173	0.2076	0.2595	0.3114	0.346
	2%	0.2768	0.346	0.4152	0.519	0.6228	0.692
	3%	0.4152	0.519	0.6228	0.7785	0.9342	1.038
CO <sub>2</sub>	5%	0.692	0.865	1.038	1.2975	1.557	1.73
	10%	1.384	1.73	2.076	2.595	3.114	3.46
	15%	2.076	2.595	3.114	3.8925	4.671	5.19

总进气量和模拟气流量均是理论计算值，主要为流量计的选择提供参考。具体试验时以流量计实际测得的流量数值为准。

### 2.3.2 流量计选用

本文选用 LZB 普通型玻璃转子流量计（以下简称流量计），其主要用于化工、石油、轻工、医药、话费、化纤、食品、造纸、环保以及科学研究等部门中用来测量单相非脉动的流量。

由表 2-5 可知混合模拟气的理论进气量的大致范围，因此分别为空气、CO<sub>2</sub>、CO、H<sub>2</sub> 选用 LZB-40、LZB-25、LZB-15 和 LZB-10 型号的流量计。结构形式见图 2-2 和图 2-3，外形尺寸参数见表 2-6，技术参数见表 2-7

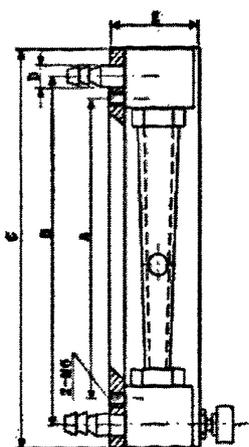


图 2-2 LZB10 外形图

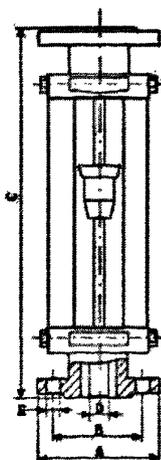


图 2-3 LZB15,25,40 外形图

表 2-6 流量计外形尺寸

型号	A	B	L	C	D
LZB-10	170	208	238	Φ 12	40×35
LZB-15	Φ 95	Φ 65	Φ 470	Φ 15	4×Φ 14
LZB-25	Φ 115	Φ 85	Φ 470	Φ 25	4×Φ 14
LZB-40	Φ 145	Φ 110	Φ 570	Φ 40	4×Φ 18

表 2-7 流量计技术参数

型号	LZB-10	LZB-15	LZB-25	LZB-40	
公称通径 (mm)	Φ 10	Φ 15	Φ 25	Φ 40	
测量比	1:10	1:10	1:10	1:10	
工作压力 (MPa)	≤1	≤0.6	≤0.6	≤0.4	
精度等级	4.0	2.5	2.5	2.5	
流量 范围	液体 (m <sup>3</sup> /h)	6-60 (L/h)	16-160 (L/h)	40-400 (L/h)	160-1600 (L/h)
		10-100 (L/h)	25-250 (L/h)	60-600 (L/h)	250-2500 (L/h)
		16-160 (L/h)	40-400 (L/h)	100-1000 (L/h)	
	气体 (m <sup>3</sup> /h)	100-1000 (L/h)	250-2500 (L/h)	1-10	4-40
		160-1600 (L/h)	400-4000 (L/h)	1.6-16	6-60
		250-2500 (L/h)	600-6000 (L/h)	2.5-25	

### 2.3.3 流量计的示值修正

流量计在使用时，流体和状态往往与流量计分度时的流体和状态不同，因此，使用时读取的流量计示值，并不是流过流量计的流体的真实流量。这时，应对示值按使用时的流体和状态进行修正，才能得到正确的流量。

一般流量计测量气体使用空气标定，示值按标准状态(空气 20℃，1.013×10.5Pa)的容积流量分度，因此，修正均以标准状态分度为准。

被测气体流量修正公式为：

$$Q_s = Q_N \sqrt{\frac{\rho_N P_N T_S Z_S}{\rho_{SN} P_S T_N Z_{SN}}} \quad (2-2)$$

式中：PN-标定介质（既空气）在标准状态下的绝对压力 1.013×10.5Pa(760mmHg)；TN-绝对温度（273.15+30）°C；ρN-密度；

Ps, Ts, ρsN-被测气体在测量时绝对压力、绝对温度及被测气体在标准

状态下的密度； ZSN-被测气体在标定状态下的压缩系数；

Zs -被测气体在 Ps,Ts 时的压缩系数；

流量计的误差表示

流量计的误差用引用误差表示，见下式：

$$\delta = \frac{Q_N - Q}{Q_{MAX}} \times 100\% \quad (2-3)$$

式中： Qn—流量计刻度示值；

Q—流过流量计流体的实际流量；

Qmax 流量计的测量上限值。

### 2.3.4 其他部件设计

稳压箱设计：

混合气需先通入稳压箱内保证其压力稳定后再进入发动机进气道，同时稳压箱可以起到一定的气体混合作用。本文的稳压箱如图 2-4 所示。设计思想是将其中位于图最上方的入口有三个小进气管作为模拟废气柴油重整气的入口，图中部的入口单独作为空气的入口。图下部的作为混合气的出口。



图 2-4 稳压箱

接头设计：

为了试验布置及拆装方便，采用塑料加强筋软管作为主要管道。稳压箱至发动机进气道之间采用夹布橡胶管连接。考虑采用软管连接且流量计是法兰式接口，需要专门设计相应的接头。图 2-5 列出几种接头的设计图。其他细节不在此一一详述。

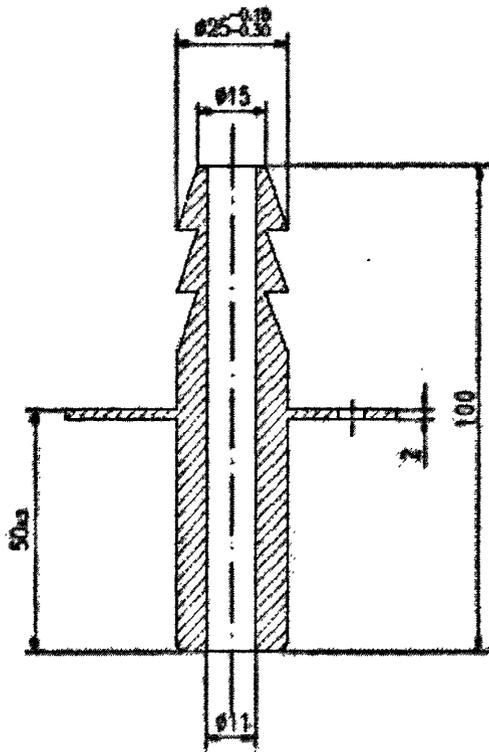
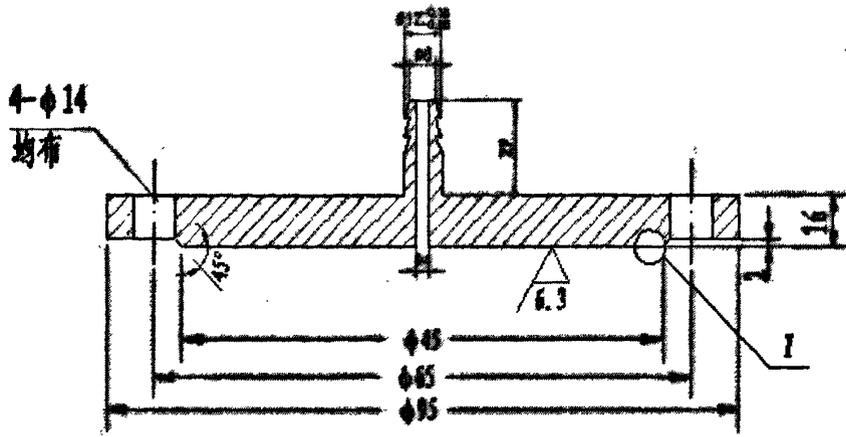


图 2-5 接头设计图

流量计支架设计:

因为流量计必须垂直安装, 无明显的倾斜 (流量计中心线与铅垂线的夹角  $< 5^\circ$  ), 并要正确固定好连接流量计的管件, 不应使玻璃管产生应力。因此需要专门设计固定流量计的支架, 用 U 型卡箍将流量计固定在支架上方便试验时读取数值。支架示意图见图 2-6, 整体试验装置示意图见图 2-7。

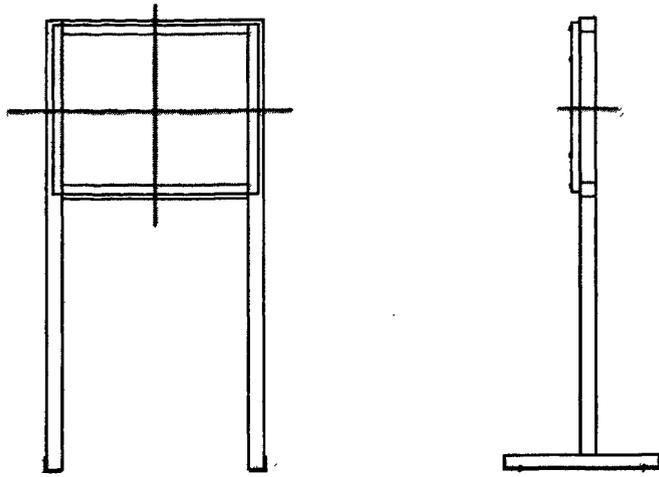


图 2-6 流量计支架示意图

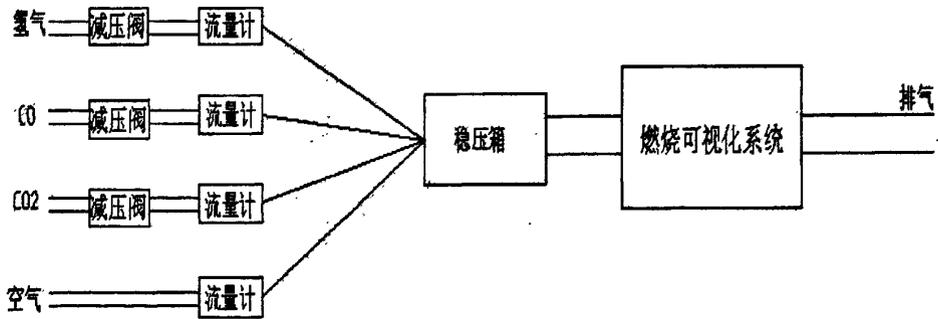


图 2-7 柴油机模拟废气柴油重整气燃烧过程可视化试验装置示意图

## 2.4 本章小结

本章对模拟废气柴油重整气燃烧过程可视化试验装置进行了设计。在已有的可视化燃烧系统的基础上添加了混合气进气系统，以满足模拟气的混合进气要求。选用了相应流量范围的流量计，设计了稳压箱，若干接头和流量计支架等。为下章的试验研究奠定了基础。

# 第三章 柴油机掺烧模拟废气柴油重整气燃烧过程可视化试验

## 3.1 引言

本章在 ZS195 柴油机改造的光学发动机上，对模拟废气柴油重整气条件下，柴油机燃烧过程进行了可视化试验研究。测试了缸内压力、拍摄了燃烧火焰图片，对燃烧火焰图片进行了温度场分析，结合缸内压力、放热率曲线进行了燃烧过程的分析。

## 3.2 试验方案

本章进行了全负荷情况下 7 种工况的试验研究，分别是纯柴油工况和 6 种不同比例的模拟废气柴油重整气工况。其中 6 种模拟废气柴油重整气工况分别为：

- (A): 5%CO<sub>2</sub>+1%H<sub>2</sub>+3%CO;
- (B): 5% CO<sub>2</sub>+1.5%H<sub>2</sub>+2%CO
- (C): 5% CO<sub>2</sub>+2%H<sub>2</sub>+1%CO;
- (D): 15% CO<sub>2</sub>+1%H<sub>2</sub>+3%CO
- (E): 15% CO<sub>2</sub>+1.5%H<sub>2</sub>+2%CO;
- (F): 15% CO<sub>2</sub>+2%H<sub>2</sub>+1%CO

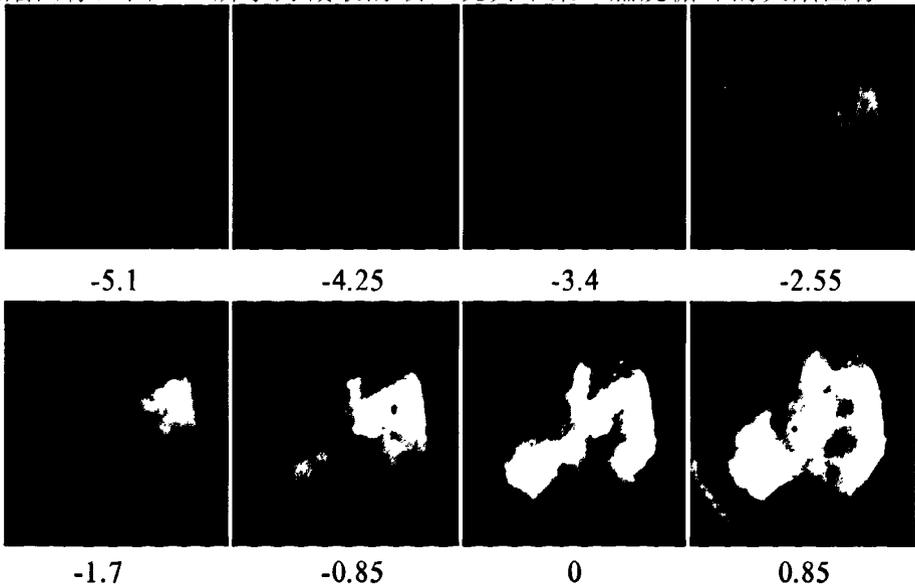
试验时，首先将光学发动机倒拖至规定转速，利用转子流量计记录下此时的进气量。然后根据比例通过流量计调节好各模拟废气柴油重整气的进气量，待进气稳定后，再进行柴油机喷油着火试验。

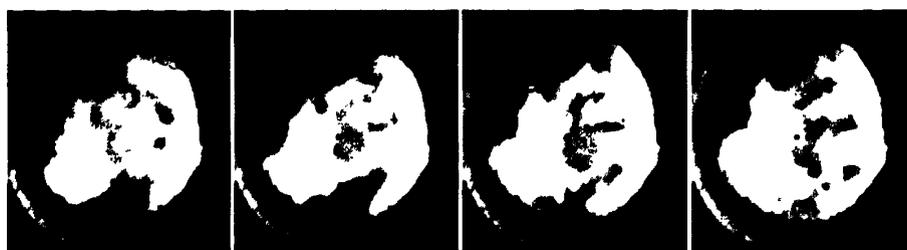
## 3.3 试验结果及分析

### 3.3.1 纯柴油试验结果及分析

#### 3.3.1.1 火焰图片

在全油门（水温为 90℃，转速为 1121r/min）下，通过试验获取了燃烧过程的火焰图像，图 3-1 所示为截取的该工况其中某一燃烧循环的火焰图像。



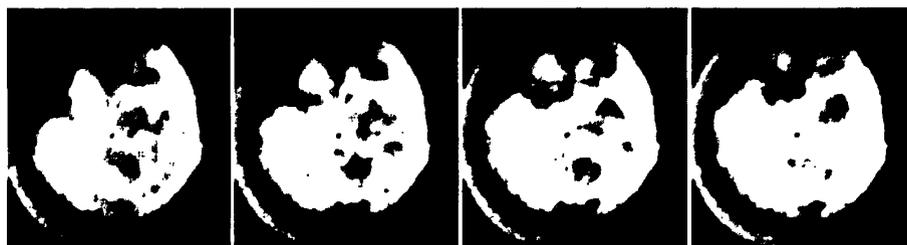


1.7

2.55

3.4

4.25



5.1

5.95

6.8

7.65

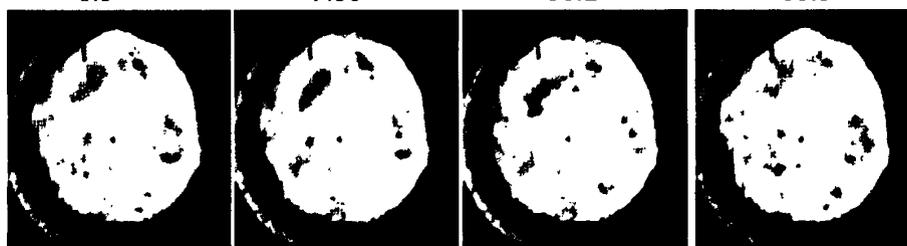


8.5

9.35

10.2

11.5

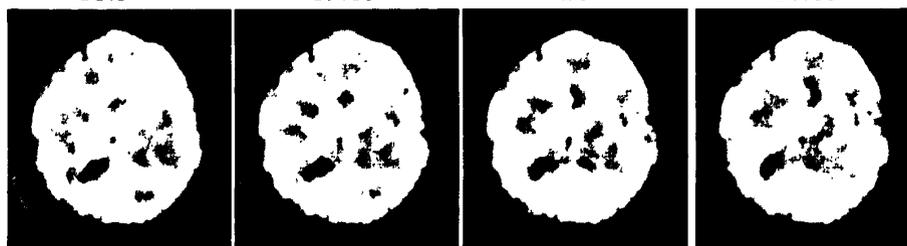


18.3

19.15

20

20.85

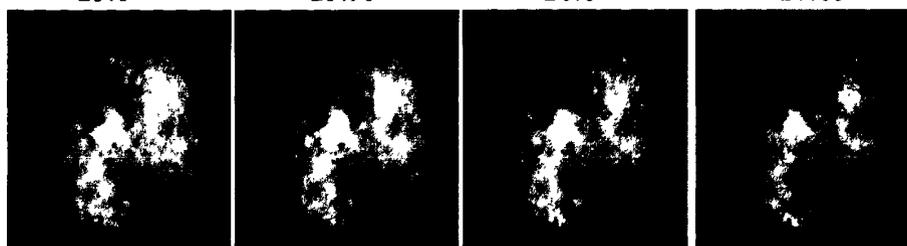


25.1

25.95

26.8

27.65



41.25

42.1

42.95

43.8

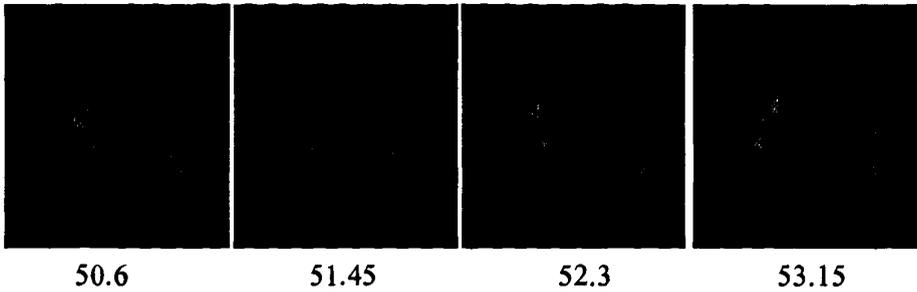


图 3-1 柴油机全油门时缸内燃烧可视化照片

### 3.3.1.2 着火分析

图 3-1 显示的是柴油机某一循环的燃烧火焰图片。上止点前  $5.1^\circ$  CA 的图像并未着火，而上止点前  $4.25^\circ$  CA 的图像已经着火。因此推断着火应该发生在上止点前  $4.25^\circ$  CA 左右。图 3-2 为该燃烧过程的示功图，由图中可看到着火之后缸内压力并未立即上升，而是经过了  $3^\circ$  CA 左右的平缓期后在上止点前  $1^\circ$  CA 开始发生突变迅速上升。这要是因为在燃烧刚开始的时候虽然活塞仍处于上行，但喷入的燃油蒸发和雾化需要吸收缸内一定的热量，两者共同影响导致缸内压力并没有立即升高。

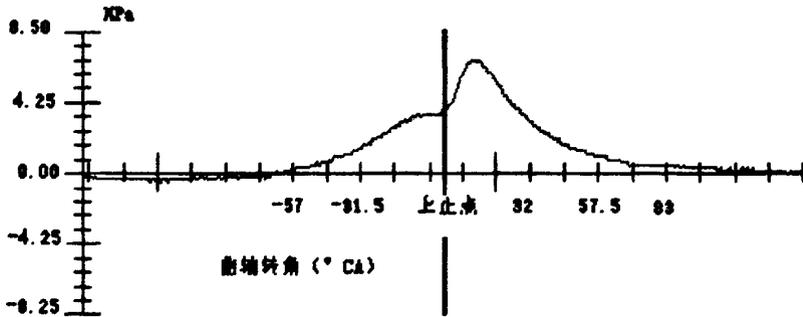


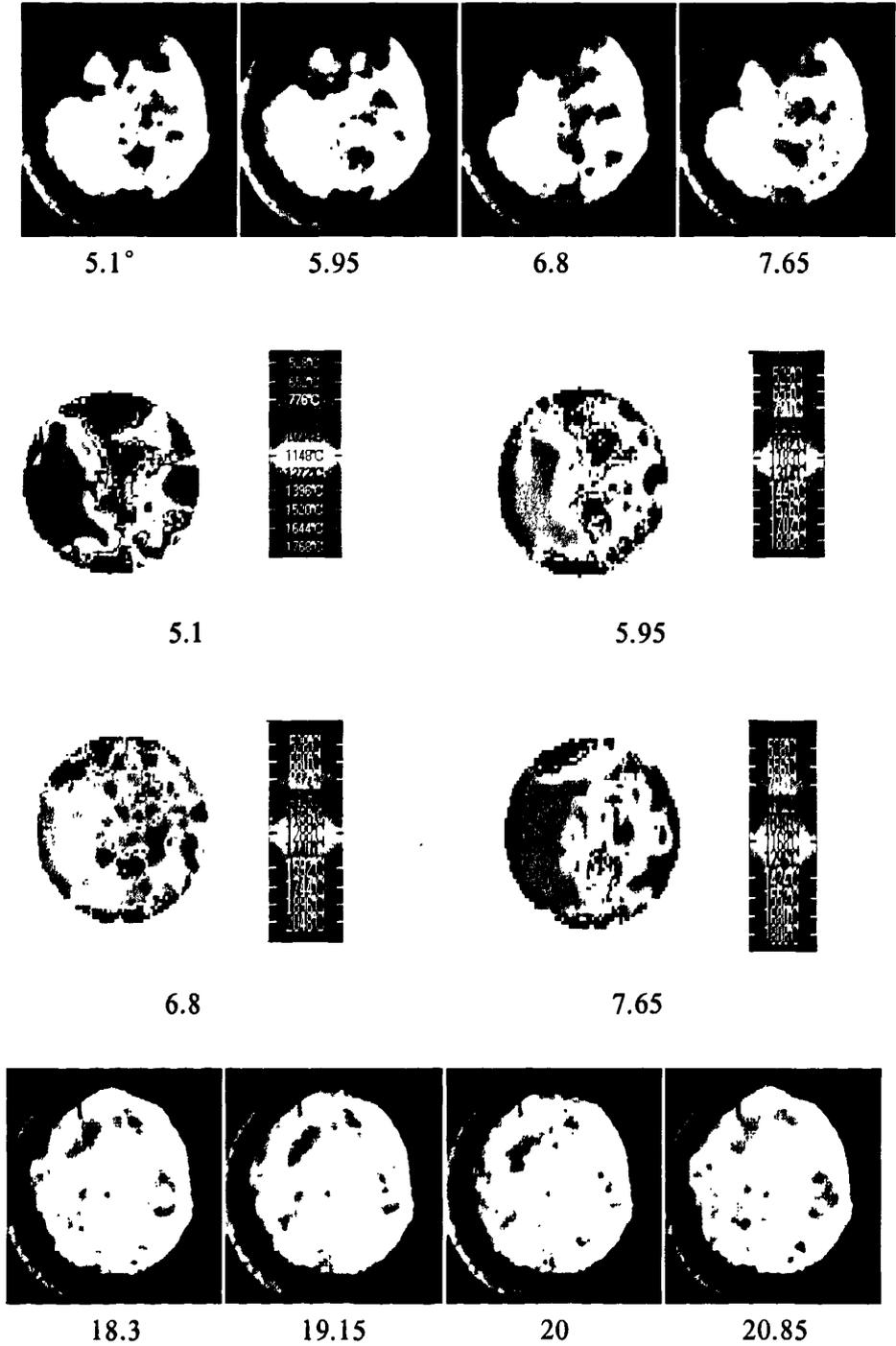
图 3-2 示功图

### 3.3.1.3 燃烧过程分析

由图 3-1 中可以看出，燃烧一开始气流运动较弱，火焰基本沿喷油方向以预混燃烧的形式进行传播。可以清晰的看到火焰前锋面的传递方向，之后迅速充满整个燃烧区域。随着缸内温度和压力的升高，气流运动加强，导致燃烧区域被气流分解成随机的湍流火焰而迅速扩散，形成扩散燃烧。随着燃烧过程的进行，燃烧进入后燃期，燃烧火焰变化不明显。在上止点后  $60^\circ$  CA 左右燃烧接近完成。整个燃烧过程持续大约  $60^\circ$  CA。由于试验时进气系统存在一定的阻力使得进气量并没有达到 ZS195 柴油机的标准进气量，空燃比小，燃烧速度变慢导致燃烧过程比正常状态下持续时间长。从图 3-2 看，整个燃烧过程压力变化遵循进气、压缩、燃烧、膨胀、排气的柴油机循环规律，在上止点后  $10^\circ$  CA 左右压力达到最大值  $6.8\text{MPa}$ 。

### 3.3.1.4 温度场分析

从图 3-1 中截取上止点后  $5.1^\circ$  CA、 $5.95^\circ$  CA、 $6.8^\circ$  CA、 $7.65^\circ$  CA、 $18.3^\circ$  CA、 $19.15^\circ$  CA、 $20^\circ$  CA 和  $20.85^\circ$  CA 的火焰图像对其进行温度场分析。火焰和温度场图像见图 3-3，温度场具体计算值见表 3-1，图 3-4 为温度分布统计图。





18.3



19.15



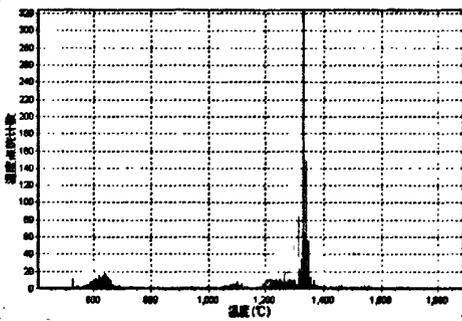
20



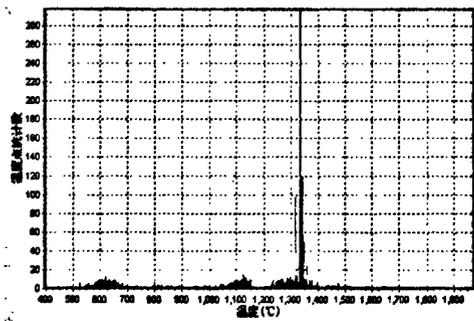
20.85



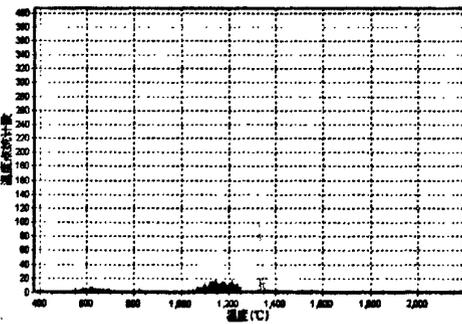
图 3-3 温度场分析



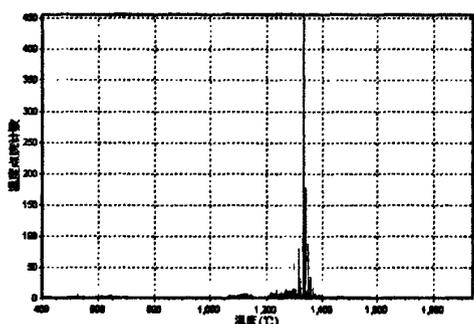
5.1



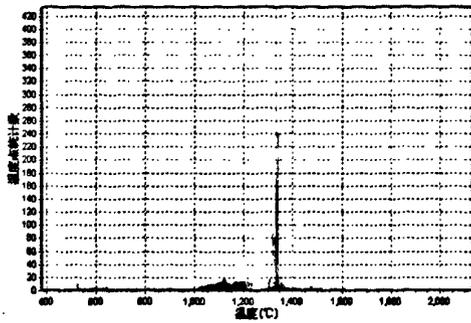
5.95



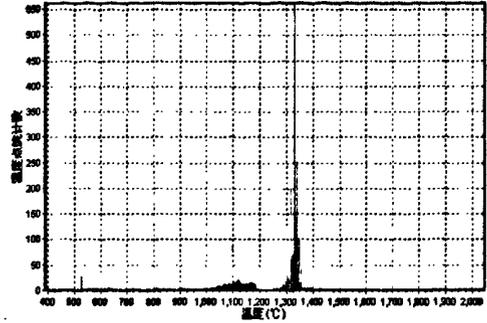
6.8



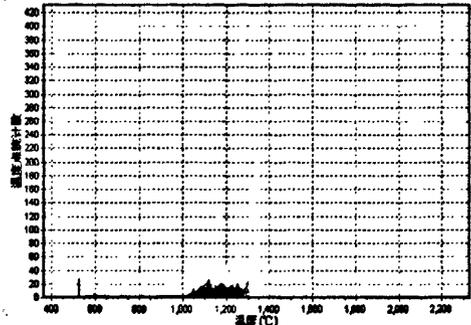
7.65



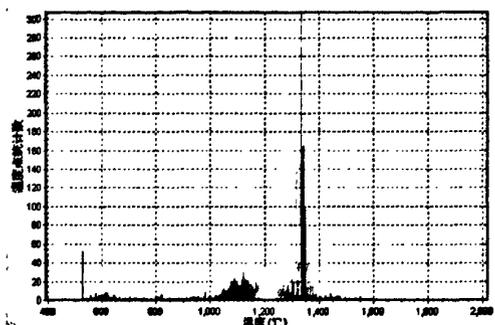
18.3



19.15



20



20.85

图 3-4 温度分布统计图

从图 3-4 和表 3-1 可以看出, 上止点后  $5.1^{\circ}\text{CA}$ - $7.65^{\circ}\text{CA}$  四个时刻缸内最低温度为  $528^{\circ}\text{C}$ , 最高温度集中在  $1800^{\circ}\text{C}$  左右, 平均温度为  $1120^{\circ}\text{C}$ - $1200^{\circ}\text{C}$ 。平均温度和最高温度基本呈增长的趋势。其中高温区域大部分集中在  $1200$ - $1400^{\circ}\text{C}$  之间, 低温区集中在  $600^{\circ}\text{C}$  左右, 趋势为高温区域逐渐增大, 低温区域逐渐减小, 温度场分布图上表现为蓝色区域逐渐减小, 黄色和红色区域逐渐增大。这是由于此时燃烧处于预混燃烧阶段, 放热速率较快, 温度增长快。但燃烧发生时间较短所以平均温度不是很高。 $18.3^{\circ}\text{CA}$ - $20.85^{\circ}\text{CA}$  四个时刻缸内平均温度为  $1200^{\circ}\text{C}$  左右, 最高温度为  $1900$ - $2000^{\circ}\text{C}$ , 高温区域占据缸内 90%, 集中在  $1400^{\circ}\text{C}$  左右。这是由于此时处于扩散燃烧期, 放热速率比预混燃烧慢, 燃烧放热速率是由空气和燃料相互扩散形成可燃混合气的速率控制, 但是由于已经燃烧了一段时间, 所以缸内整体温度较高。

从表 3-1 温度场的计算值来看, 缸内瞬态最高温度大都基本维持在  $1800^{\circ}\text{C}$  ~  $2000^{\circ}\text{C}$  之间。但有少数几个温度场瞬态最高温度计算值明显偏高, 而平均温度计算值正常。通过对温度场图像高温点的扑捉发现, 这是由于拍摄时燃油缺氧发生高温裂解形成较大碳粒造成的, 多发生在接近气缸壁处。这些高温碳粒一旦附着在气缸壁、活塞顶或气缸盖上, 容易对这些部位造成烧损, 影响相应零部件的使用寿命和发动机的性能, 应尽量避免。

表 3-1 温度场计算值 (单位: °C)

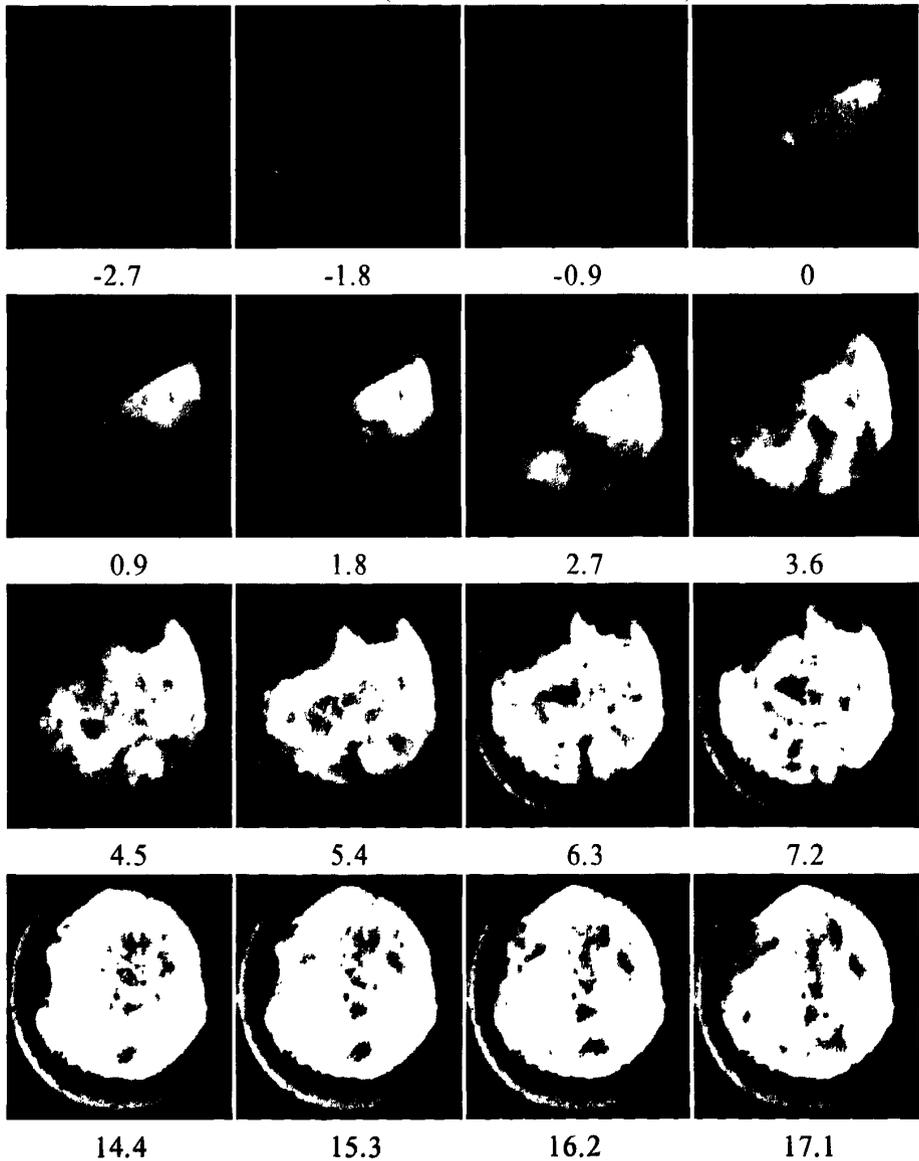
对应曲轴转角	5.1	5.95	6.8	7.65	18.3	19.15	20	20.85
最高温度	1766	1838	2046	1810	1986	1908	2161	1882
最低温度	528	528	528	528	528	528	528	528
平均温度	1126	1144	1184	1228	1233	1217	1216	1182

### 3.3.2 模拟废气柴油重整气试验结果及分析

#### 3.3.2.1 火焰图片

在全油门 (水温为 90°C) 下, 通过试验获取了模拟废气柴油重整气 6 种工况下燃烧过程的火焰图像, 图 3-5 所示为截取的每种工况某一燃烧循环的部分火焰图像及每种工况下的示功图。

工况 A(5% CO<sub>2</sub>+1%H<sub>2</sub>+3%CO)



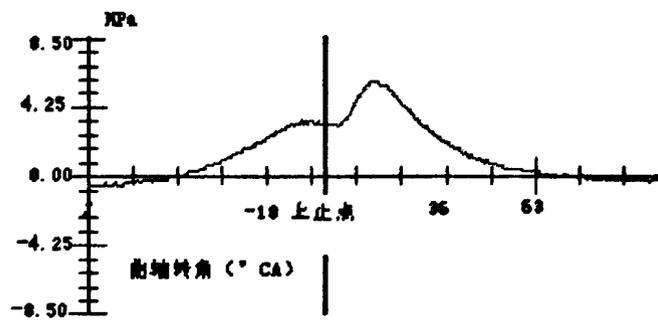


28.8

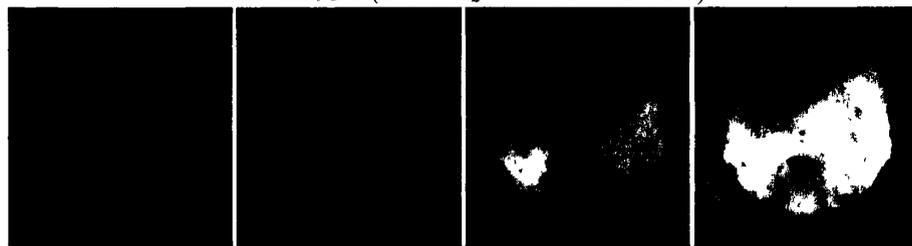
29.7

30.6

31.5



工况 B(5% CO<sub>2</sub>+1.5%H<sub>2</sub>+2%CO)



3.6

4.5

5.4

6.3



7.2

8.1

9

9.9

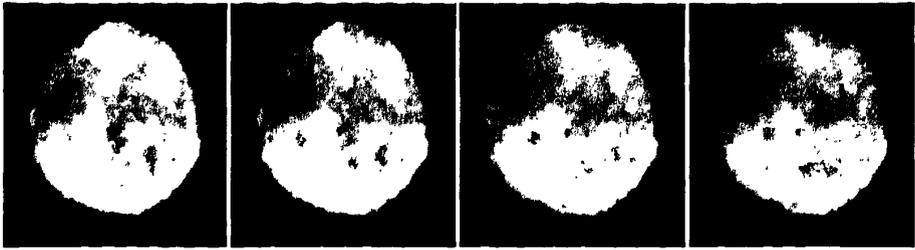


18.9

19.8

20.7

21.6

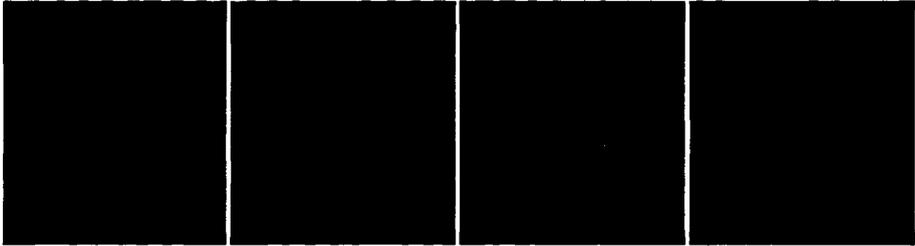


28.8

29.7

28.6

29.5

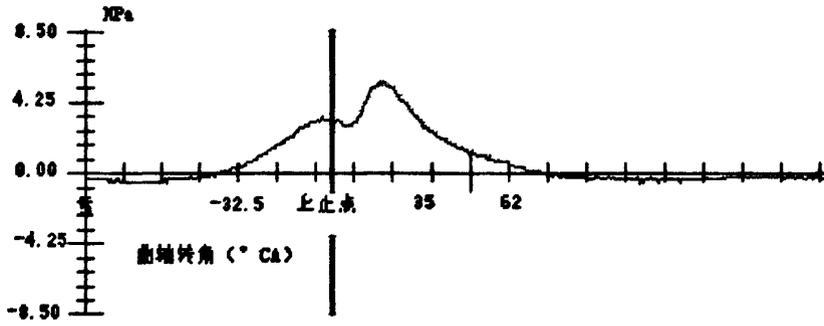


43.9

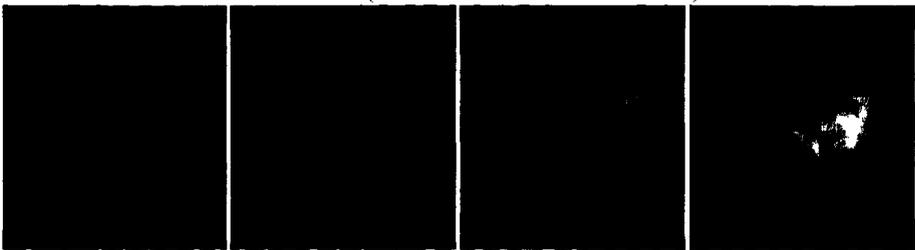
44.8

45.7

44.6



工况 C(5% CO<sub>2</sub>+2%H<sub>2</sub>+1.5%CO)

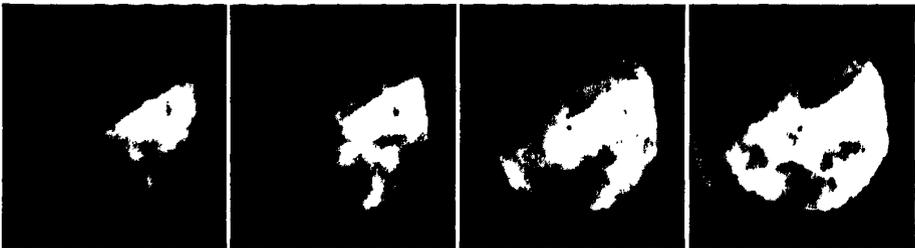


-6.75

-6

-5.25

-4.5

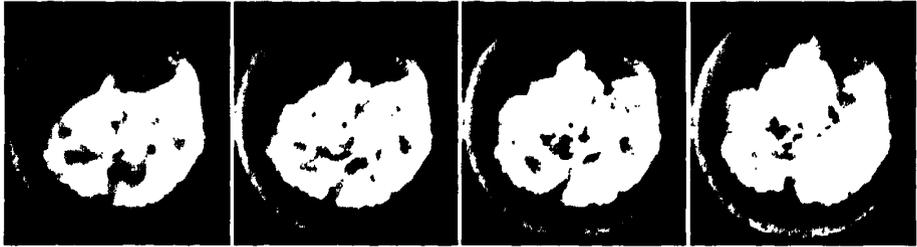


-3.75

-3

-2.25

-1.5



-0.75

0

0.75

1.5

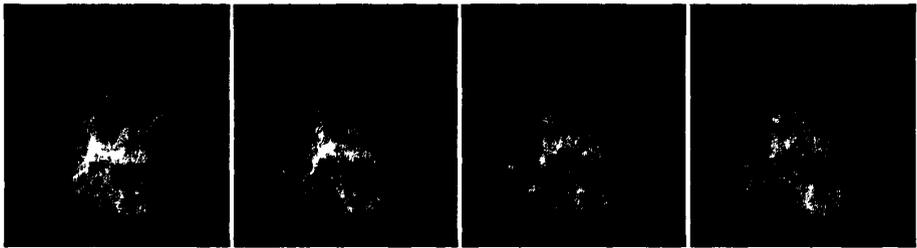


16.5

17.25

18

18.75

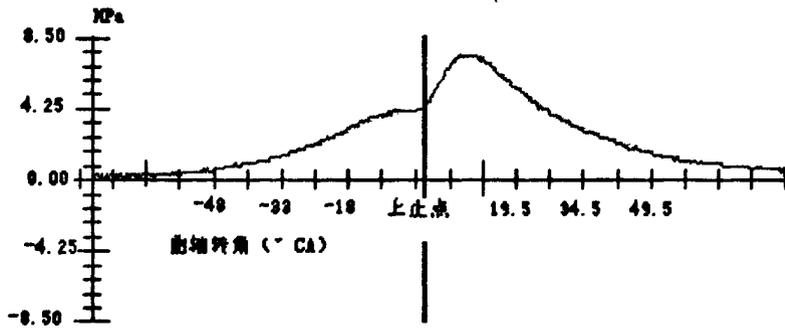


41.25

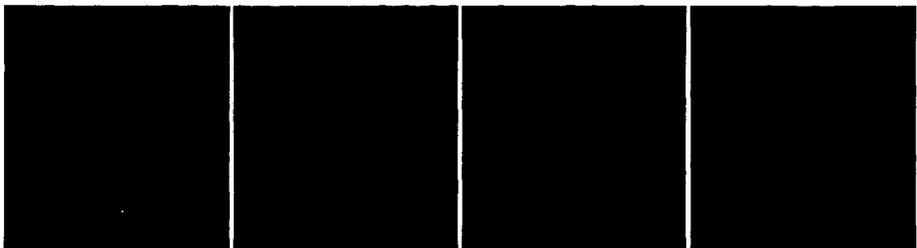
42

42.75

43.25



工况 D(15% CO<sub>2</sub>+1%H<sub>2</sub>+3%CO)

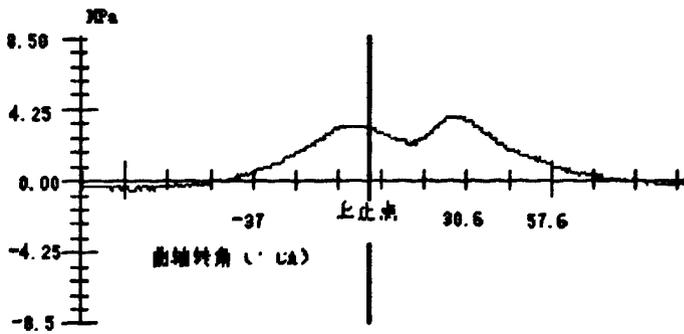
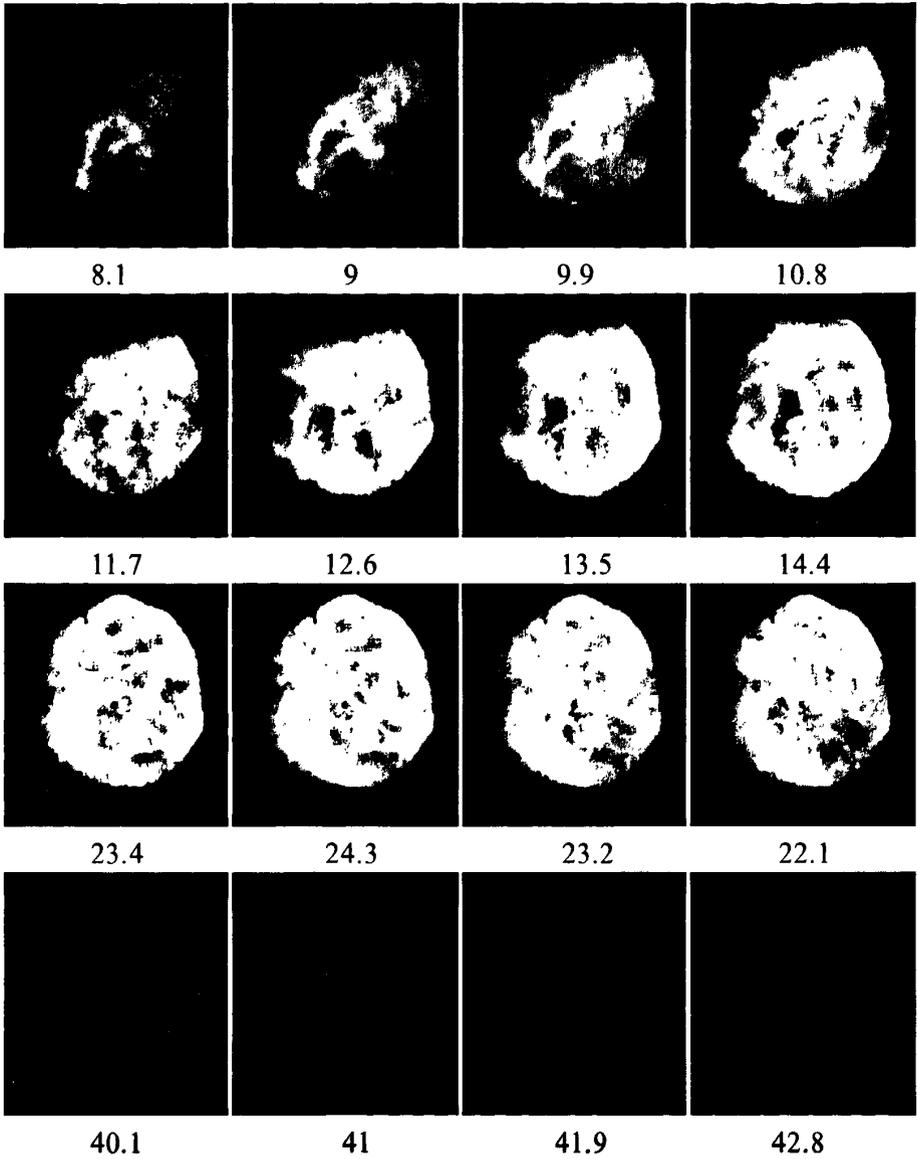


1.8

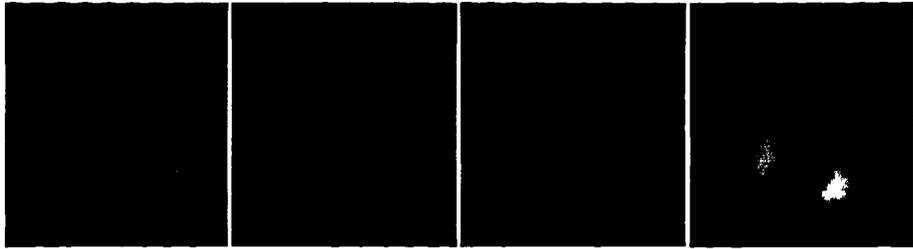
2.7

3.6

4.5



工况 E(15% CO<sub>2</sub>+1.5% H<sub>2</sub>+2%CO)

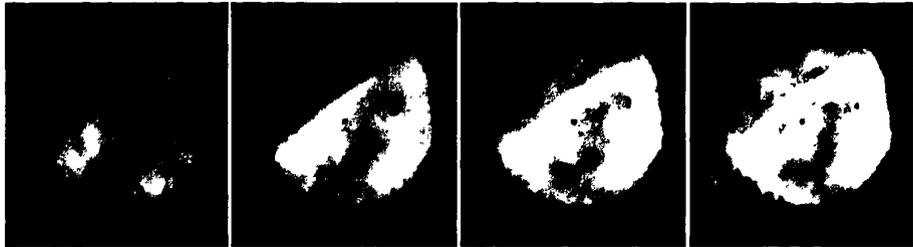


2.25

3

3.75

4.25

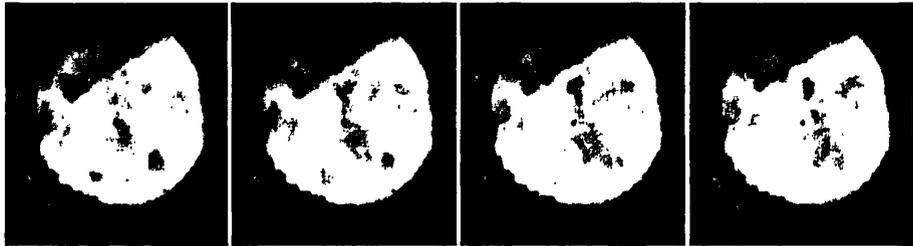


5

5.75

6.25

7

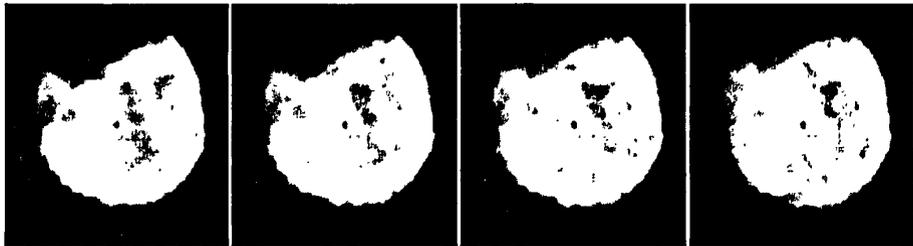


14.5

15.25

16

16.75

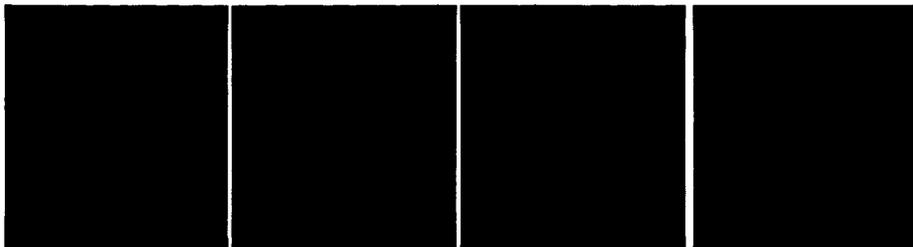


17.25

18

18.75

19.25

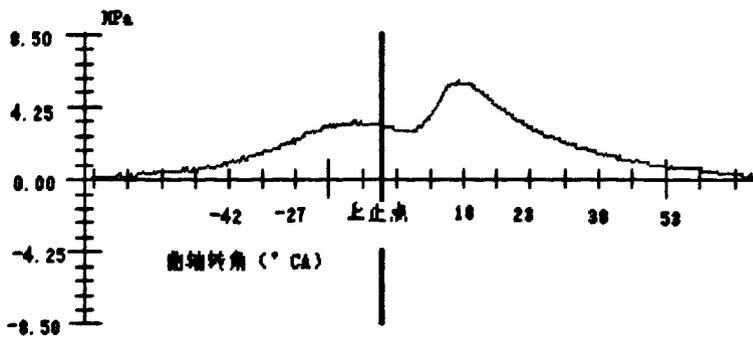


41.25

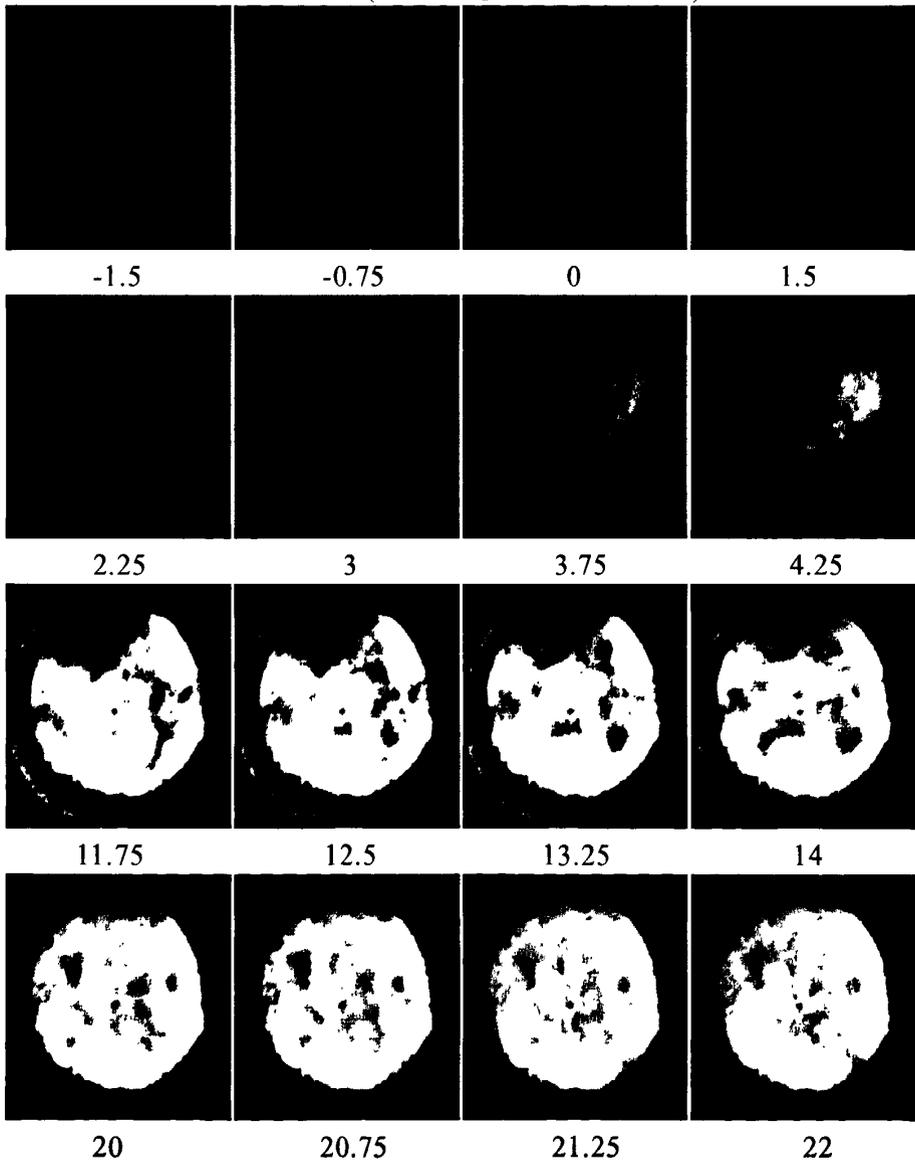
42

42.75

43



工况 F(15% CO<sub>2</sub>+2% H<sub>2</sub>+1%CO)



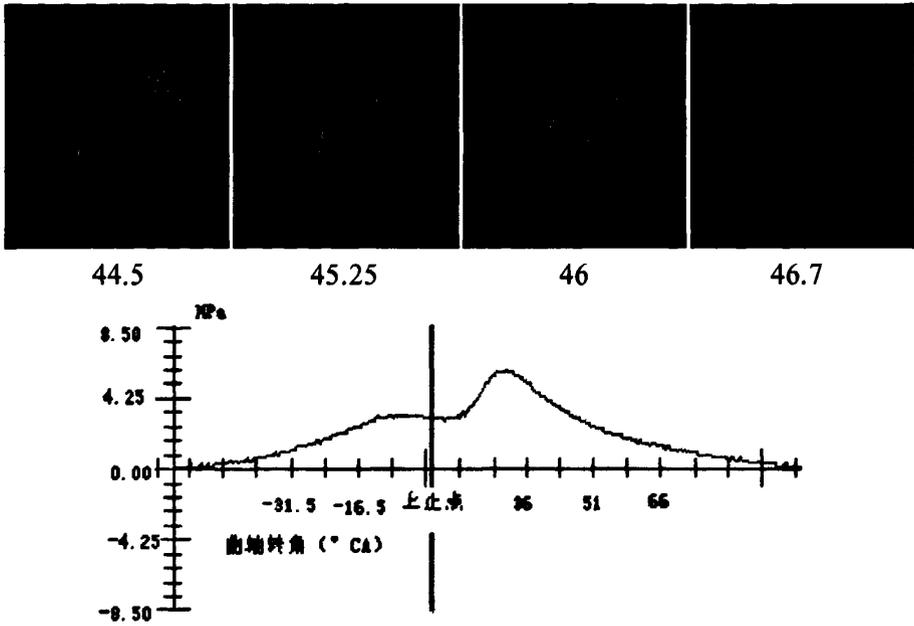


图 3-5 模拟废气柴油重整气燃烧过程火焰图片

### 3.3.2.1 着火分析

表 3-2 为模拟废气柴油重整气各工况的着火时刻。表中可以看出，工况 A、B、C 的着火时刻分别为  $-1.8^{\circ}$  CA、 $3.6^{\circ}$  CA、 $-6^{\circ}$  CA。工况 D、E、F 的着火时刻分别为  $2.7^{\circ}$  CA、 $2.25^{\circ}$  CA、 $0^{\circ}$  CA。可见相对于纯柴油工况着火均有推迟的趋势，在工况 D、E、F 下甚至在上止点和上止点后着火。这是由于在模拟废气柴油重整气中添加了  $\text{CO}_2$ ， $\text{CO}_2$  不参加燃烧且比热较大，使得缸内温度、压力上升慢，达到着火点的时间增加。 $\text{CO}_2$  比例越大，需要的时间越长。从 D、E、F 三个工况可以发现，随着  $\text{H}_2$  比例的增加，着火时刻基本上有提前的趋势。这主要是由于， $\text{H}_2$  是可燃气，相对于  $\text{CO}$  来说着火点低，可促进燃烧加剧，促使温度、压力升高变快，达到着火温度所需的时间也就变短。

表 3-2 模拟废气柴油重整气着火时刻

工况	着火时刻 ( $^{\circ}$ CA)
A:5% $\text{CO}_2$ +1% $\text{H}_2$ +3% $\text{CO}$	-1.8
B:5% $\text{CO}_2$ +1.5% $\text{H}_2$ +2% $\text{CO}$	3.6
C:5% $\text{CO}_2$ +2% $\text{H}_2$ +1% $\text{CO}$	-6
D:15% $\text{CO}_2$ +1% $\text{H}_2$ +3% $\text{CO}$	2.7
E:15% $\text{CO}_2$ +1.5% $\text{H}_2$ +2% $\text{CO}$	2.25
F:15% $\text{CO}_2$ +2% $\text{H}_2$ +1% $\text{C}$	0

### 3.3.2.3 燃烧过程分析

由图 3-5 中可以看出，各个工况下燃烧过程基本都遵循从着火到预混燃烧、再到扩散燃烧、最后熄火的柴油机燃烧规律。火焰亮度在各燃烧阶段基本一致。

但工况 D 的火焰亮度明显低于其他工况，燃烧结束的也比较快。这主要是因为在这个工况下，CO<sub>2</sub> 比例最大、而掺氢量最小，燃烧条件应该是六个工况中最差的，在实际试验中甚至出现了间次着火的现象。

在实际试验中，由于进气成分的改变，气体的可压缩性也有相应的变化。因此，模拟废气柴油重整气着火前的压缩压力与纯柴油工况有一定的区别。由理想气体状态方程：

$$PV = nR_m T \quad (3-1)$$

$$P = \frac{n}{V} R_m T \quad (3-2)$$

可知，在进气温度 T 不变的情况下，压力与单位体积的气体摩尔数  $\frac{n}{V}$  成正比。

混合气体总摩尔数为：

$$n = \frac{m}{M} \quad (3-3)$$

其中：m-混合气体质量；M-混合气体摩尔质量；

$$m = \sum \rho_i V x_i = V \sum \rho_i x_i \quad (3-4)$$

其中 V-混合气体体积； $\rho_i$ -分气体密度； $x_i$ -分气体体积分数；

$$M = \sum M_i x_i \quad (3-5)$$

式 (3-4)、(3-5) 代入式 (3-3) 可得：

$$n = \frac{V \sum \rho_i x_i}{\sum M_i x_i} \quad (3-6)$$

$$\frac{n}{V} = \frac{\sum \rho_i x_i}{\sum M_i x_i} \quad (3-7)$$

由式(3-7)计算出纯柴油和模拟废气柴油重整气工况的单位体积气体摩尔数见表 3-3。

表 3-3 各工况下单位体积气体摩尔数

	空气	CO <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub>	单位体积摩尔数
纯柴油	1	0	0	0	0.04458621
工况 A	0.91	0.05	0.03	0.1	0.04458503
工况 B	0.915	0.05	0.02	0.015	0.04458460
工况 C	0.92	0.05	0.01	0.02	0.04458418
工况 D	0.81	0.15	0.03	0.1	0.04457929
工况 E	0.815	0.15	0.02	0.015	0.04457886
工况 F	0.82	0.15	0.01	0.02	0.04457844

由表 3-3 可知 A、B、C 工况的单位体积气体摩尔数相近，D、E、F 工况的单位体积气体摩尔数相近，且 A、B、C 工况 CO<sub>2</sub> 的比例小，D、E、F 工况的 CO<sub>2</sub> 的比例大。

基于以上两原因，下面分别分析小 EGR 工况（A、B、C 工况）和大 EGR 工况（D、E、F 工况）的燃烧过程。

(A) 小 EGR 工况燃烧过程分析

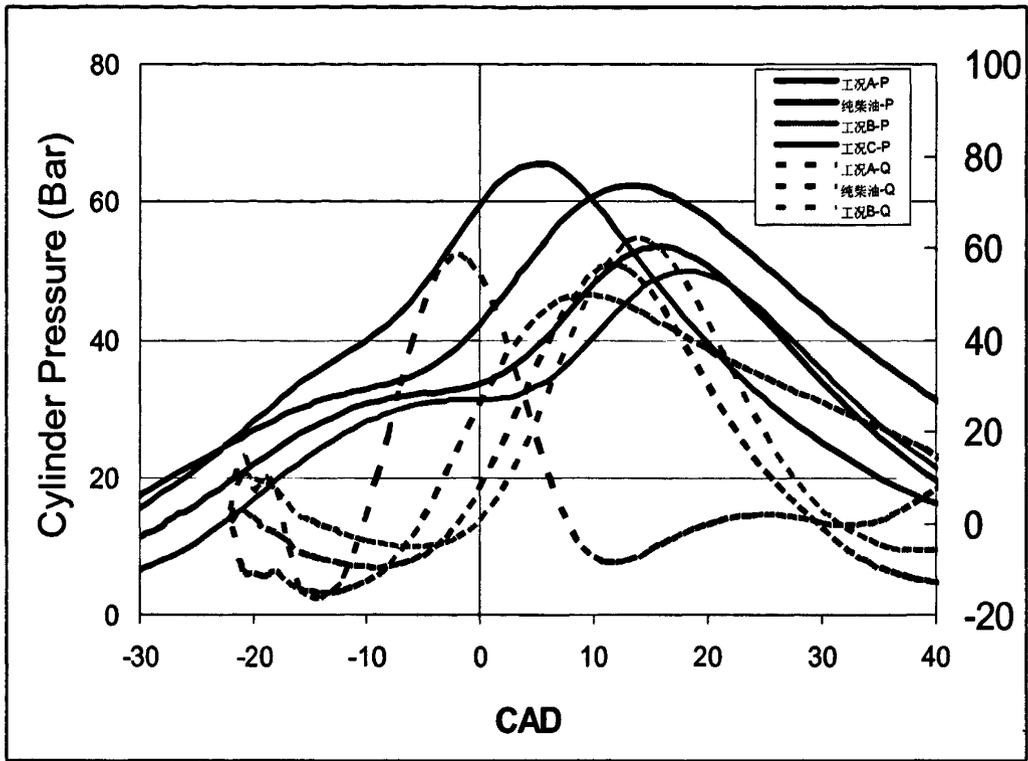


图 3-6 小 EGR 工况缸内压力和放热率曲线

图 3-6 为模拟废气柴油重整气工况 A、B、C 与纯柴油工况在  $-30^{\circ}$  CA 至  $40^{\circ}$  CA 的缸内压力曲线和放热率曲线。图例中工况 A-P、工况 B-P、工况 C-P、纯柴油-P 表示压力曲线，工况 A-Q、工况 B-Q、工况 C-Q、纯柴油-Q 表示放热率曲线。

由表 3-3 可得，小 EGR 三工况的单位体积气体摩尔数均比纯柴油低，因此图 3-6 上 A、B、C 三工况在  $-30^{\circ}$  CA 时刻的压缩压力均低于纯柴油。其中工况 C 压缩压力高于 A、B 两工况，主要是因为工况 C 的转速较低、充量系数较大，进气量多的缘故。

之后，小 EGR 三工况的压力均比纯柴油工况增长快，这主要是因为进气中添加了  $H_2$  和  $CO$ ，在燃烧前  $H_2$  和  $CO$  也会参加低温化学反应，释放出少量热量使得缸内压力升高加快。从图 3-6 中可以发现，在小 EGR 工况下  $H_2$  含量越高，这一阶段的压力升高率也越高。可见，在小 EGR 工况下  $H_2$  比  $CO$  更容易进行低温化学反应。

从图 3-6 中还可以发现，由于  $H_2$  着火点低于  $CO$ ，所以  $H_2$  对着火点的影响要大于  $CO$ 。由于工况 C 中  $H_2$  含量最高，压力升高率大，结果在  $-6^{\circ}$  CA 最早着火，大约在  $4^{\circ}$  CA 时达到最大爆发压力 7.48MPa。

由于 B 工况氢气含量大于 A 工况，导致着火前压力升高率高于 A 工况，但 B 工况上止点前压力整体要低于 A 工况（主要是因为工况 A 单位体积气体摩尔数大于工况 B）。因此，A 工况在  $-1.8^{\circ}$  CA 即发生着火，在  $16^{\circ}$  CA 达到最大爆发压力  $5.78\text{MPa}$ 。B 工况延迟到  $3.6^{\circ}$  CA 才着火并在  $18^{\circ}$  CA 达到最大爆发压力  $5.44\text{MPa}$ 。

从放热率曲线看，小 EGR 三工况在燃烧前压力明显升高阶段的放热率均要高于纯柴油，这主要是可燃气低温反应放热的作用，且  $\text{H}_2$  含量越高放热率越大。小 EGR 三工况在燃烧时的最大放热率也均高于纯柴油，且氢气含量越高，最大放热率增加或提前，主燃烧期也越短。另外，B 工况最大放热率略高于 A、C 两工况，这是因为 B 工况在上止点后着火，此时活塞已经下行、缸内体积已增加，尽管全部燃油在此期间燃烧，缸内压力曲线仍然最低。

### (B) 大 EGR 工况燃烧过程分析

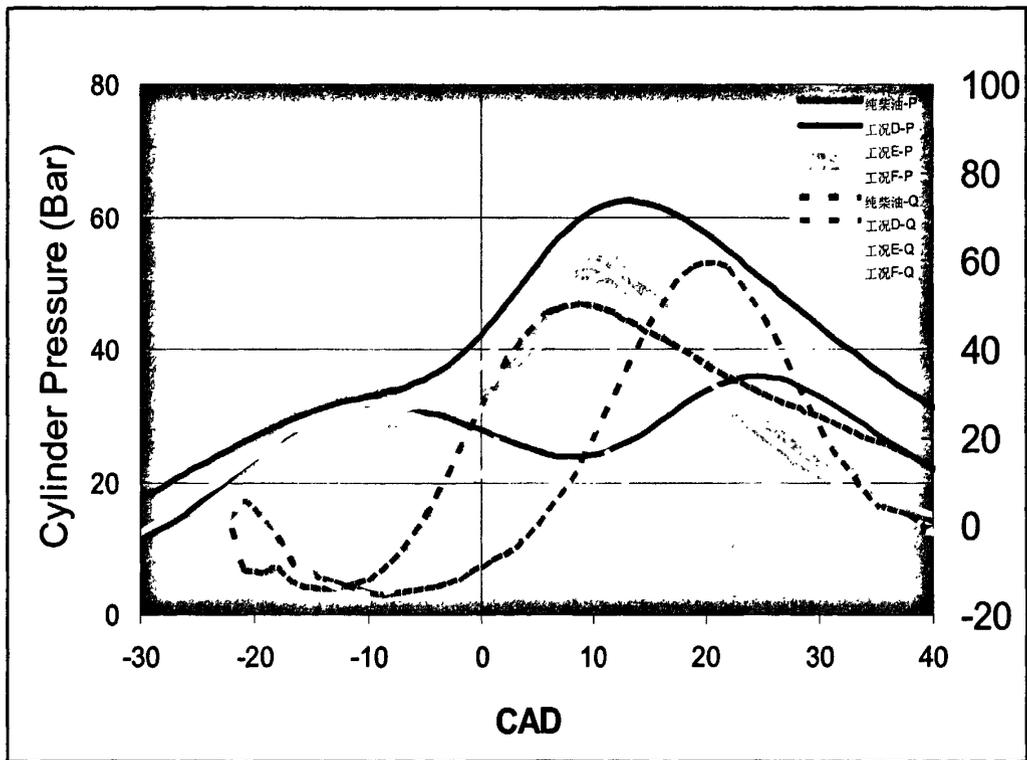


图 3-7 大 EGR 工况缸内压力和放热率曲线

图 3-7 为模拟废气柴油重整气工况 D、E、F 与纯柴油工况在  $-30^{\circ}$  CA 至  $40^{\circ}$  CA 的缸内压力曲线和放热率曲线。图例中工况 D-P、工况 E-P、工况 F-P、纯柴油-P 表示压力曲线，工况 D-Q、工况 E-Q、工况 F-Q、纯柴油-Q 表示放热率曲线。

由表 3-3 可得，大 EGR 三工况下缸内单位体积气体摩尔数均比纯柴油低，因此图 3-7 上其在  $-30^{\circ}$  CA 时刻的压缩压力均低于纯柴油。其中工况 D 压缩压力最低，主要是因为工况 D 实际转速比工况 E、F 实际转速高，所以充量系数

小、进气量少。

之后，大 EGR 三工况压力均比纯柴油工况增长快，这主要是因为进气中添加了  $H_2$  和  $CO$ ，在燃烧前  $H_2$  和  $CO$  也会参加化学反应释放热量，使得缸内压力升高较快。图 3-7 中可以发现，在大 EGR 工况下  $CO$  含量越高这一阶段的压力升高率也越高。可见，在大 EGR 工况下，相比  $CO$  来说  $H_2$  不容易进行低温化学反应。

由于  $CO_2$  的阻燃效果，相对于小 EGR 工况，大 EGR 工况整体着火时刻都有推后。由于  $H_2$  着火点低于  $CO$ ，所以  $H_2$  对着火点的影响要大于  $CO$ 。工况 F 中  $H_2$  含量最高，压力升高到一定程度后在上止点附近最早着火，大约在  $9^\circ CA$  达到最大爆发压力  $5.78MPa$ 。E 工况氢气含量大于 D 工况，因此着火时刻较早。E 工况在  $2.25^\circ CA$  发生着火，在  $12^\circ CA$  达到最大爆发压力  $3.91MPa$ 。D 工况在  $2.7^\circ CA$  着火在  $24^\circ CA$  达到最大爆发压力  $3.91MPa$ 。

从放热率曲线看，大 EGR 三工况在着火前放热率均要高于纯柴油，主要是因为可燃气体在着火前仍参加低温化学反应，放出少量的热量，且  $CO$  含量越高，前期放热率越大。但由于大 EGR 三工况下  $CO_2$  含量高，空气量少，所以此时前期放热率整体要低于小 EGR 三工况。大 EGR 三工况在燃烧时放热率增长均高于纯柴油，氢气含量越高，放热率增长的越快，主燃烧期越短。D 工况放热率略高于 E、F 工况，是因为 D 工况着火更靠后，此时活塞已经下行、缸内体积已增加，尽管放热率高于 E、F 工况，但缸内压力曲线仍然最低。

通过对模拟废气柴油重整气燃烧过程的分析，可得出以下结论：

(1) 大 EGR 可推迟着火时刻，在 EGR 相同的情况下， $H_2$  含量的增加可使着火时刻提前。

(2) 由于可燃气体的存在，模拟废气柴油重整气的可压缩性相对于纯空气发生改变，因此压缩压力会有所改变。这主要受单位体积气体摩尔数和转速影响。

(3) 在模拟废气柴油重整气工况下，着火燃烧前都有一段明显的低温反应放热、压力升高的过程，这一过程的反应速率主要由可燃气体比例决定。小 EGR 工况下  $H_2$  含量越高，压力升高率和前期放热率越大；大 EGR 工况下  $CO$  含量越高压力升高率和前期放热率越大。

(4) 在模拟废气柴油重整气工况下，燃烧过程中压力升高率和放热率不同于纯柴油。 $H_2$  含量越高，主燃烧期越短。小 EGR 工况下，燃烧时三种工况下压力升高率和最大放热率均大于纯柴油；大 EGR 工况下，三种工况在燃烧时放热率增长均高于纯柴油， $H_2$  含量越高，放热率增长的越快。

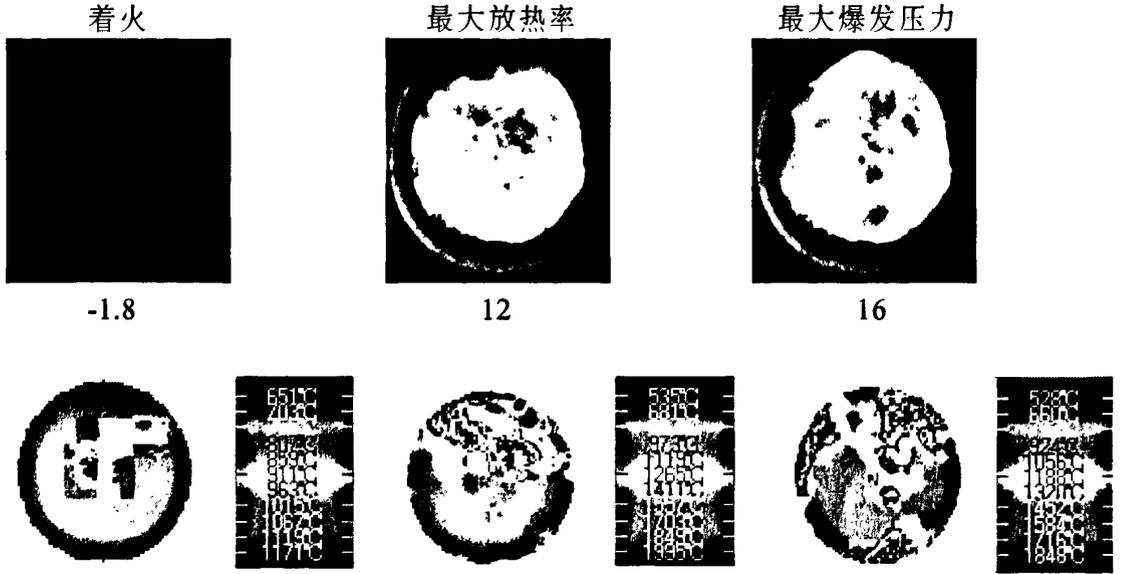
#### 3.3.2.4 温度场分析

下面一组图为截取模拟废气柴油重整气各工况下的着火时刻、最大放热率

时刻和最大爆发压力时刻的火焰图片、温度场分布和温度数值。其中，每张火焰图片下数字表示曲轴转角。

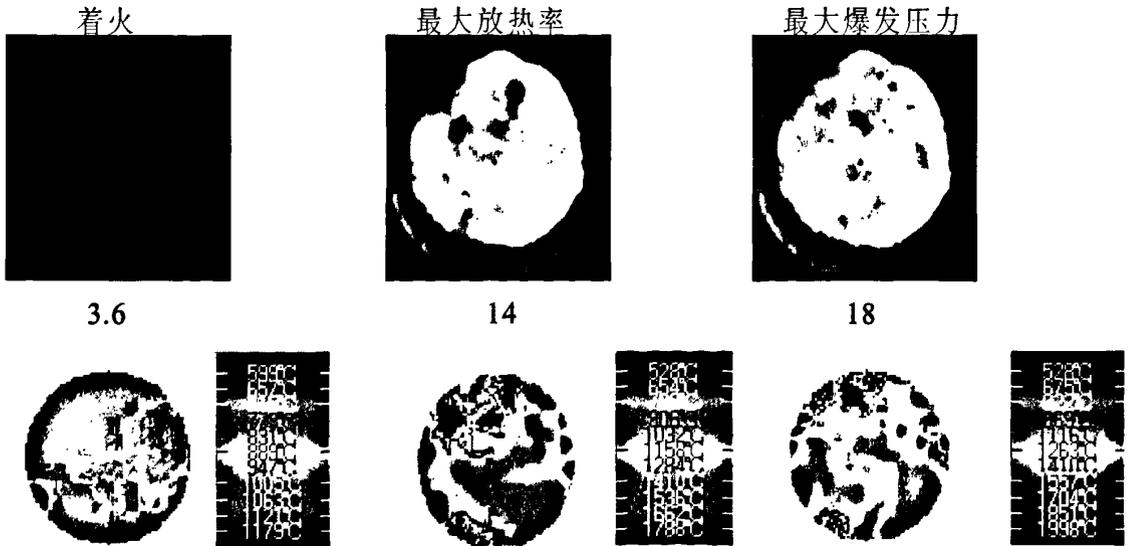
工况 A(5% CO<sub>2</sub>+1%H<sub>2</sub>+3%CO)

	着火	最大放热率	最大爆发压力
最低温度	651℃	535℃	528℃
最高温度	1165℃	1996℃	1851℃
平均温度	966℃	1354℃	1319℃



工况 B(5% CO<sub>2</sub>+1.5%H<sub>2</sub>+2%CO)

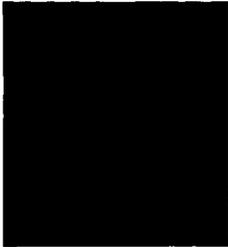
	着火	最大放热率	最大爆发压力
最低温度	599℃	528℃	528℃
最高温度	1180℃	1792℃	2000℃
平均温度	910℃	1243℃	1280℃



工况 C(5% CO<sub>2</sub>+2%H<sub>2</sub>+1.5%CO)

	着火	最大放热率	最大爆发压力
最低温度	789℃	530℃	568℃
最高温度	1041℃	1969℃	1988℃
平均温度	953℃	865℃	1338℃

着火



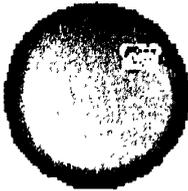
最大放热率



最大爆发压力



-6



-2



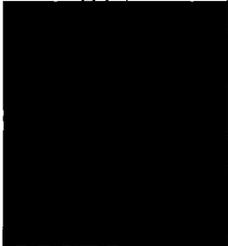
4



工况 D(15% CO<sub>2</sub>+1%H<sub>2</sub>+3%CO)

	着火	最大放热率	最大爆发压力
最低温度	944℃	528℃	528℃
最高温度	1041℃	1860℃	1724℃
平均温度	956℃	1167℃	1113℃

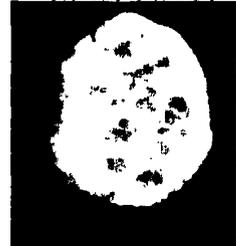
着火



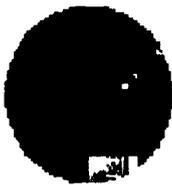
最大放热率



最大爆发压力



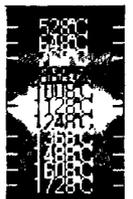
2.7



21

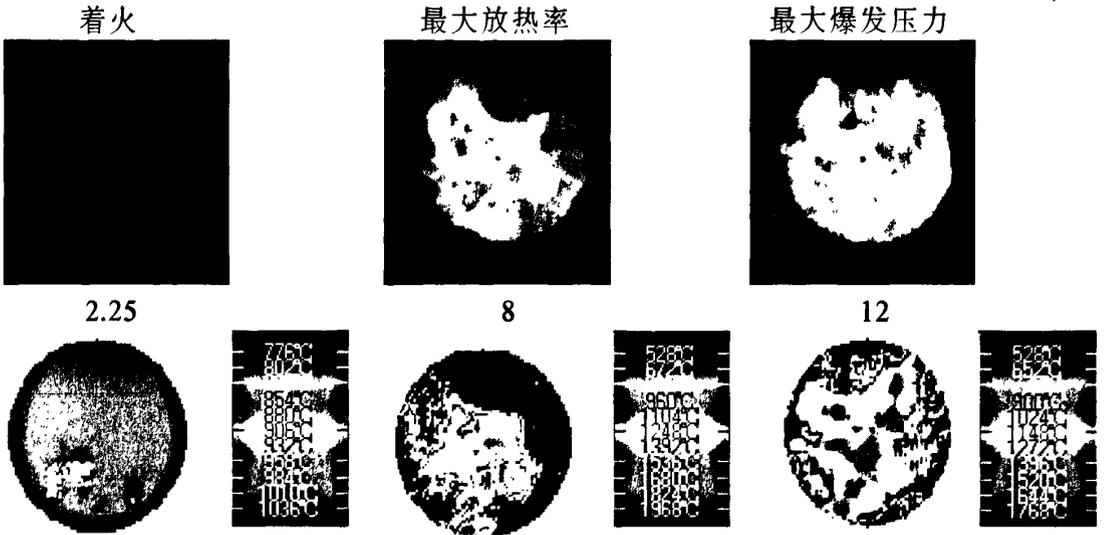


24



工况 E(15% CO<sub>2</sub>+1.5% H<sub>2</sub>+2%CO)

	着火	最大放热率	最大爆发压力
最低温度	776℃	528℃	528℃
最高温度	1036℃	1963℃	1765℃
平均温度	953℃	883℃	1164℃



工况 F(15% CO<sub>2</sub>+2% H<sub>2</sub>+1%CO)

	着火	最大放热率	最大爆发压力
最低温度	579℃	528℃	528℃
最高温度	1179℃	1730℃	1760℃
平均温度	904℃	858℃	1148℃

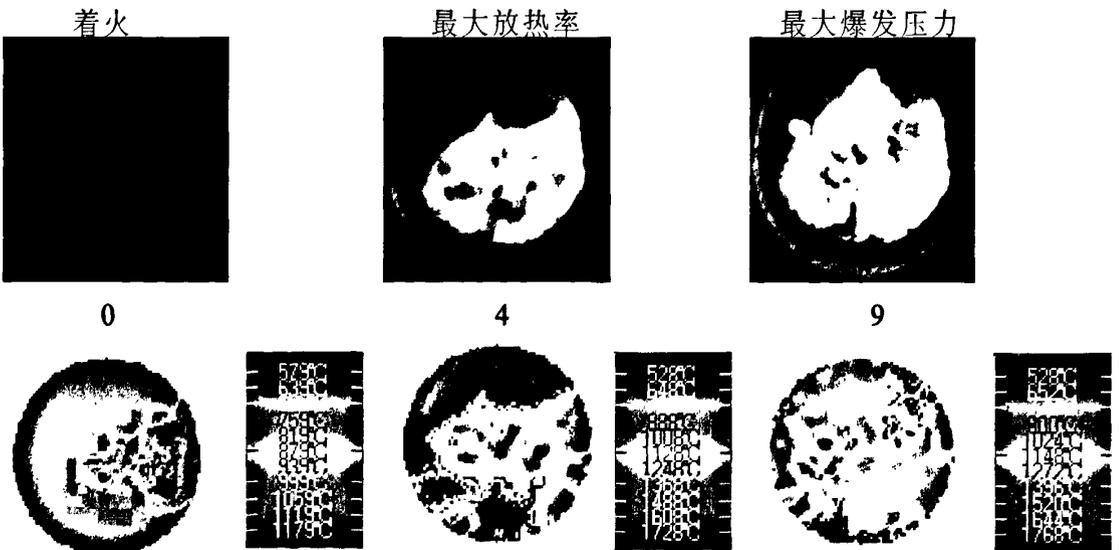


表 3-4 为模拟废气柴油重整气各个工况下最大爆发压力时刻局部高温区域 (1800±20℃) 的分布点数情况。

表 3-4 各工况最大爆发压力时刻局部高温点数统计

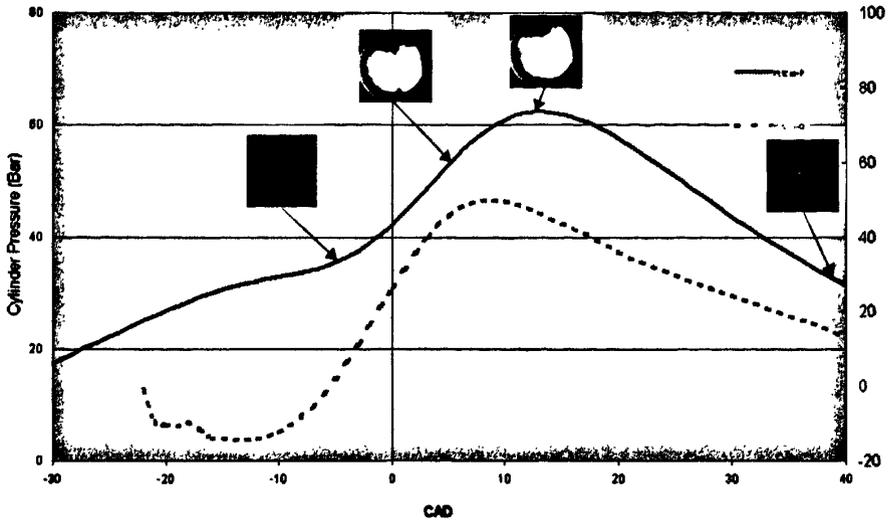
工况	分布点数
纯柴油	10
A	20
B	24
C	38
D	2
E	5
F	19

从上面的温度场分析数值可以看出，模拟废气柴油重整气温度场的变化与上节中压力和放热率的变化总体上保持一致，各个工况下着火时刻的燃烧平均温度基本保持在 950℃左右，说明可燃气成分的变化对着火时的温度影响不大；各个工况下最大放热率时刻和最大爆发压力时刻的缸内温度场分布有明显差异，从而对 NO<sub>x</sub> 的排放影响较大。

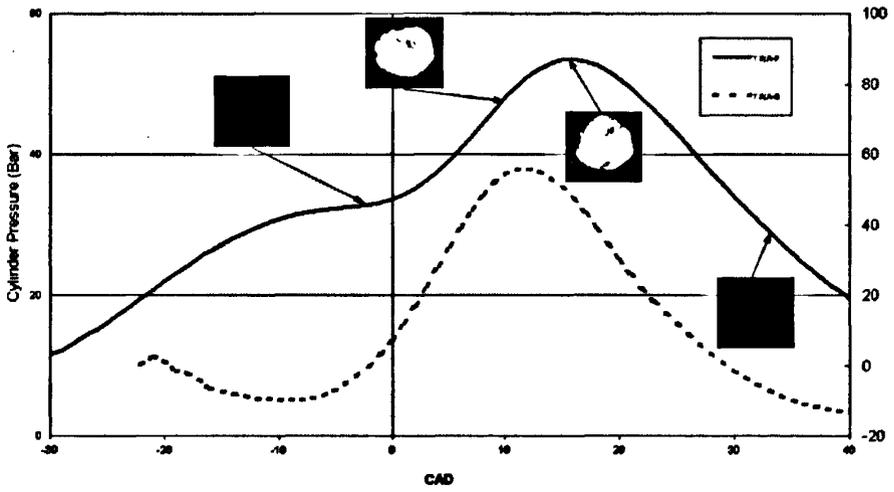
大 EGR 工况时，最大放热率时刻的平均温度在 900℃左右，低于纯柴油工况（1250℃）和小 EGR 工况（1150℃）；最大爆发压力时刻平均温度在 1150℃，同样低于纯柴油工况（1335℃）和小 EGR 工况（1300℃），这说明大 EGR 可以显著降低主燃烧期内的缸内平均燃烧温度。从表 3-4 可以进一步发现，大 EGR 工况下的局部高温点个数要明显低于小 EGR 工况，局部高温区域少，说明大 EGR 工况可以显著降低 NO<sub>x</sub> 的排放；各模拟废气柴油重整气工况与纯柴油相比，A、B、C 三工况 EGR 率小，局部高温点数多。F 工况虽然 EGR 率大，但 H<sub>2</sub> 含量高，所以局部高温点数也较大。D、E 工况局部高温点少，可知这两个工况的重整气配置对减少缸内局部高温区域有明显的作用。

### 3.3.3 燃烧火焰与燃烧过程的组合分析

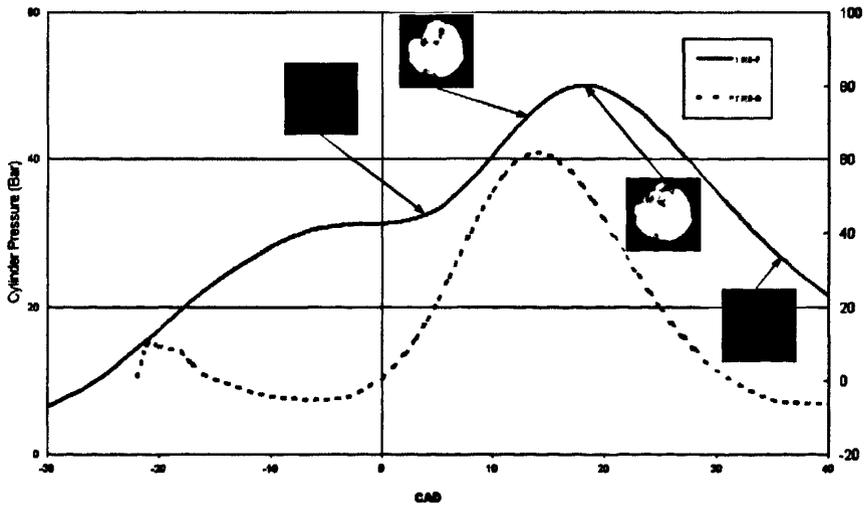
将各工况下截取的着火时刻，最大放热率时刻，最大爆发压力时刻以及燃烧基本结束时刻缸内燃烧火焰图片与压力及其放热率曲线进绘在一张图上，可以更加直观了解到缸内燃烧过程的变化情况，如图 3-8 所示。



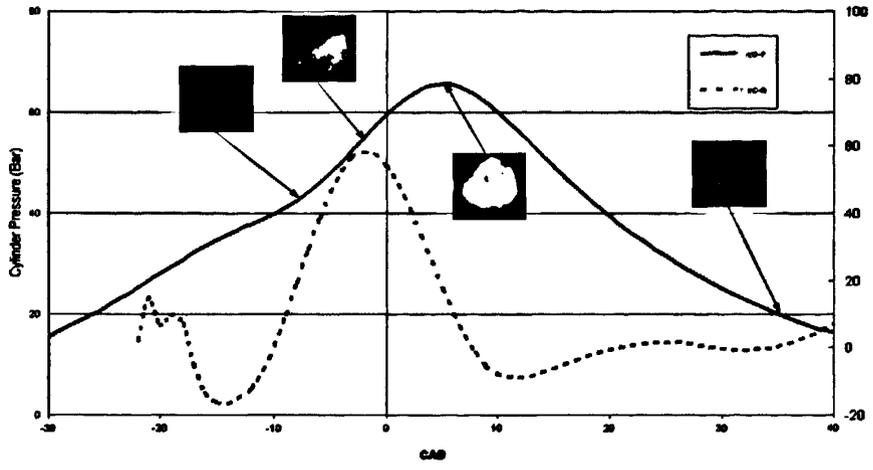
纯柴油工况



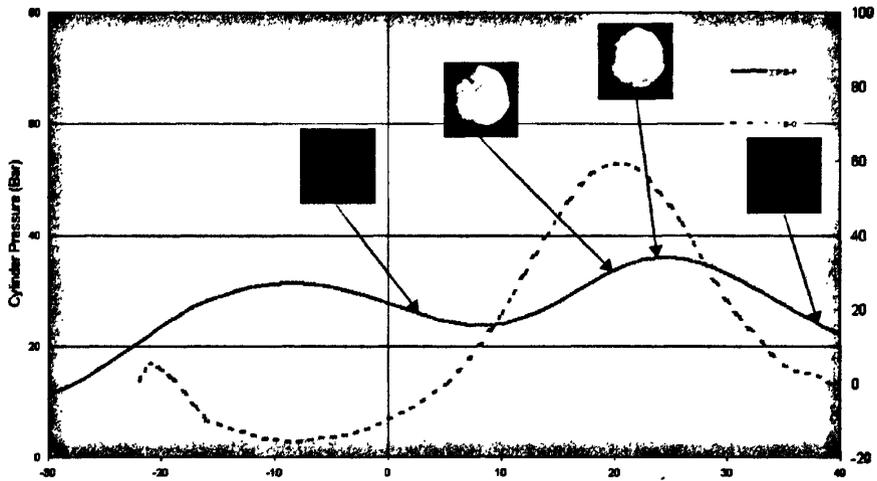
工况 A



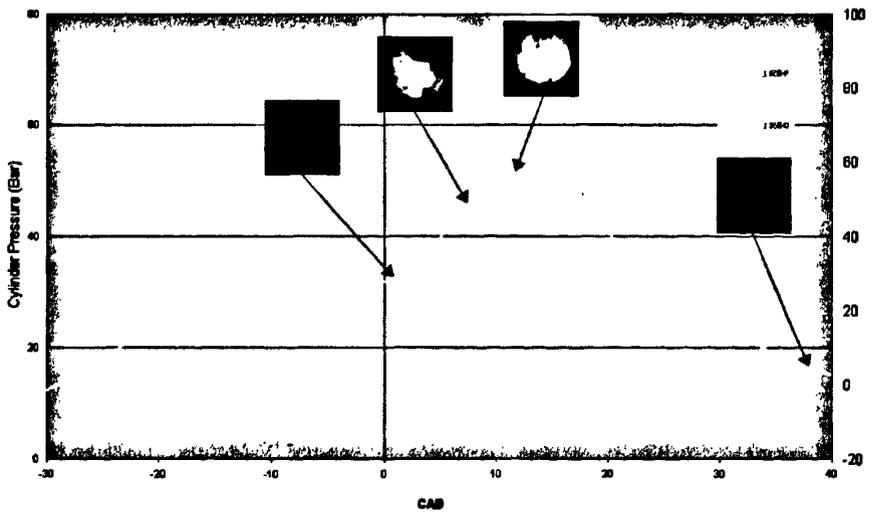
工况 B



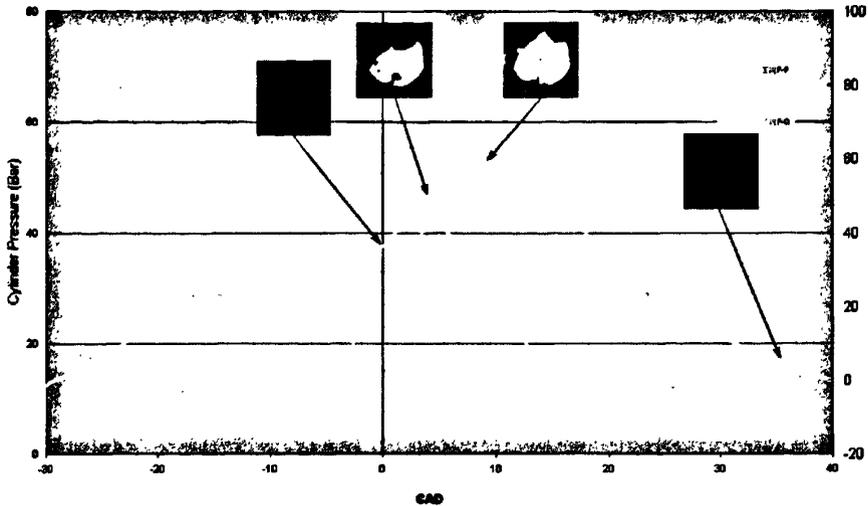
工况 C



工况 D



工况 E



工况 F

图 3-8 各工况燃烧火焰与燃烧过程组合

由图 3-8 可以发现，由于  $H_2$  含量越高着火点提前。在大 EGR 三工况下，工况 F 最早出现火焰，工况 E 居中，工况 D 最后出现火焰。

从各个工况的最大放热率时刻来看，此时缸内压力升高率最大，平均温度高，火焰图片亮度高，燃烧火焰基本已充满可视化区域或处于火焰传播阶段中（如工况 C）。

在最大爆发压力时刻，从图片来看各工况在此时基本都已经结束火焰传播进入扩散燃烧阶段，在缸内形成数个不规则的燃烧区域。从工况 D、E 来看，由于这两个工况  $CO_2$  含量高， $H_2$  含量相对较少，所以着火点靠后较多，后燃现象较严重。此时缸内体积已经膨胀，缸内温度和压力都较低，导致这两个工况在最大爆发压力时刻的图片相对于其他工况较暗。

各工况在  $35^\circ CA-40^\circ CA$  期间火焰接近熄灭，燃烧基本都已结束。

### 3.4 火焰传播速度估算

因为燃烧火焰图片可以较为明显的显示出缸内火焰的传播图像。因此可以利用传播阶段的图像估算出各工况下的火焰传播速度。

由于火焰前锋面在传播时形状并不规则，难以精确计算火焰前锋面前进的距离。所以估算方法为：令火焰前锋面大致处于圆形观察区域直径位置为起始位置，火焰基本传至整个圆形观察区域为终止位置，认为从起始位置到终止位置火焰传播了圆形区域半径的距离。

选用的石英玻璃直径  $\Phi$  为 23mm，，因此火焰传播速度  $V$  可用下式估算：

$$V = \Phi / 2T \quad (3-8)$$

$T$  为从起始位置至终止位置所用时间。图 3-9 为依照估算原则截取的各工况下火焰传播阶段图片，第一张和最后一张分别为选定的各工况下的起始位置

和终止位置图片。图 3-10 为各工况火焰传播速度数值。

纯柴油 ( $T=0.002625s$ )

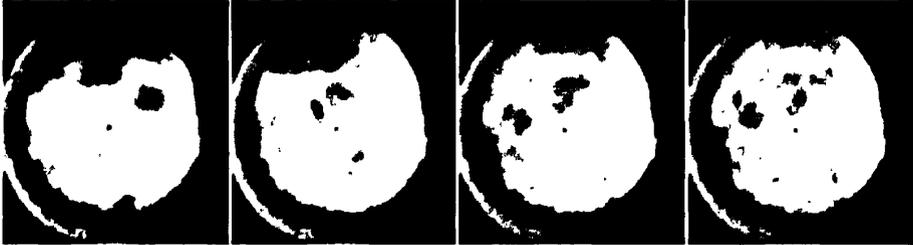


-0.85

0.85

2.55

4.25



8.5

12.75

15.3

16.15

工况 A ( $T=0.0015s$ )

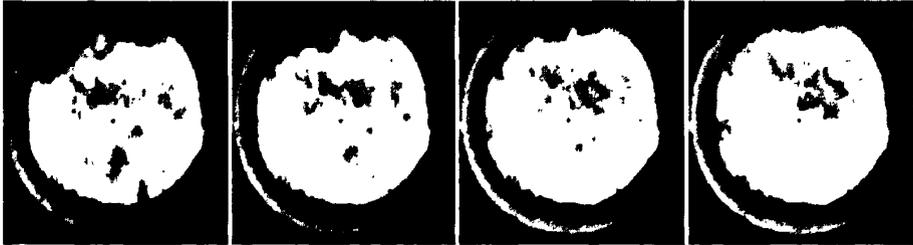


2.7

3.6

4.5

5.4



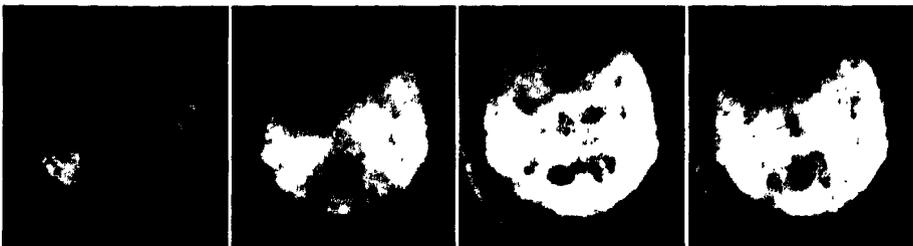
9.9

10.8

11.7

12.6

工况 B ( $T=0.001125s$ )

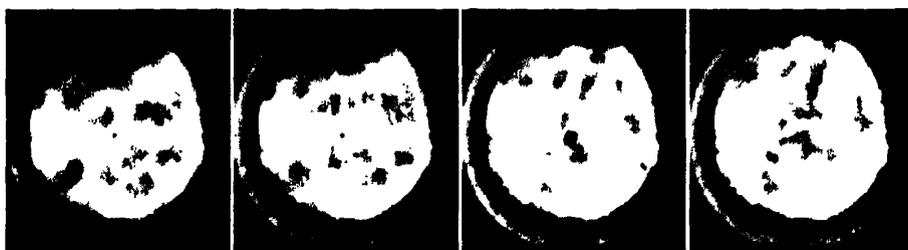


5.4

6.3

7.2

8.1



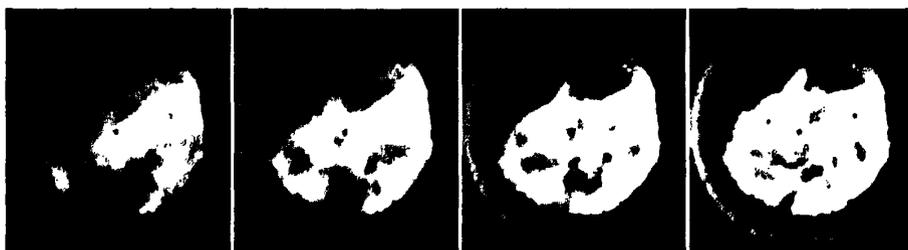
9

9.9

11.7

12.6

工况 C(T=0.001s)

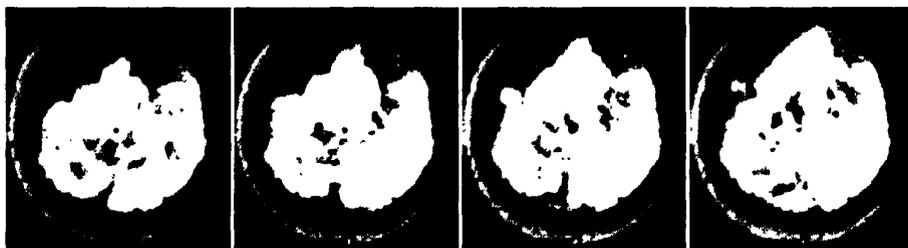


-3

-2.25

-1.5

-0.75



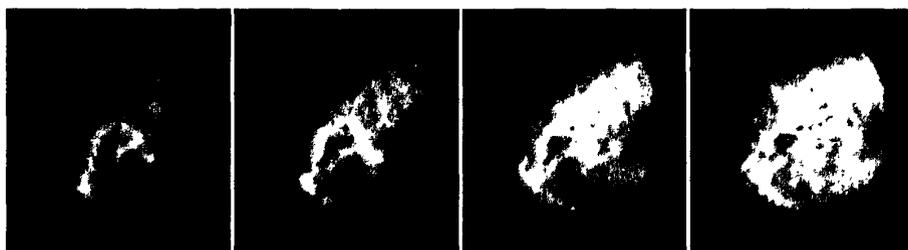
0

0.75

1.5

2.25

工况 D(T=0.001875s)

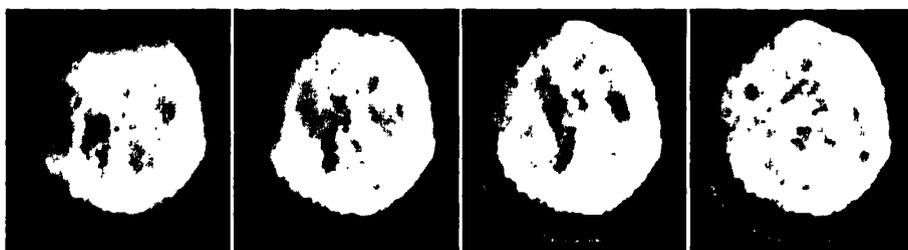


8.1

9

9.9

10.8



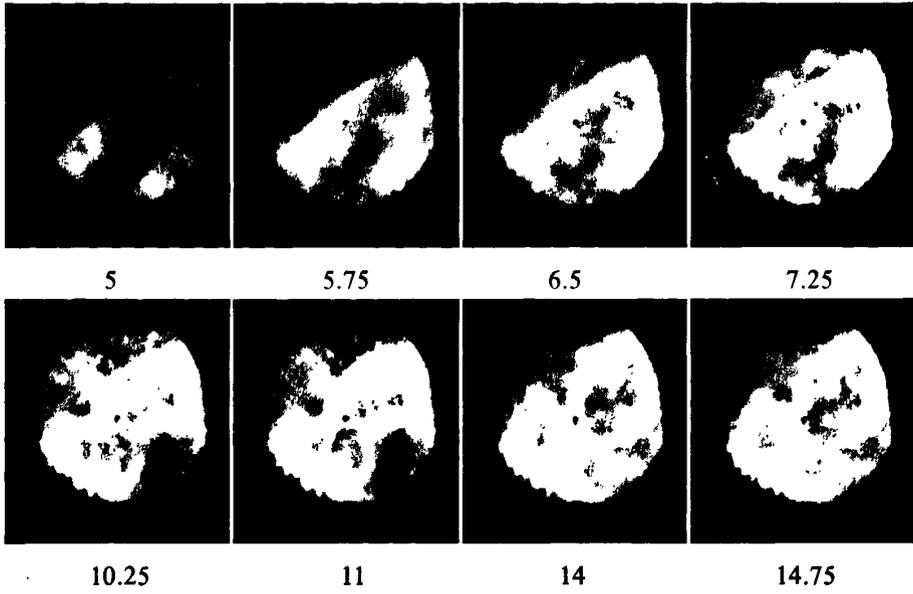
13.5

15.3

17.1

20.7

工况 E(T=0.00175s)



工况 F(T=0.0015s)

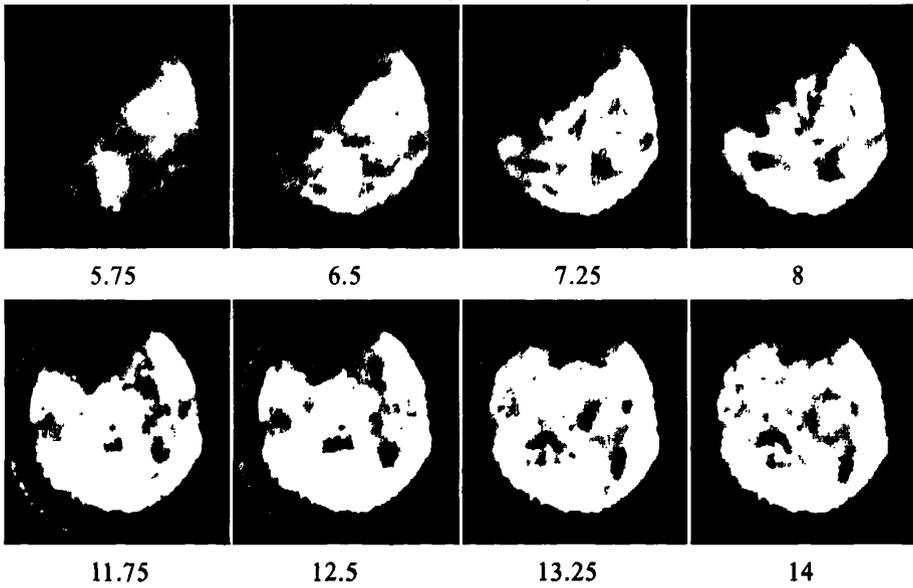


图 3-9 各工况火焰传播阶段燃烧图片

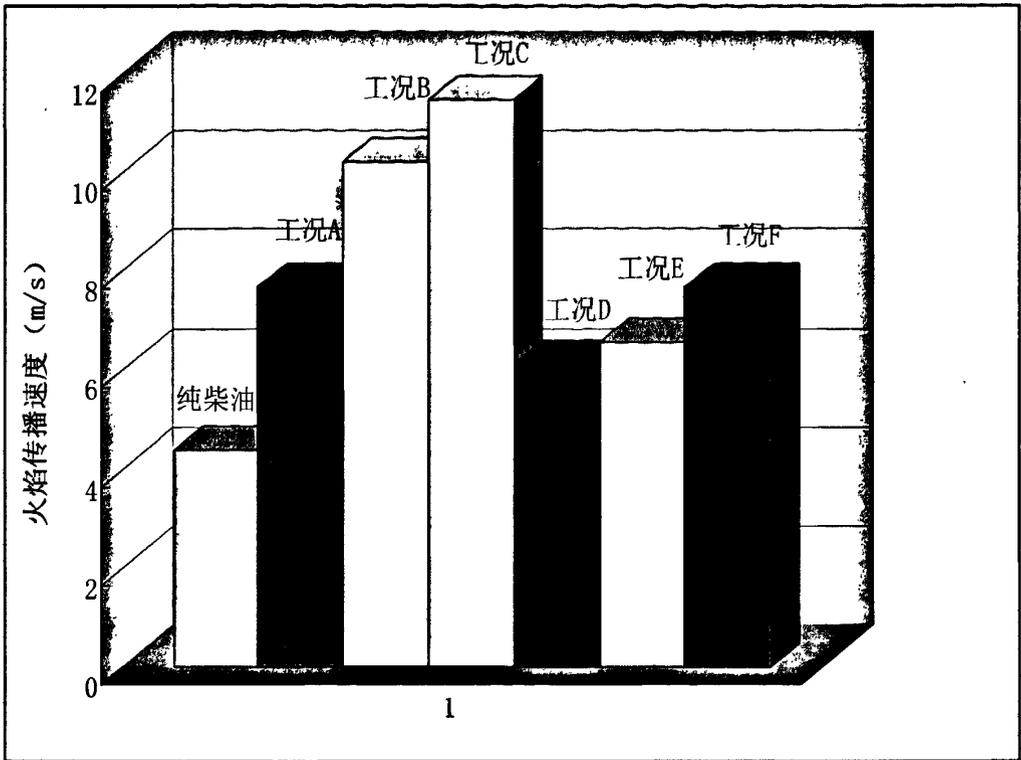


图 3-10 各工况火焰燃烧速度

从图 3-10 可以发现，模拟废气柴油重整气六个工况的火焰传播速度均大于纯柴油工况，这说明可燃气的添加可以提高火焰传播速度。小 EGR 三工况的火焰传播速度整体高于大 EGR 三工况，这说明大 EGR 降低火焰传播速度。单独分析小 EGR 三工况和大 EGR 三工况，可以发现随着 H<sub>2</sub> 含量的增加，火焰传播速度提高。

### 3.5 本章小结

本章对模拟废气柴油重整气进行了燃烧过程可视化试验研究，主要工作如下：

(1) 对纯柴油工况的着火、燃烧过程和温度场进行分析，从燃烧可视化角度讨论柴油机的燃烧规律；

(2) 结合缸内压力、放热率变化情况，对模拟废气柴油重整气工况进行了燃烧过程分析和温度场分析，并与纯柴油工况进行对比，初步了解了柴油机掺烧模拟废气柴油重整气燃烧过程的规律。

(3) 进行了燃烧过程压力、放热率变化与燃烧火焰的组合分析，使分析过程和结果更加形象直观。

(4) 估算各工况下火焰传播速度，得出了柴油机掺烧模拟废气柴油重整气的火焰传播速度变化规律。

## 第四章 柴油机掺烧模拟废气柴油重整气燃烧过程数值模拟

### 4.1 引言

传统内燃机研究模式周期长、效率低、成本高,已不适应现代科技快速发展的要求。随着计算机技术的发展,计算机仿真技术作为一种先进的科学手段,可以在短时间内进行广泛的变参数研究,减少了试验费用和试验时间,成为现代内燃机设计与研究的最佳途径。

目前比较常用的内燃机燃烧模型是多维模型,多维模型通过求解守恒方程和状态方程等基本偏微分方程,得到与燃烧过程相关的详尽信息,如气相速度、温度、压力及组分浓度等瞬态空间分布。

柴油机模拟废气柴油重整气燃烧过程既有柴油的扩散燃烧,又有重整气的火焰传播。系统总的燃烧机理不是系统中各单一组分燃烧机理的简单组合,各组分之间会互相影响,影响的大小与反应系统的热力状态、反应物和产物的初始浓度、各反应的反应趋势强弱以及反应速率等因素相关<sup>[27]</sup>

本章以 ZS195 柴油机为原型,利用 CFD 软件 FIRE 对模拟废气柴油重整气燃烧下缸内工作过程进行数值模拟,理论分析不同组分重整气对缸内燃烧过程的影响,为柴油机废气重整技术的推广使用奠定理论基础。

### 4.2 FIRE 软件介绍

FIRE 软件是由奥地利 AVL 公司开发的用于模拟内燃机流动、喷雾、燃烧过程的 CFD 软件。它在求解瞬态复杂流动方面的优势使其在求解普通流动方面更是得心应手。它的开发和应用结合了 AVL 多年来研发各类发动机的经验。除了具备当前市面上其它通用 CFD 软件所具有的功能外,AVL FIRE 软件还有如下几个方面的优势及特点:

1 极其友好的用户界面和一流的网格生成技术, FIRE 的网格生成,求解及结果处理三大块被集成一体,用户界面酷似微软办公软件界面,具有简洁明了,易学易掌握的优势。网格生成过程以导航程序引导,有不同程度自动化生成方法,用户可随心所欲实现各种形式的局部网格细化,还可快速进行移动网格的生成。对任意复杂的几何形状,都可自动生成六面体网格占 80% 以上的混合网格。

#### 2 先进的算法+物理模型+应用经验

(1) 采用最先进的以网格面为基准的适用于任意形状多面体网格的求解技术,是当前 CFD 软件中第一个采用这种技术的

(2) FIRE 所提供的湍流模型中除通用的模型外,还有 AVL 提出的复合湍流模型—结合了  $k-\varepsilon$  模型的快速稳定性及 RSM 模型的高精度。

(3) FIRE 多相流模型在同类软件中具有最高水平,体现在以下几个方面:

- o 真正的“多”相：允许任意多个相并考虑相与相之间的相互作用；
- o 可将二流体与 VOF 方法结合起来；
- o 可处理考虑体积力的相变过程如淬火过程；
- o 对两个或多相中每相的处理完全是公平的。例如：对每相的湍流模拟是独立的，同时又考虑各相间湍流的交互作用。Star-CD 的处理则不同，需要事先定义离散的相和连续的相，然后用简化的方式计算离散相的湍流；
- o 在穴蚀模拟方面有丰富的经验；
- o 上述所有功能都适用于非结构化多面体网格，移动网格，rezone 和旋转坐标；

(4) FIRE 软件所带有的多个喷雾，燃烧模型适用范围之广，被认证的算例之多在同行是受到公认的。结合先进的多相流技术，FIRE 不断推出新的更准确的喷雾模拟技术，如将喷嘴内多相流计算与缸内喷射模拟结合

### 3 手段高超的结果处理器

FIRE 的后处理功能完备，简单易用。除常有的工具外，还有“电影导演”，能直接在界面上以电影形式演示三维瞬态分析结果，然后可存成通用 movie 文件格式，这是其它软件所没有的。用户可充分发挥其创造性，做出的结果显示图既能科学地揭示所研究的现象和机理，亦能获得高超的视觉效果。

## 4.3 计算网格的建立

### 4.3.1 ESE-Diesel 模块介绍

FIRE 中的 ESE-Diesel 模块可以很方便的直对柴油机的喷雾和燃烧过程进行仿真分析。其主要特点

- 1 输入过程流程化；
- 2 活塞凹坑及喷油器形状的参数化描述
- 3 自动划分平面网格及体网格
- 4 集成了所有的柴油机燃烧过程中的物理化学过程的计算模块
- 5 柴油机燃烧过程的详细分析
- 6 自动生成报告

### 4.3.2 网格生成

由于柴油机多采用螺旋式气道，在能给出适当的初始涡流比，初始湍流条件的情况下对缸内流动燃烧分析往往可从进气门关闭开始，这样就可避免在计算模型中包含进气道及气门运动，大大简化计算模型并缩短计算时间。ESE-Diesel 模块中假设流动域内的流动和燃烧状态对称分布，可以方便快捷的用一个喷孔所在的扇形区域对喷雾和燃烧进行模拟计算。用户所需的只是定义活塞凹坑及喷油器形状的参数即可

本文模拟柴油机缸内工作过程的计算过程从进气门关闭时开始到排气门打

开时结束，即计算从压缩上止点前  $147^{\circ}\text{CA}$  开始到压缩上止点后  $137^{\circ}\text{CA}$  结束。  
图 4-1 是活塞几何形状和计算网格图。

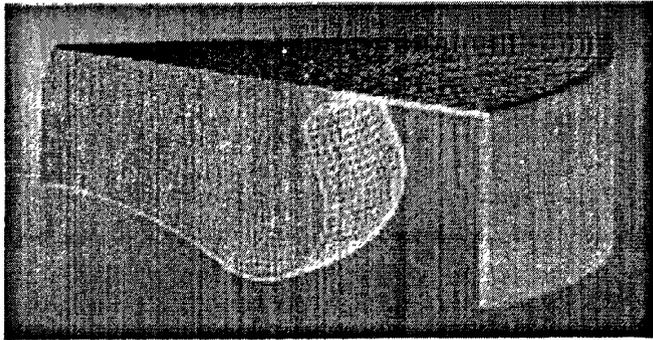


图 4-1 活塞几何形状和计算网格

#### 4.4 缸内工作过程模型的建立

本节以 ZS195 柴油机为原型（结构参数见表 2-1），利用 FIRE 软件建立缸内工作过程模型。由于本文主要研究内燃机燃烧过程，因此模型数量较少，计算时间和难度也大大减少。

##### 4.4.1 边界条件

在 ESE-Diesel 模块中柴油机只计算从进气门关到排气门开的高压循环因此边界类型均可默认为 Wall，只需定义壁面温度即可。需要注意的是为了保证中心网格是六面体，在中心处形成的面应设置为 Symmetry（对称界面）。图 4-2 为活塞边界条件的设置。

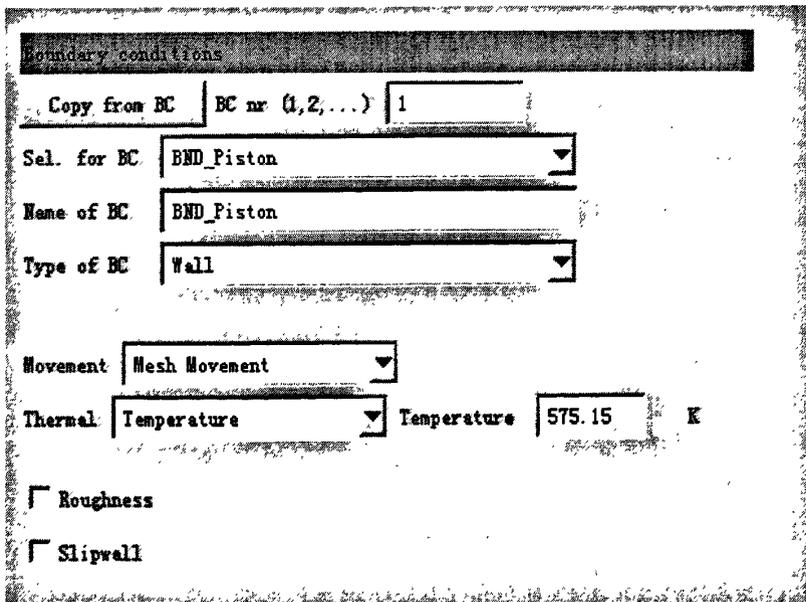


图 4-2 活塞边界条件设置

#### 4.4.2 初始条件

对于瞬态计算，初始条件的正确设置非常重要。对于只计算高压循环的柴油机，初始条件决定了气缸内的空气质量和初始状态。压力和温度的数值可采用试验值，也可以采用以为 BOOST 计算后对应时刻（即进气门关）的数值。由于本文采用模拟废气柴油重整气进气，模拟计算从进气门关闭开始，至排气门打开结束，需要在初始条件中定义各种气体的初始比例。图 4-3 为初始条件设置界面，包括进气门关闭时流场的初始压力、温度和几个湍流参数。其中压力和温度采用试验获得的数据。缸内湍动能  $\kappa$ ，其计算公式为<sup>[27]</sup>：

$$\kappa = 0.9C_m^2 \quad (4-1)$$

式中： $C_m$ -活塞平均速度 m/s，由式  $C_m = (Sn/60) \times 10^{-3}$  计算， $S$ -发动机工作行程，mm， $n$ -发动机转速，r/m。湍流尺度与扩散率采用推荐值。

Phase_1			
Pressure	100000	Pa	Velocity u
Density	0	kg/m <sup>3</sup>	Velocity v
Temperature	380	K	Velocity w
Turb. kin. energy	50	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	Scalar
Turb. length scale	0.003	m	
Turb. diss. rate	19364.9	m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup>	

图 4-3 初始条件设置

另外，初始喷油速率是指柴油从喷孔中喷出的速率，本文假定喷油各个时刻喷油速率相同，其值可根据下式计算：

$$v_{inj} = \frac{m_f}{n_{inj} \rho_{fuel} t_{inj}} \frac{1}{60} \frac{1}{\pi \left( \frac{D_{inj}}{2} \times 10^{-3} \right)^2} \quad (4-2)$$

式中： $v_{inj}$ -喷油速率，m/s； $m_f$ -每缸的循环喷油量，kg； $m_f = B_f \tau / 120ni$ ， $B_f$ -每小时燃油消耗量，kg/h； $\tau$ -冲程数； $n$ -发动机转速，r/min； $i$ -气缸数， $n_{inj}$ -喷孔数，本文中喷油器的喷孔数为 4； $\rho_{fuel}$ -燃油密度，kg/m<sup>3</sup>； $t_{inj}$ -喷油持续期，° CA； $D_{inj}$ -喷孔直径，mm。

### 4.4.3 物质输运模块

物质输运模块 (Species Transport) 用于对化学组分的输运和燃烧等化学反应进行模拟, 为计算阶段的气相化学组分提供可用的输运方程。FIRE 提供的物质输运模块有 Standard 和 General 两种选项。Standard 选项预先设定好化学组分, 此项适用于 FIRE 中所有的燃烧模型和大部分的喷雾模型。General 选项适用于多种成分混合, 催化反应以及用户定义反应等应用。其中反应组分数目为无限。由于本文需要定义进气中不同模拟废气柴油重整气的比例, 所以选择 General 输运模块。图 4-4 为 General 输运模块界面。

General 输运模块输运方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_k) + \frac{\partial}{\partial X_i}(\rho(U_i - U_{\alpha})y_k) = \frac{\partial}{\partial X_i}\left(\Gamma_{y_k} \frac{\partial y_k}{\partial X_i}\right) + S_{y_k} \quad k=1 \dots K_{\text{gas}} \quad (4-3)$$

式中:  $y_k$ -物质的质量分数;

$K_{\text{gas}}$ -s 物质总个数;

$\Gamma_{y_k}$  定义为:

$$\Gamma_{y_k} = \left( \rho D_{k,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \quad (4-4)$$

式中:  $Sc_t$ -施密特湍流数, 默认为 0.7;  $D_{k,m}$ -物质扩散系数[m<sup>2</sup>/s];

源项  $S_{y_k}$  定义为:

$$S_{y_k} = r_k \cdot M_k \quad (4-5)$$

式中:  $r_k$ -化学反应速率[kmol/(m<sup>3</sup>s)];  $M_k$ -物质相对摩尔质量[kg/kmol];

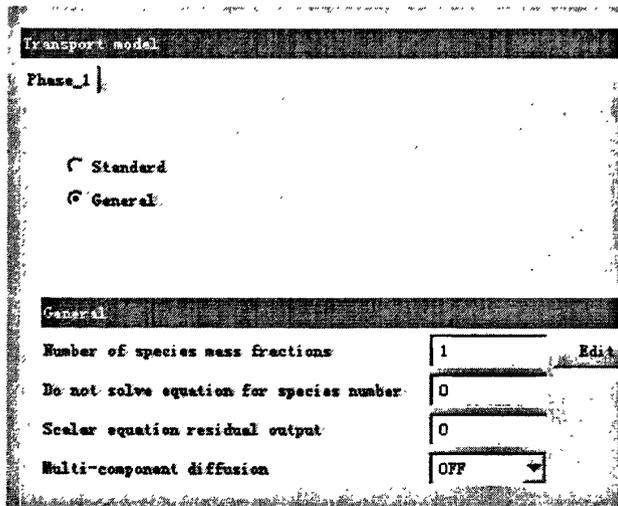


图 4-4 输运模块界面

### 4.4.4 通用气相反应模块

FIRE 中的通用气相反应模块(General Gas Phase Reaction)给三维 CFD 化学动力学模拟提供了多种模拟解决方案。这一模块即可使用 FIRE 自带的化学反应数据库也可与 CHEMKIN 进行耦合。数据格式与 CHEMKIN 格式保持一致。

本文采用化学反应动力学文件采用正庚烷的简化反应机理<sup>[28]</sup>。热物性文件和输运文件采用内部数据与外部数据相结合的方式。图 4-5 为化学反应动力学文件 chem.inp 的导入。图 4-6 为热物性文件 therm.dat 与输运文件 tran.dat 的调用。

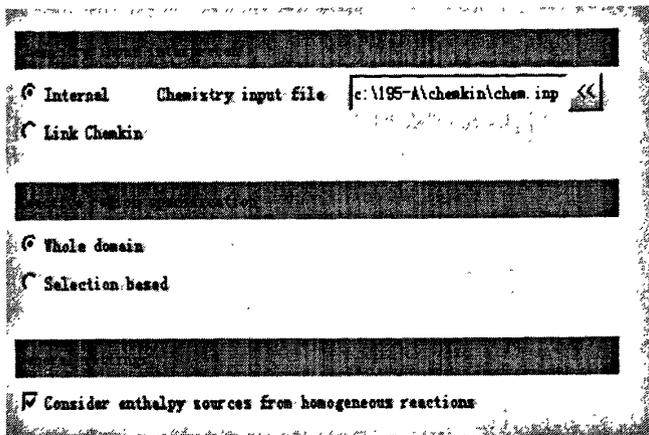


图 4-5 化学反应动力学文件导入

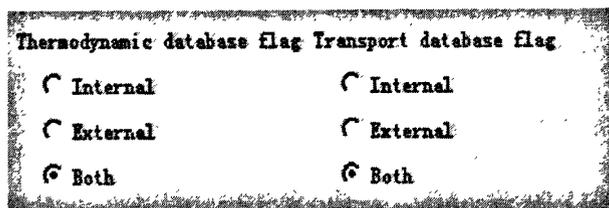


图 4-6 热物性文件、输运文件调用

#### 4.4.5 喷雾模块

燃油进入燃烧室后经历了破碎，湍流扰动，变形，碰撞聚合和碰壁等一系列物理变化过程。这些物理现象在 FIRE 的喷雾模块 (Spray) 中均有考虑。

##### 4.4.5.1 湍流扩散模型

湍流涡团的无规则运动必然使液滴在其运动过程中不断受到一种随机的干扰力。因而改变了液滴的运行轨迹，由湍流运动在运动粒子上产生的这种附加的随机运动就是所谓的湍流扩散。图 4-7 所示。

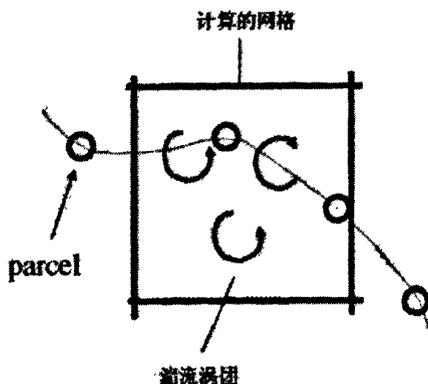


图 4-7 湍流扩散示意图

其特征时间尺度受湍流涡团的寿命和液滴通过计算网格所需时间的影响：

$$t_{\text{urb}} = \min \left( C_r \frac{k}{\varepsilon}, C_1 \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \frac{1}{|u_g + u' - u_d|} \right) \quad (4-6)$$

式中： $C_r=1.0$ ； $C_1=0.16432$ ； $k$ 为湍流脉动动能； $\varepsilon$ 为湍流能量耗散率； $u_g$ 为气体速度； $u'$ 为脉动速度； $u_d$ 为液滴速度。当计算步长大于 $t_{\text{urb}}$ 时，液滴要经过不止一个涡团。当液滴在涡团中的时间 $t_{\text{transb}} > t_{\text{urb}}$ 时，液滴进入下一个涡团，作用在液滴上的脉动干扰力也发生了变化。

#### 4.4.5.2 碰壁模型

由于燃烧室空间限制，特别是对中小型柴油机，燃油喷雾与室壁发生碰撞是常见现象。碰壁喷雾与自由空间喷雾相比较，其运动特性、浓度分布及燃烧特性都会有很大的差别。因此，一个比较完善的喷雾模型应当考虑模拟喷雾的碰壁现象。燃油的碰壁形式主要有stick, rebound, walljet, rebound and break-up, spread, splash六种形式。图4-8为这六种碰壁形式的图解。本文选用的是walljet1碰壁模型。此模型受入射液滴的Weber number（韦伯数）控制，韦伯数表征液滴惯性力与表面张力的对比。此模型不考虑与壁面油膜的质量交换问题。

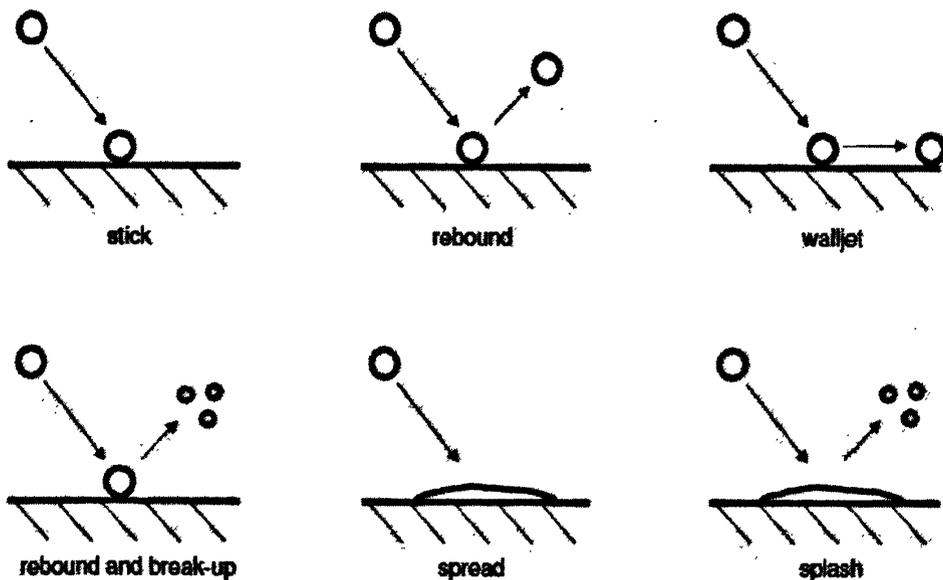


图 4-8 燃油碰壁形式

#### 4.4.5.3 蒸发模型

FIRE2008版本中主要提供了四种蒸发模型，分别是Dukowicz模型、Spalding模型、Abramzon模型和Frolov模型。Dukowicz模型认为传热和传质过程是完全相似的过程，并且假定Lewis数（热扩散系数与质扩散系数的比值）为1。计算油蒸汽的物性参数（比热，粘性等）所对应的温度采用1/2法，即是当地流体温度和液滴表面温度和的1/2。Spalding模型中Lewis数仍为1，但是由于不再认

为传热和传质是完全相似的，需要先求解温度的微分方程，才能求得液滴的新直径，因此需要迭代。Abramzon模型需要迭代，但是不再有Lewis数为1的限制。Frolov模型与Dukowicz模型相似，没有Lewis数为1的限制，并且对于边界层的网格上的液滴，参考温度采用的是液滴的表面温度。

以上四种模型都做了如下的假设：液滴为球对称形状；液滴表面是准静态的，即液滴表面的物性是均匀的；液滴温度沿液滴直径均匀分布；在液滴表面上液气热平衡。对于发动机运转条件下的燃油蒸发过程，三种模型没有明显的区别，由于Dukowicz模型不需要迭代，计算时间短，故本文选择Dukowicz模型。

#### 4.4.5.4 液滴破碎模型

理论上油滴发生破碎的顺序是先初次破碎而后发生二次破碎，其转换的标准是液滴的韦伯数和液滴直径。FIRE中液滴破碎模型主要有WAVE模型、FIPA模型、KHRT模型、TAB模型和HUH-GOSMAN。各模型的使用范围不同：WAVE可调整的参数不多，结果可靠，适用于多喷孔的柴油机；FIPA和KHRT模型使用的范围更广，适用于柴油机和汽油机；TAB模型不适用于柴油喷射，可以应用于低速的汽油喷射过程（空锥形喷射或者漩流喷射）；HUH-GOSMAN适用于中等喷射压力的汽油机多孔喷射。本文选用WAVE模型。

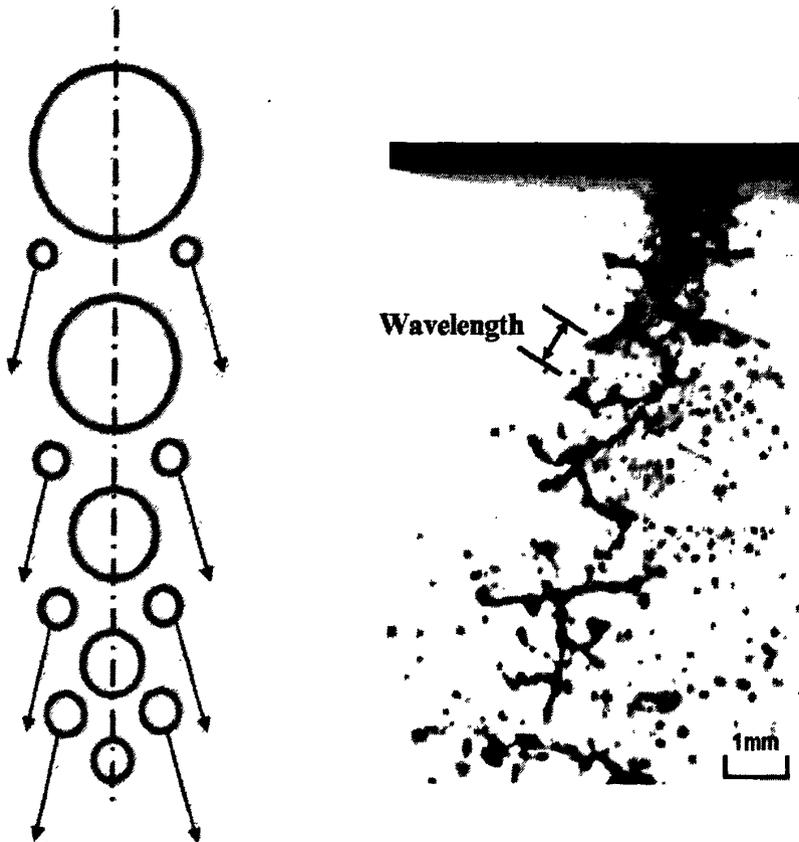


图 4-9 WAVE 模型子液滴产生过程

WAVE模型是对液体与气体界面上沿流动方向扰动波的不稳定性进行分

析, 当不稳定波的振幅大于临界值的时候, 液滴即发生分裂。模型中设置参数:

C1: 常数为0.61 决定液滴的稳定直径。计算中不做调整;

C2: 影响破碎时间, 其数值越小, 破碎时间短, 液滴的平均直径小, 贯穿距小, 是主要调整参数;

C3: 1代表粘性流体, 0代表无粘性流体;

C4: 为了使液滴在一进入流场时就有一定的子液滴出现, 可以使用C4和C5两个参数, C4代表的是子液滴的数目, 数值越小, 子液滴数目越多, 但是过小的C4值, 会因为子液滴数目过多, 导致计算变慢;

C5: 进入子液滴的质量大小, C5值越大, 子液滴所占据的质量越多;

C6: 影响子液滴大小的分布, 具体可参见下页;

C7, C8考虑喷射背压(即环境压力)对C1和C2的修正:

$$C_{1,Wakisaka} = C_1 + C_7(p_{gas} - 0.1) \quad C_{2,Wakisaka} = C_2 + C_8(p_{gas} - 0.1) \quad (4-7)$$

图4-9为WAVE模型的子液滴的产生过程。

#### 4.4.6 动网格

内燃机气缸内的燃烧是一个瞬变的过程, 随着活塞的往复运动, 缸内的体积在不断的变化, 要模拟缸内燃烧过程, 必须在每一时间步获得新的计算网格, 因此在模拟的过程中需要用到动网格技术。

对于任一含移动的控制体积  $V$ , 其中的任一标量  $\phi$  的守恒方程积分形式可以表达为:

$$\frac{d}{d_t} \int_V \rho \phi dV + \int_{\partial V} \rho \phi (\vec{u} - \vec{u}_g) \cdot d\vec{A} = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (4-8)$$

式中:  $\rho$  - 流体密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\vec{u}$  - 流动的速度矢量, m/s;  $\vec{u}_g$  - 网格移动速度, m/s;  $\Gamma$  - 扩散系数, m<sup>2</sup>/s;  $S_\phi$  - 源项;  $\partial V$  - 控制体积  $V$  的边界。

从上式的时间导数项可用一阶向后差分公式表达为:

$$\frac{d}{d_t} \int_V \rho \phi dV = \frac{(\rho \phi V)^{n+1} - (\rho \phi V)^n}{\Delta t} \quad (4-9)$$

式中的上标  $n$  和  $n+1$  表示第  $n$  个和第  $n+1$  个时间步。第  $n+1$  个时间步的控制体积  $V^{n+1}$  由下式计算:

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt} \Delta t \quad (4-10)$$

式中  $\frac{dV}{dt}$  为控制体的体积时间导数。为满足网格守恒率，控制体的体积时间导数

通过下式进行计算：

$$\frac{dV}{dt} = \int_{\partial V} \vec{u}_g \cdot d\vec{A} = \sum_j^{n_f} \vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j \quad (4-11)$$

式中  $n_f$  为控制面上的面数量， $\vec{A}_j$  为  $j$  面的表面积向量，每个控制容积面上点积

$\vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j$  通过下式计算：

$$\vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j = \frac{\delta v_j}{\Delta t} \quad (4-12)$$

式中  $\delta v_j$  为整个时间步  $\Delta t$  上控制容积面  $j$  膨胀引起的体积改变。

#### 4.4.7 气体组分比例

缸内重整气各组分的比例计算要考虑空气进气量和模拟计算条件而设定。本文设定为先定义  $\text{CO}_2$  的比例，比如 10% 的  $\text{CO}_2$ ，再按不同比例在进气中添加  $\text{H}_2$  和  $\text{CO}$ 。剩下的空气中按 22:78 配备  $\text{O}_2$  和  $\text{N}_2$ 。所有比例均为体积分数。

#### 4.4.8 缸内工作模型的验证

利用已经建立好的模型对 ZS195 柴油机进行燃烧模拟，通过与试验值的对比来验证模型的可行性。图 4-10 为 ZS195 柴油机在标定工况下缸内压力的模拟值和试验值随曲轴转角变化曲线。

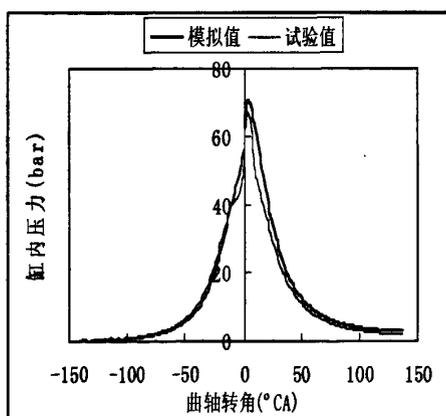


图 4-10 柴油机缸内压力模拟值与试验值对比

由图可以看出，在压缩行程前期，模拟值略低于试验值。进入压缩行程后期以及膨胀做功行程后模拟值大于试验值。这是因为在模拟计算中忽略了气缸壁面和缸内气体之间的热传递和热辐射。例如，在压缩行程前期，由于上一循环生成的热量使得此时气缸壁面温度高于缸内气体，缸内气体会被加热而温度

升高，压力增大。模拟计算中并没有考虑到气缸内部热传递，因此压缩行程前期缸内压力模拟值要低于试验值。同理压缩行程后期和做功行程中，缸内气体由于温度大于气缸壁面温度而向壁面传热从而导致缸内气体压力下降。模拟计算中没有考虑气缸内部热传递，此时缸内压力的模拟值要高于试验值。

图 4-10 还可以看出，模拟计算中的燃烧始点，最大燃烧压力相位以及曲线的变化趋势与试验值基本一致。因此可认为本文建立的缸内工作模型较合理。

#### 4.5 模拟结果分析

本节利用前文所建立的缸内工作模型详细分析模拟废气柴油重整气对 ZS195 柴油机工作过程的影响。选取的重整气模拟方案与第三章试验方案一致。即：

方案 A: 5%CO<sub>2</sub>+1%H<sub>2</sub>+3%CO; 方案 B: 5% CO<sub>2</sub>+1.5%H<sub>2</sub>+2%CO

方案 C: 5% CO<sub>2</sub>+2%H<sub>2</sub>+1%CO; 方案 D: 15% CO<sub>2</sub>+1%H<sub>2</sub>+3%CO

方案 E: 15% CO<sub>2</sub>+1.5%H<sub>2</sub>+2%CO; 方案 F: 15% CO<sub>2</sub>+2%H<sub>2</sub>+1%CO

##### 4.5.1 缸内平均压力影响

图4-11为纯柴油工况与模拟废气柴油重整气下的A、B、C三种工况的平均压力曲线。其中195表示纯柴油工况，195-A、195-B、195-C分别表示模拟废气柴油重整气A、B、C三工况。

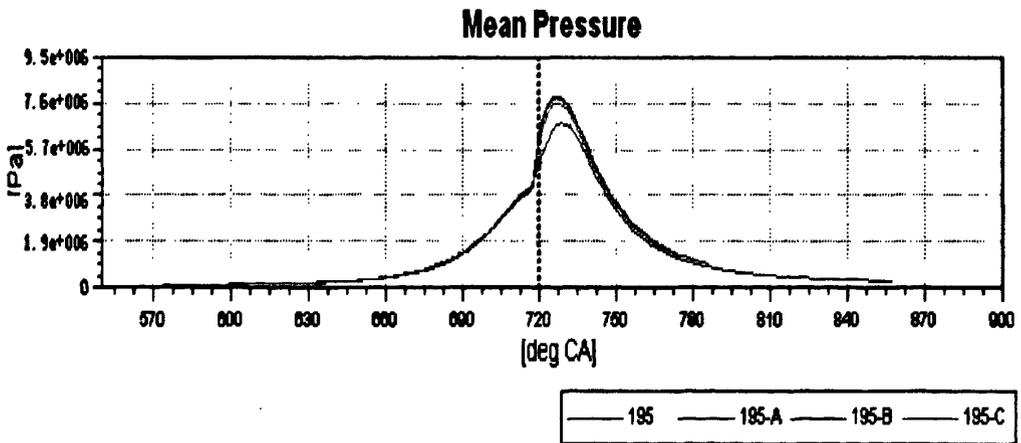


图 4-11 小 EGR 与纯柴油缸内平均压力对比

由图4-11可以看出，四种工况下在着火点前的压力曲线基本一致，压缩终点压力基本相同。这主要是因为A、B、C三种工况下模拟废气柴油重整气的气体总量只占进气量的10%左右，对于燃烧前的缸内压力影响不大。基于此，可从图中看出四种工况下的着火点基本相同。着火后四种工况下压力均发生突变，但是突变的幅度以及达到的最大值明显不同。A、B、C三种工况下的最大压力均比纯柴油工况高1MPa左右。这主要是因为A、B、C三种工况掺入了一定比例的H<sub>2</sub>

和CO促进燃烧，加大了燃烧速率和放热速率，燃烧更加剧烈，燃烧过程缸内整体压力和最大爆发压力也都得到了提高。观察A、B、C三种工况的平均压力曲线可以发现其燃烧过程中的压力整体水平和缸内最大爆发压力均是随着氢气比例的增加呈下降的趋势。这主要是因为氢气热值较低，燃烧时对缸内温度贡献少导致压力降低。

图4-12为纯柴油工况与模拟废气柴油重整气下的D、E、F三种工况的平均压力曲线。其中195表示纯柴油工况，195-D、195-E、195-F分别表示模拟废气柴油重整气D、E、F三工况。

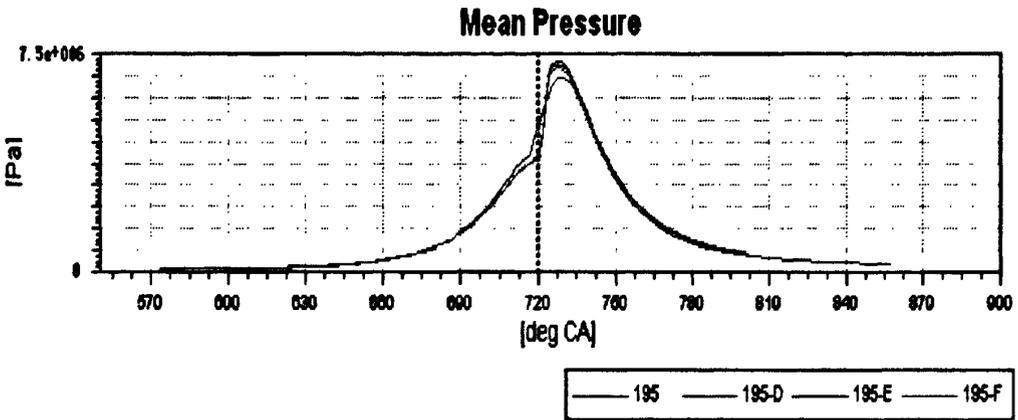


图 4-12 大 EGR 与纯柴油缸内平均压力对比

由图 4-12 可以看出，D、E、F 三种工况下着火点较之纯柴油工况有明显的延后。这主要是因为 D、E、F 三种工况下模拟废气柴油重整气的气体总量占进气量的 20%左右，其中不可燃气 CO<sub>2</sub> 的比例达到 15%，使得缸内着火性能变差，到达着火条件所需的时间增大。着火后四种工况下压力均发生突变，但是突变的幅度以及达到的最大值也是明显不同。D、E、F 三种工况下的最大压力均比纯柴油工况高 0.5MPa 左右。这同样是因为 D、E、F 三种工况掺入了一定比例的 H<sub>2</sub> 和 CO 促进燃烧，加大了燃烧速率和放热速率，燃烧更加剧烈，燃烧过程缸内整体压力和最大爆发压力也都得到了提高。但是由于 CO<sub>2</sub> 比例较大，所以增幅没有 A、B、C 工况时幅度大。观察 D、E、F 三种工况的平均压力曲线可以发现，其燃烧过程中的压力整体水平和缸内最大爆发压力同样均是随着氢气比例的增加呈下降的趋势。这主要是因为氢气热值较低，燃烧时对缸内温度贡献少导致压力降低。

#### 4.5.2 缸内平均温度影响

图4-13为纯柴油工况与模拟废气柴油重整气下的A、B、C三种工况的平均温度曲线。其中195表示纯柴油工况，195-A、195-B、195-C分别表示模拟废气柴油重整气A、B、C三工况。

由图4-13可以看出，四种工况下在着火点前的压力曲线基本一致，压缩终

点压力基本相同。这主要是因为A、B、C三种工况下模拟废气柴油重整气的气体总量只占进气量的10%左右，对于燃烧前的缸内压力影响不大。基于此可从图中看出四种工况下的着火点基本相同。着火后四种工况下温度均发生突变，但是突变的幅度以及达到的最大值明显不同。A、B、C三种工况下的最大温度均比纯柴油工况高130K左右。这主要是因为A、B、C三种工况掺入了一定比例的H<sub>2</sub>和CO促进燃烧，加大了燃烧速率和放热速率，燃烧更加剧烈，燃烧过程缸内整体温度和最高温度也都得到了提高。观察A、B、C三种工况的平均温度曲线可以发现其燃烧过程中的缸内温度整体水平和缸内最高温度均是随着氢气比例的增加呈下降的趋势。这主要是因为氢气热值较低，燃烧时对缸内温度贡献少导致压力降低。

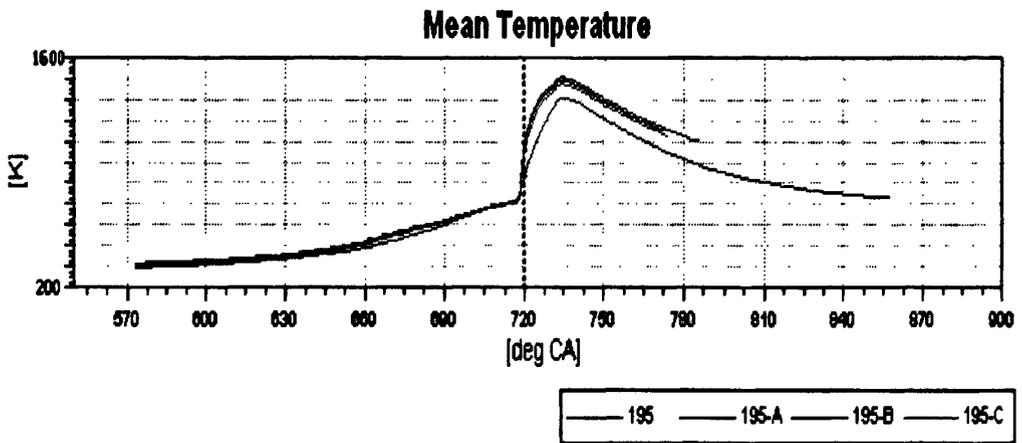


图 4-13 小 EGR 与纯柴油缸内平均温度对比

图4-14为纯柴油工况与模拟废气柴油重整气下的D、E、F三种工况的平均温度曲线。其中195表示纯柴油工况，195-D、195-E、195-F分别表示模拟废气柴油重整气D、E、F三工况。

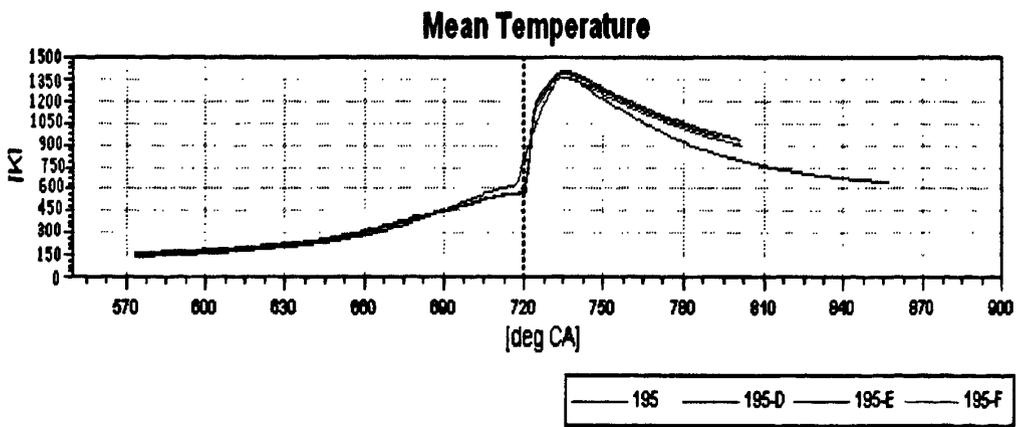


图 4-14 大 EGR 与纯柴油缸内平均温度对比

由图4-12可以看出，D、E、F三种工况下着火点较之纯柴油工况有明显的

延后。这主要是因为D、E、F三种工况下模拟废气柴油重整气的气体总量占进气量的20%左右，其中不可燃气CO<sub>2</sub>的比例达到15%，使得缸内着火条件增加，到达着火条件所需的时间增大。着火后四种工况下温度曲线均发生突变，突变的幅度以及达到的最大值与A、B、C工况相比均有下降，与纯柴油工况基本一致，平均温度最大值在1350K左右。这主要是是因为D、E、F三种工况虽然掺入了一定比例的H<sub>2</sub>和CO促进燃烧，加大了燃烧速率和放热速率，但是由于CO<sub>2</sub>比例较大所以增幅没有A、B、C工况幅度大。观察D、E、F三种工况的平均温度曲线可以发现其燃烧过程中的温度整体水平和缸内最高温度同样均是随着氢气比例的增加呈下降的趋势。这主要是因为氢气热值较低，燃烧时对缸内温度增加贡献少。

#### 4.5.3 NO 影响

图 4-15 为模拟废气柴油重整气工况下的 NO 质量分数变化曲线，其中 195-A、195-B、195-C、195-D、195-E、195-F 分别表示模拟废气柴油重整气 A、B、C、D、E、F 六工况。

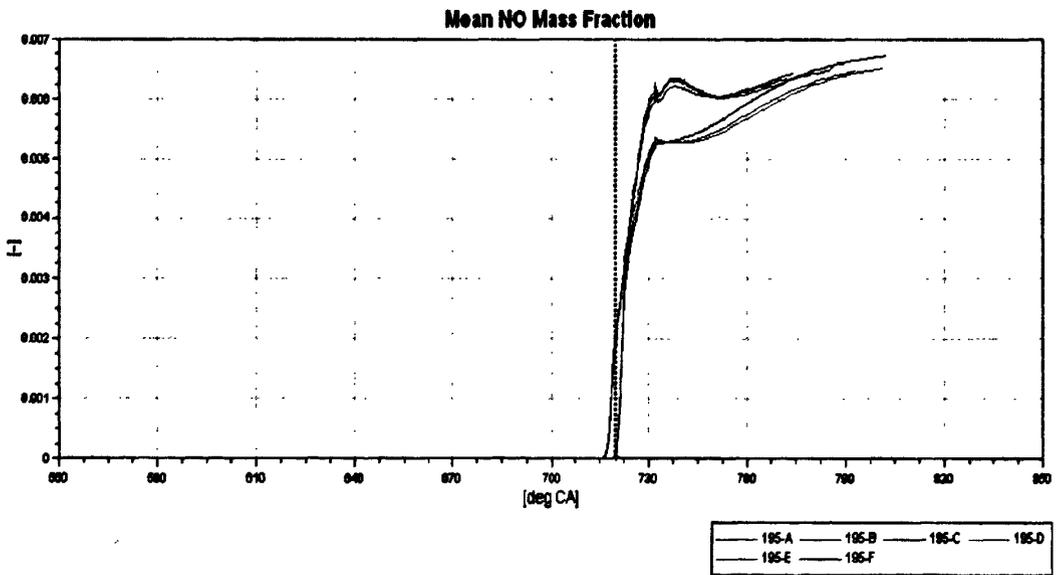


图 4-15 模拟废气柴油重整气工况 NO 质量分数曲线

从图 4-15 可以看出，在燃烧初期，NO 生成量迅速增加，并且随着 H<sub>2</sub> 的增加，NO 量最大值略微降低，这主要是因为随着 H<sub>2</sub> 含量的增加，缸内燃烧温度有所降低（见图 4-13、4-14）。在燃烧中后期，NO 量增加幅度变小，趋于平稳，这是因为缸内压力下降，使 NO 正向反应增强。另外，随着 H<sub>2</sub> 的增加，NO 量反而升高，这主要是因为这时所配置的可燃气比例减小，相应缸内氧浓度增加所致。

总体上，大 EGR 三工况下 NO 的生成量要低于小 EGR 三工况，在燃烧初期，小 EGR 工况下 NO 的生成率要高于大 EGR 工况，这主要是因为随着 EGR

率的增加，氧气浓度下降，缸内燃烧温度降低，所以抑制了 NO 的生成。在燃烧中后期，大 EGR 三工况下 NO 量增加幅度比小 EGR 三工况的大，这主要是因为大 EGR 三工况下缸内压力低于小 EGR 三工况，有利于 NO 正向反应，结果 NO 增加幅度有所提高。

#### 4.5.4 CO 影响

图 4-15 为模拟废气柴油重整气工况下的 CO 质量分数变化曲线，其中 195-A、195-B、195-C、195-D、195-E、195-F 分别表示模拟废气柴油重整气 A、B、C、D、E、F 六工况。

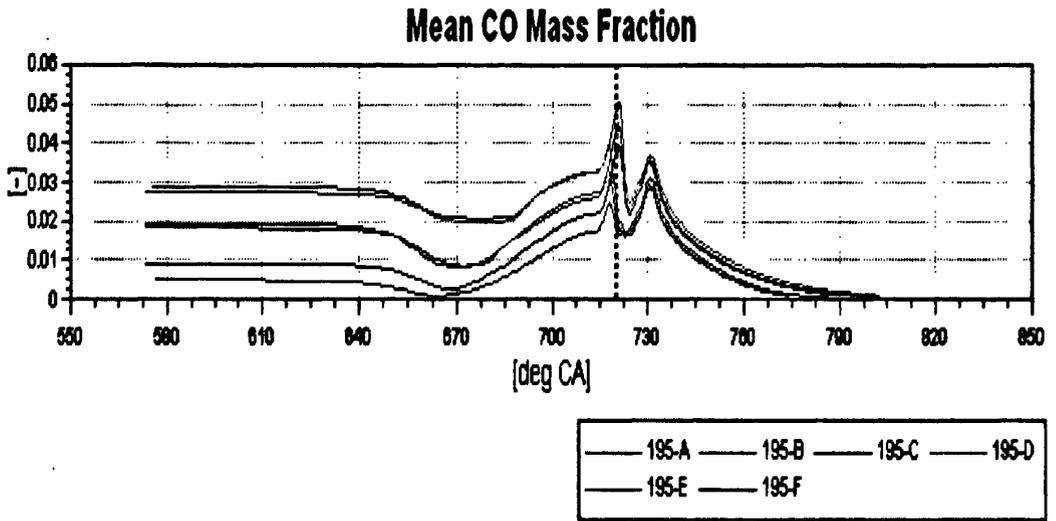


图 4-16 模拟废气柴油重整气工况 CO 质量分数曲线

从图 4-16 可以看出，在压缩后期，CO 有一段氧化过程，使之降低，之后 CO 有上升。在燃烧阶段，CO 曲线呈双峰趋势，与发动机预混和扩散燃烧阶段相对应。在膨胀期间，由于 CO 与废气中的氧气进一步反应，其值逐步下降直至排气门打开。对比 A、D 工况，B、E 工况，C、F 工况可以发现，在可燃气比例相同的情况下，EGR 越高，燃烧阶段生成的 CO 量越大，这主要是因为 EGR 率高，缸内氧气浓度降低，不完全燃烧程度增加。

#### 4.5.5 模拟结果与试验值的对比

图 4-16 和图 4-17 分别为缸内压力的试验值和模拟值。图 4-16 中纯柴油-P、工况 A-P、工况 B-P、工况 C-P、工况 D-P、工况 E-P、工况 F-P 分别表示纯柴油工况和模拟废气柴油重整气六工况下的缸内压力变化曲线。图 4-17 中 195、195-A、195-B、195-C、195-D、195-E、195-F 分别表示纯柴油和模拟废气柴油重整气六工况下的缸内压力变化曲线。

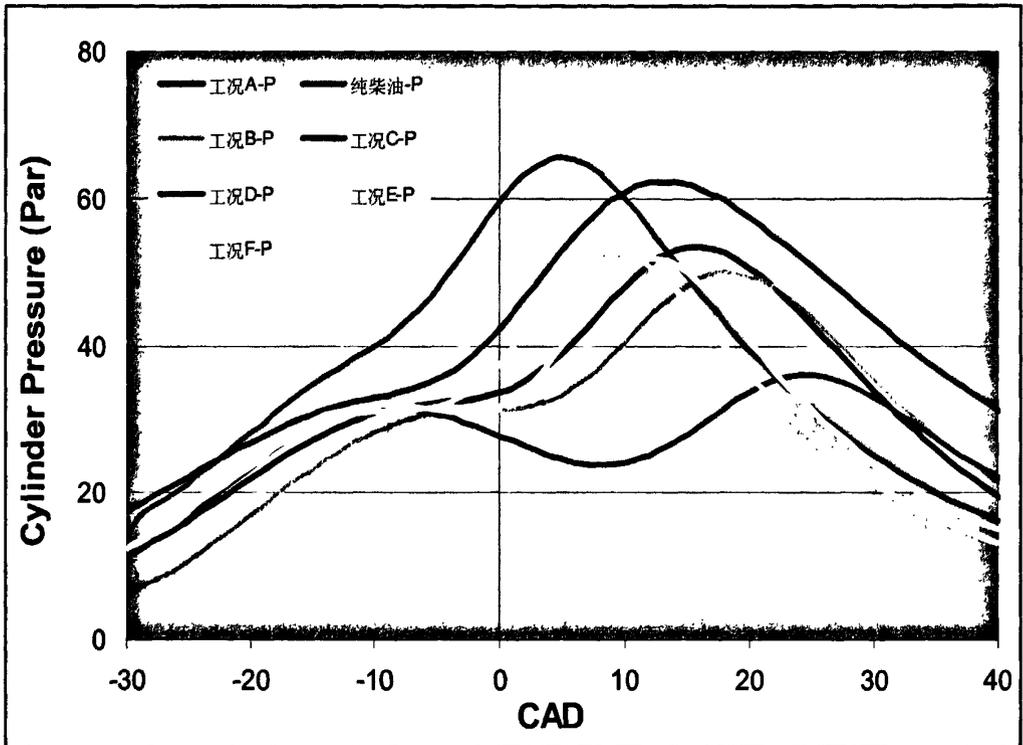


图 4-17 缸内压力试验值

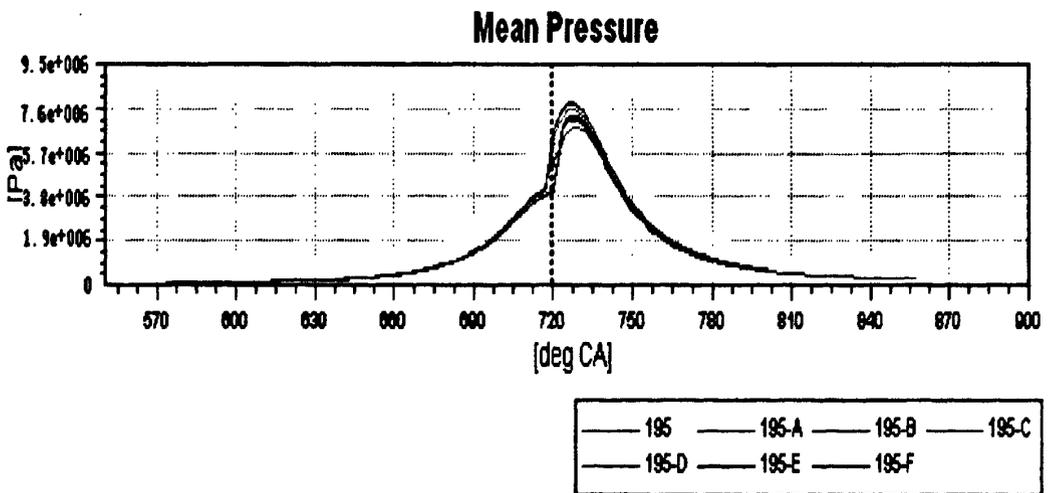


图 4-18 缸内压力模拟值

对比图 4-16 和 4-17 可以看出，各工况模拟废气柴油重整气在试验条件下的压缩压力有较明显的差异，而在模拟条件下的压缩压力值基本一致。这主要是在试验时很难保证各工况下实测压力时的瞬时转速一致，转速变化会影响进气充气效率变化，结果使不同比例混合气体的可压缩性发生了改变。而在模拟计算时转速是固定的，各种比例混合气体的进气输运性质均设定为常数，所以，

可压缩性是一致的。

从上面两图中还可以发现，在试验条件下模拟废气柴油重整气工况的缸内压力大多数小于纯柴油工况，而模拟条件下各模拟废气柴油重整气工况缸内压力均大于纯柴油工况。这主要是因为各工况试验瞬时速度不一致，循环供油量存在差别，导致循环释放总能量有差异。在模拟计算时，循环供油量为定值，由于在模拟废气柴油重整气工况下存在可燃气成分，使循环释放总能量增加，因此，导致燃烧期间缸内压力比纯柴油时大。

#### 4.6 本章小结

本章利用 FIRE 软件建立了 ZS195 柴油机的缸内工作过程模型，对柴油机进行了模拟废气柴油重整气条件下的燃烧模拟，得出以下结果：

(1) 模拟计算了 ZS195 柴油机原机状态下缸内压力变化趋势，与 ZS195 柴油机试验值进行比较，模拟结果和测试结果较为吻合，变化趋势一致，表明所建立的工作模型真实可行。

(2) 分析了模拟废气柴油重整气对 ZS195 柴油机缸内平均压力、平均温度、NO、CO 排放的影响，并与试验结果进行了对比分析，指出了模拟计算值与试验结果差异的原因。

## 第五章 总结与展望

### 5.1 全文总结

本文从废气柴油重整技术入手,综述了重整制氢技术的利用现状和前景、光学可视化技术发展和研究现状以及掺氢燃烧和掺 CO 燃烧的研究现状。为了探究废气柴油重整气的燃烧规律,进行了柴油机模拟废气柴油重整气的燃烧可视化试验研究和计算机理论模拟,主要工作总结如下:

(1) 在基于 ZS195 柴油机改造的光学发动机的基础上,设计了一套混合气进气系统以满足试验要求。

(2) 对模拟废气柴油重整气和纯柴油工况进行了详细的燃烧可视化试验,分析了各工况燃烧过程和温度场变化情况,对燃烧火焰和燃烧过程进行了组合分析,估算了各工况下的火焰传播速度。

(3) 利用 FIRE 软件建立了 ZS195 柴油机的缸内工作过程模型,理论研究了模拟废气柴油重整气对柴油机工作过程的影响,并与试验结果进行了对比。

通过上述的研究工作主要得出了以下结论:

(1) 可视化试验结果表明:模拟废气柴油重整气可压缩性发生改变,主要受单位体积气体摩尔数和转速影响;模拟废气柴油重整气燃烧前有一段较明显的低温反应过程;随着 H<sub>2</sub> 含量的增加,着火时刻提前,主燃烧期缩短;模拟废气柴油重整气对着火时刻的温度影响不大;模拟废气柴油重整气可以提高火焰传播速度,随着 H<sub>2</sub> 含量的增加,火焰传播速度提高。大 EGR 降低火焰传播速度、主燃烧期内缸内平均燃烧温度和减少局部高温区域,并推迟着火时刻。

(2) 模拟结果表明:与柴油相比,小 EGR 工况下着火时刻基本不变,大 EGR 工况下着火时刻推迟;模拟废气柴油重整气工况下缸内燃烧期压力、温度以及最大压力、最高温度均大于纯柴油工况,增加幅度与 H<sub>2</sub> 含量成正比,与 CO<sub>2</sub> 含量成反比。

(3) 模拟结果与试验结果的差异主要是由于 FIRE 模拟时各工况下进气可压缩性一致、循环供油量不变等理想条件引起的。

### 5.2 工作展望

由于时间和条件的限制,本文的工作还有一些欠缺和不足,有待今后进一步的改进和完善,主要可以从以下几方面来着手:

(1) 本文采用的视窗上置式光学发动机仅能反映燃烧时缸内较小面积的燃烧情况,今后可以改用内窥镜式以扩大摄像范围。

(2) 设计强聚光镜将强光源通入燃烧室中以观察缸内喷油过程,研究柴油机滞燃期的变化情况。

(3)本文使用  $\text{CO}_2$  模拟废气具有一定的局限性,建议可以加入一定比例的水蒸气,以更好地模拟废气的真实性质。

(4)建立附有进排气系统的完整柴油机模型,以准确反映进气和气门重叠期内气体流动,更合理的描述进排气对燃烧过程的影响。选择合适的进气气体输运模型,理论探究进气成分的改变对进气可压缩性的影响。

(5)利用大型并行计算机导入更加详细的正庚烷反应机理,可以更真实的反映柴油机的燃烧过程和排放规律。

## 参考文献

- [1].百度文库 国内外柴油机技术的现状与发展
- [2].周龙保.内燃机学-2版[M].北京:机械工业出版社,2005.1:114-115
- [3].WHITE M, STEEPER R, LUTZE. The Hydrogen-fueled Internal Combustion Engine: A Technical Review [J]. Int J Hydrogen Energy, 2006, 31(10) : 1292-1305.
- [4].钱叶剑,左承基,徐天玉,谈建. ZS195柴油机掺氢燃烧试验研究[J].拖拉机与农用运输车,第37卷第5期,2010年10月:55-59
- [5].马宗正,任东军,牟永田,张岐峰.可视化技术在发动机混合气形成过程中的应用[J].内燃机与动力装置,2009年第1期(总第109期):8-13
- [6].Mathr HB Das LM Performance Characteristics of a Hydrogen Fuelled SI Engine Using Timed Manifold Injection.Int.Journal of Hydrogen Energy,1991,16(2):115-127
- [7].AnandG,Ravi MR,Subrahmanyam,J P.Performance and Emissions of Natural Gas and Hydrogen/Natural Gas Blended Fuels in Spark Ignition Engine.Proceedings of the 2005 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division,2005:337-341
- [8]. Lucas G G,Richards W L.The Hydrogen/Petrol Engine-The Means to Give Good Part-Load Thermal Efficiency SAE Paper 820315
- [9]. Andrea T D,HenshawP F.InvestigatingCombustion Enhancement and Emissions Reduction with the Addition of 2H<sub>2</sub>+O<sub>2</sub> to a SI Engine. SAE Technical Paper,2003-32-0011
- [10]. Rottengruber H M,et al.Direct-Injection Hydrogen SI-Engine Operation Strategy and Power Density Potentials.SAE Paper, 2004-01-2927
- [11]. KimYY,Lee J T,Choi GH.An Investigation on the Causes of Cycle Variation in Direct Injection Hydrogen Fueled Engines.Int.Journal of Hydrogen Energy,2005,30(1):69-76
- [12].张超 基于化学反应机理的燃料重整柴油机工作过程数值模拟[D],合肥工业大学硕士学位论文,2010
- [13].马凡华,许忠厚. 内燃机燃烧的光学测试方法[J].车用发动机.第6期(总第124期):1999年12月:8-11
- [14].Shiozaki T, Suzuki T, Shimoda M. Observation of Combustion Process in D. I. Diesel Engine via High Speed Direct and Schlieren Photography. SAE Paper 800025,1980
- [15].Kamimoto T, Yokota H, Kobayashi H. Effect of High Pressure Injection on Soot formation Processes in a Rapid Compression. Machine to Simulate Diesel Flames. SAE Paper 871610,1987

- [16].马凡华,许忠厚.柴油机燃烧可视化研究进展[J].车用发动机.第2期(总第126期):2000年4月:5-7
- [17].Rhee K T, Jiany H, Jeong Y I. Two - Color Infrared Digital Imaging for during Compression and Combustion Periods of a DIDiesel Engine. January 13,1992 AD - A249 812.
- [18].Winterbone D E, Clough E, Rao K K, Gomes P, Sun J. Combustion in High - Speed Direct Injection Diesel Engine- a Comprehensive Study. Proc. Instn. Mech. Engrs., 1994,208 :223~240.
- [19].Kong S C, Han Z, Reitz R D. The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation. SAE Paper 950278,1995.
- [20].Kong S C, Ricart L M, Reitz R D. In - Cylinder Diesel Flame Imaging Compared with Numerical Computations. SAE Paper 950455,1995.
- [21].Moses E, Rao K K, Winterbone D E. 3D Modeling and Photographic Investigation of Combustion in Hydra DI Diesel Engine. SAE Paper 960836,1996.
- [22].刘增勇,高昌卿,何邦全,孙家峰,姚春德.一种研究发动机燃烧过程的多功能可视化试验装置.热科学与技术[J].第1卷第1期:2002年9月:66-70
- [23].何邦全,姚春德,刘增勇,孙家峰,高昌卿,王瑞芳.三基色测温法在柴油机燃烧温度场测量中的应用研究[J].内燃机学报,2001年(第19卷)第6期:526-529
- [24].吕兴才,黄震,张武高,李德钢.用光学可视化方法研究乙醇柴油混合燃料的燃烧特征[J].中国公路学报.第17卷第2期:2004年4月:109-112
- [25].王丽雯,何旭,王建昕,安新亮.用双色法研究汽油机燃烧火焰的温度分布[J].燃烧科学与技术.第13卷第4期:2007年8月:39-44
- [26].蒋剑良,王尚勇,刘小华,常建新,秦秉坤,陈士尧.内燃机缸内温度场测试系统的研究[J].内燃机学报.第19卷(2001)第5期:459-464
- [27].钱叶剑.气体燃料对内燃机排放过程及排放影响的机理研究[D],合肥工业大学博士学位论文,2009
- [28].徐谦.柴油废弃重整的化学动力学建模及敏感性分析[D],合肥工业大学硕士学位论文,2009
- [29]. O. Hardenburg, F. Hase. An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the Relevant Parameters of Direct Injection Diesel Engine[C]. SAE Paper 790493, 1979
- [30].W.Tang,R.Reitz. Three dimensional computations of combustion in premixed charge and direct injection two-stroke engines[C].SAE Paper 920425,1992
- [31].马凡华.柴油机燃烧可视化的几种方法[J].内燃机车.2001年1月第1期(总第323期):2001年1月:39-41

- [32].张继春,李兴虎,杨建国,林波.掺氢比对天然气发动机燃烧放热影响的研究[J].内燃机工程.第30卷第1期:2009年2月:15-18
- [33].朱昌吉,刘忠长,许允,张振东.废气再循环对车用柴油机性能与排放的影响[J].汽车工程.第26卷第2期:2004年:145-148
- [34].姜雪,胡二江,巩静,黄佐华.天然气掺氢配合废气再循环发动机的性能及排放研究[J].西安交通大学学报.第43卷第5期:2009年5月:18-21
- [35].王金华,黄佐华,刘兵,曾科,余金荣,蒋德明.直喷发动机燃用天然气掺氢混合燃料的性能与排放[J].西安交通大学学报.第40卷第5期:2006年5月:522-526
- [36].魏明锐,刘永长,文华,张煜盛.直喷式柴油机二甲醚喷雾燃烧的多维模型研究[J].西安交通大学学报.第32卷第9期:2004年9月:52-55
- [37].何玲.轻型车柴油机燃烧过程的仿真研究[D],吉林大学硕士学位论文,2006
- [38].岳智常.135四气门直喷式柴油机工作过程数值计算[D],大连理工大学硕士学位论文,2005
- [39].周剑.ZH1105W型柴油机缸内工作过程三维数值模拟[D],湖南大学硕士学位论文,2005
- [40].AVL先进模拟技术.AVL FIRE V2008缸内计算控制参数说明
- [41].施爱平,叶丽华,燕明德,丁仲毅.柴油机缸内工作过程的数值模拟[J].农业机械学报.第40卷第3期:2009年3月:40-45

## 攻读硕士学位期间发表论文

- 1、一种新型涡轮增压器的设计，华东四省一市内燃机学会第十三届联合学术年会二等奖，2009年8月，第一作者
- 2、ZS195 柴油机缸内燃烧温度场测量及分析，内燃机动力与装置，2011年1月，第一作者