

直喷柴油发动机燃烧室形状和喷射规律研究

车辆工程

研究生：许正伟 指导老师：彭忆强

摘要：由于柴油机具有高效、节能以及大转矩输出的特点，汽车开始越来越多地以柴油机为动力。研究直喷柴油机的混合气形成和燃烧过程，对提高其动力性和经济性，降低污染物排放具有重要的意义。对内燃机燃烧过程的研究除采用传统的试验方法外，进行建立在试验基础上的燃烧过程数值模拟，也是一项强有力的措施。本文利用 AVL 公司的 FIRE 软件对国产 CA6DE1-21 重型车用柴油机的混合气形成及燃烧过程进行了数值模拟；着重分析发动机工作过程中缸内速度场、湍流动能、温度场、浓度场和排放物 NO 的分布规律，研究燃烧室形状与喷射规律等因素对直喷发动机性能的影响规律。论文涉及的工作如下：

- ① 通过对 I 型和 II 型燃烧室缸内气体流动特点进行分析，得到凸台形状对燃烧室内气体流动的影响规律；通过对直口型和缩口型燃烧室气体流动特点进行分析，表明缩口型燃烧室有利于形成强度较大的涡流，同时气体流动性保持较好，有利于后期燃烧扩散，降低排放；而直口型的优点在于燃烧初期火焰向缸内扩散较好。同时分析三种燃烧室缸内流场、湍流动能场、温度场、浓度场和 NO 生成的变化规律。
- ② 以缩口 ω I 型燃烧室为模型，选择单次喷射和预喷射两种不同的喷射规律进行分析。结果表明：预喷射和单次喷射相比，由于提前预热作用，使主喷期缩短，缸内温度降低，NO 生成量减少。
- ③ 进行燃烧室结构和喷射规律的优化设计，使混合气形成和燃烧过程达到最优状态；使缸内温度场和浓度场分布均匀，燃烧排放物水平相对较低。结果表明：优化设计燃烧室形状和喷射规律可以明显改善直喷柴油机的燃烧和排放性能。

关键词：直喷柴油机 燃烧室形状 喷射规律 燃烧 数值模拟

Study on Combustion Chamber Shape and Injection Law for Direct Injection Diesel Engine

Automotive Engineering

Postgraduate: Xu Zhengwei Tutor: Peng Yiqiang

Abstract: Because of its good performances, more and more diesel engines are used in all kinds of vehicles. It is very important to study the direct-injection diesel engine combustion process for increasing the engine's power and decreasing the pollutant emissions. In addition to test methods, numerical simulation of the combustion process is also a good method for investigating the process. In this paper, AVL's FIRE software is used to simulation for vehicle diesel engine CA6DE1-21. Work focuses on the process of engine cylinder, draw influence law of direct-injection engine, such as combustion chamber and injection law. The work described in this thesis includes:

- ① To analyze the characteristics of gas flow in cylinder of type I and type II combustion chamber, the effect of the combustion chamber shape to the gas flow is got. Through analyzing with characteristic of gas flowing in combustion chamber about straight and necking mouth type, it is shown that the combustion chamber necking-type is conducive to the formation of large vortex strength, while conducive to the spread of post-combustion and reduce emissions. The advantage of the straight mouth type lies in burning the initial flame and spreading better.
- ② With the ω combustion chamber of necking I type as the model, two kinds of different laws of single injection and pre-injection spraying are chosen for analyzing. The results show that: compared with single injection, the pre-injection can shorten the warm-up time, so that the main spraying period is shortened to reduce temperature and NO generated in cylinder.
- ③ In order to optimize the the combustion process, and make mixture formation, the

structure of combustion chamber and spray law are new designed to reach the optimum state, so that the level of combustion emissions is relatively low. Simulation results show that, optimal design of the combustion chamber shape and injection law can be significantly improved direct injection diesel engine combustion and emissions performance.

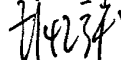
KeyWord: Direct-injection diesel engine, Combustion chamber shape, Injection law, Combustion, Numerical Simulation

声 明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师的指导下进行的研究工作取得的研究成果。除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包括其它人已经发表或撰写的研究成果，也不包括为获得西华大学或其它教育机构的学位论文或证书使用过的材料。与我一起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。

本学位论文成果是本人在西华大学读书期间在导师的指导下取得的，论文成果归西华大学所有，特此声明！

作者签名： 09 年 5 月 20 日

导师签名： 09 年 05 月 20 日

西华大学 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅，西华大学可以将本论文的全部内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复印手段保存和汇编本学位论文。

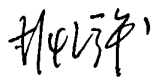
本学位论文属于

1、保密□，在 年解密后适用本授权书；

2、不保密☒，适用本授权书。

（请在以上□内划√）

学位论文作者签名：
日期：2009.05.20

指导教师签名：
日期：09.05.20

1 绪论

自 1897 年柴油机在德国 MAN 公司运转以来,已经有 100 多年了。与汽油机相比,柴油机存在诸多显著的特点:其可靠性好,不会产生早燃、爆燃等不正常燃烧;有更好的经济性,汽油机的热效率一般为 20%~30%,而柴油机的热效率可达 30%~40%,是当今热效率最高的动力机械之一^[1];有害排放物总体比汽油机低,先进的柴油机即使不采用任何机外后处理措施,其有害气体的排放量也可以达到带有三元催化反应器并采用闭环控制系统的汽油机的排放指标。由于柴油机具有以上特点,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。目前欧美等国在重型和中型载重汽车上,已采用高效率的直喷式柴油机,我国的车用内燃机也逐渐向着柴油化这一趋势发展。

柴油机因其较低的燃油消耗率和较高的热效率,在车用发动机方面得到了越来越多的应用。然而随着柴油机保有量的增加,其大量使用还是给人类的生存环境、资源等带来了一些严重的问题^[2,3],体现在如下两方面:

能源短缺:发动机主要燃用石油,而石油是一种无法短期再生的资源,按照目前的消耗率,地球上的石油燃料在今后几十年内可能会消耗殆尽,使得全球范围内的能源危机问题日益突出。由于发动机的油耗在世界能源消耗中占有很大的比重,所以降低发动机油耗一直是各国关注的重点。欧洲 75kw 以下不同类型轿车发动机每百公里油耗的统计表明,采用直喷式柴油机后,油耗比汽油机下降约 35~40%,直喷式增压中冷柴油机的油耗又进一步比非增压直喷式柴油机下降了约 1.5%。

环境污染:发动机排放物主要成分包括:二氧化碳(CO_2)、水蒸气(H_2O)、过量空气、残余氮气(N_2)及不完全燃烧产物和有害的氧化物如一氧化碳(CO)、未燃碳氢(CH)、氮氧化物(NO_x)、二氧化硫(SO_2)、微粒等。对柴油机而言,燃烧系统的不断完善,已经使 CO 和 HC 的排放指标比较容易达到,其主要有害排放物是 NO_x 和颗粒。氮氧化物(NO_x)除与 HC 作用生成光化学烟雾外,还会引起人的呼吸系统、肝脏等疾病;微粒 PM 对人体的健康危害与 PM 大小及组成有关。 PM 越小,停滞于人体肺部支气管的概率越高,对人体的危害也越大,其中 0.1~0.5 μm 的 PM 对人体危害最大^[4-9]。

由于排气对环境及人体的危害性,各国相继制定了严格的排放法规。

1.1 国内外排放法规的发展

车用柴油机的排放以 CO、HC、NO_x 和微粒物为主。近些年来，由于温室效应引起全球变暖的问题，CO₂ 的排放量也受到越来越广泛的重视，并被一些发达国家写入了法规。迄今为止，全球的车用柴油机排放法规主要以美国、欧洲和日本为主。其中最为严格的当数美国加州地区的限制法规。

我国国家环保总局于 1999 年 1 月率先在北京、7 月在上海实施相当于欧 I 的排放标准，从 2000 年开始，在全国范围内开始实施欧 I。2005 年开始实施欧 II，以 2010 年与国际水平接轨为最终目标。2001 年又重新颁布实行了新的 GB17691-2001 标准，其中对气态和微粒污染物排放限值规定越来越严格^[10]。

1.1.1 国外排放法规的发展

目前，世界上实行的排放标准主要有美国、欧洲和日本三大体系，而其中美国和欧洲的排放体系为各国广泛引用，中国采用的是欧洲排放标准体系^[11]。

20 世纪 70~80 年代欧洲汽车的排放标准是比较宽松的。1993 年欧洲联盟开始实施相对严格的排放法规 ECE R 83-01，即 Euro I 法规，或称 MVEG-1。该法规是对原 ECE R 83-00 法规的修订。其后对 ECE R83-00 又进行了两次修订。ECE R 83-03 即 Euro II 法规，对柴油车 HC+NO_x 排放的限值降低为 Euro I 的 71%~91%，PM 排放的限值更是比 Euro I 降低了将近一半。MVEG-3 (Euro III) 对 CO、HC+NO_x 和 PM 的限值又降低到了 Euro II 的 96% 以下，其中 PM 的限值变化最大，接近 60%。而 MVEG-4 (Euro IV) 规定各污染物要在 Euro III 限值的基础上再减少 50% 左右^[12]，如图 1-1 所示。

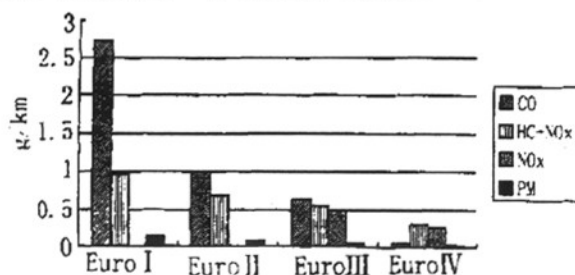


Fig.1-1 Exhaust Emission Regulations of M1-type Diesel Cars and Light Goods Vehicles
(Weight under 2500 kg)

图 1-1 M1 类柴油机轿车与轻型货车排放法规 (重量不超过 2500 kg)

机动车排放欧洲标准是一个持续发展的体系, 1992 年前在欧洲已实施若干阶段。从 1992 年起, 欧洲开始实施欧 I (欧 I 型式认证排放限值); 1996 年起开始实施欧 II (欧 II 型式认证和生产一致性排放限值); 2000 年起开始实施欧 III (欧 III 型式认证和生产一致性排放限值); 2005 年起开始实施欧 IV (欧 IV 型式认证和生产一致性排放限值); 而欧洲议会和欧盟成员国部长会议已经讨论通过了最新的重型柴油车欧 V 标准, 并于 2008 年年中开始实施。标号越高, 排放水平要求越严。图 1-2 表示欧洲柴油轿车排放标准^[13]。

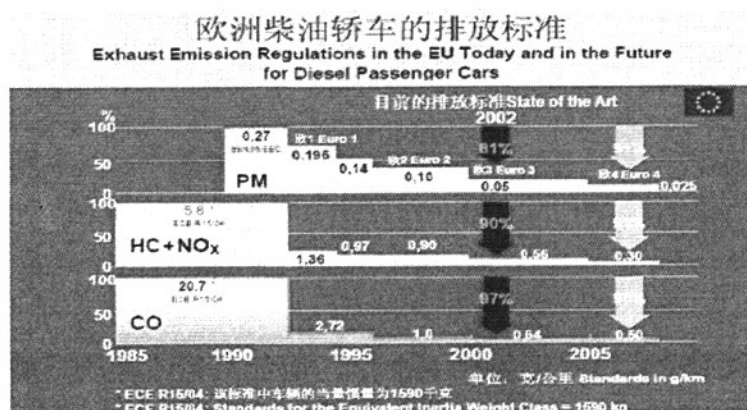


Fig.1-2 Exhaust emission regulations in the EU for diesel passenger cars

图 1-2 欧洲柴油轿车排放标准

美国轻型车排放测试用 1975 年颁布的美国城市标准测试循环 FTP-75, 从 1974 年起用十三工况法测试重型车用柴油机的排放, 1984 年起改为瞬态法。由于日本沿袭美国的测试方法, 从发展的角度来看, 日本在中长期法规中采取瞬态测试方法。目前, 欧洲、美国和日本这三个法规体系的总体趋势为到 2010 年, 将柴油机的气体排放量和微粒排放量控制在接近零排放的水平。从总体上看, 三个法规体系的发展趋于一致^[14], 如表 1-1、1-2 所示。

表 1-1 美国重型车用柴油机排放法规

Table1-1 Exhaust Emission Regulations for Heavy Vehicle for Diesel Engine in U.S

US-Transient Test Cycle [g/bhp.hr]	EPA			CARB				
	Truck/Bus *:value different for bus			Track/ bus	Urban Bus			
					Diesel	AFV	Diesel	Diesel/ AFV
Model Year	1998	2004	2007	1994/96	2002	2004	2007	
NOx	4.0	4.0	0.5	5.0/4.0	-	-	0.5	0.2
NMHC+NOx	-	2.5	-	-	2.5	1.8	-	-
Particulates	0.1/0.05*	-	0.01	0.1/0.05*	0.01	0.03	0.01	0.01
NMHC	-	0.5	-	-	-	-	-	-
HC	1.3	-	-	1.3	-	-	-	-
CO	15.5	-	-	15.5				
EPA: Environmental Protection Agency				CARB: California Air Resource Board				
AFV: Alternative Fuel Vehicle								

表 1-2 欧洲重型车用柴油机排放法规

Table1-2 Exhaust Emission Regulations for Heavy Vehicle for Diesel Engine in EU

Test cycle	Euro2	Euro3		Euro4		Euro5	
	ECE R49 13-Mode g/kW.h	ESC ¹⁾ 13-Mode g/kW.h	ETC ²⁾ Transient g/kW.h	ESC ¹⁾ 13-Mode g/kW.h	ETC ²⁾ Transient g/kW.h	ESC ¹⁾ 13-Mode g/kW.h	ETC ²⁾ Transient g/kW.h
Model Year	1996	2000		2005		2008	
NOx	7.0	5.0		3.5		2.0	
Particulates	0.15	0.1	0.15	0.02	0.03	0.02	0.03
HC	NMHC	1.1	0.66	0.46	0.55	0.46	0.55
	CH4		1.6 ³⁾		1.1 ³⁾		1.1 ³⁾
CO	4.0	2.1	5.45	1.5	4.0	1.5	4.0

¹⁾ 柴油机(包括装用氧化催化器的柴油机)
²⁾ 装用降 NOx 系统或微粒捕集器的柴油机和气体发动机
³⁾ 仅适用于气体发动机

总结控制柴油车排放的历史,其特征可归纳为前松后紧。从开始控制汽车排放的 1970 年至 1989 年,近 20 年的时间里,限值都比较宽松。进入 90 年代,随着环境问题日益突出,汽车排放越来越引起人们的重视,对汽车排放的控制越来越严格,柴油车排放的要求也随之提高,如图 1-3 所示。

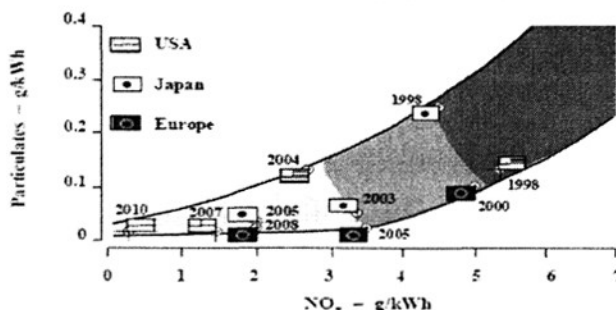


Fig.1-3 Development Trend of Exhaust Emission Regulations in EU, U.S and Japan

图 1-3 欧洲、美国和日本排放法规的发展趋势

1.1.2 国内排放法规

同发达国家相比,我国机动车排放法规实施起步较晚。我国于1983年开始陆续颁布汽车排放标准,1994年5月开始实施,1999年开始了新一轮的排放标准修订工作,柴油机工况法排放(包括微粒排放控制)标准也已于1999年颁布。

欧洲法规在道路交通情况、标准的适度性等方面相对较适合于我国的实际情况。在充分吸收欧美的经验后,我国确定以欧洲的汽车法规为蓝本,全面等效地采用了欧盟指令、ECE技术内容和部分欧共体法规的基础上,形成了中国排放法规体系。从2000年起开始实行欧I标准(欧洲1992年实行),2004年开始实行欧II标准(欧洲1995年实行),2008年实行欧III标准(欧洲2000年实行),2010年将与国际同步。目前已颁布多项汽油车、柴油车排放限值和测量方法标准。这些标准是在参考欧洲、美国和日本的排放法规基础上制订的。我国颁布的法规中,控制轻型汽车的排放标准GB18352.1-2001,其排放限值和测试方法相当于欧洲20世纪90年代初实施的轻型汽车欧I标准,GB18352.2-2001相当于欧洲20世纪90年代中期实施的轻型汽车欧II标准。控制重型汽车的排放标准GB17691-2001,其排放限值和测试方法相当于欧洲发布实施的重型汽车欧I和欧II标准。我国对于汽车排放的控制计划是到2010年与国际排放标准接轨^[15]。

表 1-3 中国车用柴油机排放限值

Table1-3 Exhaust Emission Regulations for Diesel Vehicle in China							
实施阶段	实施日期	一氧化碳(CO)	碳氢化合物(HC)	氮氧化物(NO _x)	颗粒物(PM)		烟度 m ⁻¹
					≤85kW	>85kW	
1	2000.9.1	4.5	1.1	8.0	0.61	0.36	
2	2003.9.1	4.0	1.1	7.0	0.15	0.15	
3	2007.1.1	2.1	0.66	5.0	0.10	0.13 ⁽¹⁾	0.8
4	2010.1.1	1.5	0.46	3.5	0.02		0.5
5	2012.1.1	1.5	0.46	2.0	0.02		0.5

(1) 对每缸排量低于 0.75dm³, 及额定功率转速超过 3000r/min 的发动机。

1.2 现代柴油机机节能与减排技术

机动车排放标准体系建立及实施的最终目的是:通过改进机动车排放控制技术来促进机动车工业的可持续发展,减少空气污染和保护人体健康。欧美日

等发达国家已经实现了低排放，并向零排放的目标迈进。我国排放标准体系建立相对滞后，从各国排放法规的实施可以看出：我国在汽车排放控制技术方面相对欧洲水平落 10 多年。因此了解和掌握国外先进的排放控制技术、研究适合于我国现状的车用发动机排放控制技术是很有必要的^[16]。

为适应不断提高的节能和降低排放的要求，世界各国已开发应用许多车用柴油机排放和节能控制措施，归纳起来主要有：机内措施和后处理措施。车用柴油机的排放控制措施主要体现在以下几个方面：

1. 电子控制技术

电子控制技术是实现车用柴油机全工况范围性能最优化的重要手段，目前已可实现电控喷油、电控管理、电控废气再循环等全电控系统^[17~23]。

2. 采用废气再循环（EGR）

实现废气再循环可降低 NO_x ，但不利于燃油经济性，若能实现 EGR 冷却与电控，则有利于改善综合性能^[24~27]。

3. 涡流增压中冷技术

柴油机气缸内能燃烧的燃料量取决于气缸的充气量，为此车用柴油机上广泛采用了涡轮增压与中冷技术，从而大大提高柴油机的动力性、经济性^[28~31]。

4. 排气后处理技术

柴油车排气净化后处理技术主要有过滤捕集法和催化转化法^[32~35]。

柴油机排放的特点是：HC 和 CO 的排放量相对较少， SO_x 的排放量取决于燃油本身的含硫量，而固体颗粒物（PM）和 NO_x 是排放污染物的重点。根据以上特点，控制柴油机排放污染的方法主要分为机前处理（燃料的改质）、机内（净化）控制以及机后处理（尾气催化控制）三种方式。

机前处理是指在燃料与空气进入气缸燃烧前进行的处理。目前使用的方法有降低燃油的含硫量，控制十六烷值的范围，使用添加剂和选用代用燃料。

机后处理是利用各种滤清净化装置和催化转化器，对排气系统内的废气进行最后的处理，以进一步降低有害物的排放量，是机前处理和机内控制方法的重要补充。现已使用的有氧化催化转化器、颗粒捕捉器（DPF）及其再生技术和等离子技术。

本文主要研究对柴油机进行机内控制，而柴油机机内控制的实质是对其燃

烧过程进行优化,涉及到燃烧室结构的研究。

柴油机燃烧室的形状和结构参数,对柴油机的燃烧及污染物的生成有重要的影响。改进燃烧室结构是优化燃烧系统工作过程的基础,也是排放控制技术应用的基础。同时,燃烧室结构与 NO_x 的排放有着密切关系。

研究表明,直喷式柴油机 NO_x 排放明显优于非直喷式柴油机,这是因为非直喷式柴油机前期的燃烧发生在混合气过浓的预燃室或涡流室里,由于缺氧使 NO_x 的生成受到了抑制;另外,在主燃烧室中的燃烧开始较晚,且是在较低温度下进行的,故 NO_x 的生成量较少。对于相同类型但结构不完全相同的燃烧室,其燃烧过程和 NO_x 的排放有差异。在改进燃烧系统时,应注意使燃烧室、进气涡流及喷油方式相互匹配,使燃烧室内的空气运动和油束协调匹配,这样可以促使混合气的生成,改善燃烧,从而减少尾气中污染物的排放。除了上述的改进燃烧室结构的方法,改变喷射规律,采用预喷射方式等都是很有效的排放控制措施。

柴油机本身的热效率很高,但是柴油机的排放控制还有进一步提高的余地。实践证明,柴油机燃烧过程及有害排放物的生成机理是极复杂的,这就决定了有害物质排放控制的难度。减少柴油机排放污染的关键在于降低 PM 和 NO_x 的排放量。而 PM 和 NO_x 的生成条件是相互矛盾和制约的,比如利用提高火焰温度、强化燃烧使 PM 减少的方法正是 NO_x 产生的基本条件。因此要满足日益严格的排放法规,必须把现有被证明是有效的技术合理地优化组合,需要将使用低硫燃料及代用燃料、优化燃烧室结构、有效组织燃烧室内的气流运动、使用电控高压燃油喷射、促进喷雾的微粒化等各种方法有机组合和综合利用,以达到减少排放、降低污染的目的。

综上所述,随着我国汽车产业政策的改变,清洁型柴油机将得到越来越广泛的应用。但是如何做到“清洁”,如何使柴油机的排放符合现行的和未来的排放法规,将是我们面临的亟待解决的问题。

1.3 直喷柴油机的发展过程

车用柴油机最早采用分离式燃烧室发动机。在喷油压力较低的情况下,为使燃油和空气充分地混合,采用分离式燃烧室是很有必要的,特别是对要达到

高转速和提高发动机功率来说,燃油与空气必须充分地混合。但是,这种分离式燃烧室发动机的效率不高,且相应的燃油消耗也不佳,因为空气流入分离式燃烧室和随后灼热的燃气从燃烧室喷出势必产生流动损失和壁部热损失。如果采用直接喷射就可以避免上述的损失,此时,需要较高的喷油压力以形成良好的混合气。直喷柴油机的燃油消耗可比分离式燃烧室发动机降低 15%—20%,直到 1950 年以后,直喷方式才得以在柴油机上实现。从此在载重汽车领域内直喷式发动机逐步取代了分离式燃烧室发动机。

石油危机推动了直喷式柴油机在轿车上的使用。美国加利福尼亚州率先要求载重柴油汽车降低排放,并在这个方面拥有大量的新技术。为了降低油耗和废气排放,就要将载重汽车柴油机所用的燃烧方法转用到轿车柴油机上。随后轿车柴油机的发展又遇到了新的问题,如需要提高功率、扩大转速范围、降低燃烧噪声、减少 HC 和 NO_x 排放、消除排气臭味和刺激作用。同时对缸内挤流的方式、匹配的燃油压力和喷油系统等问题还需要进一步的研究。因此,AVL 的创办人 Hans List 教授于 1974 年开始,制订轿车直喷式柴油机开发的研究规划。通过试验和采用新的设计方案,最后制成了样机。这些研究工作的成果最后都在现代直喷式轿车柴油机发动机开发准则及关键技术中有所体现。其关键技术主要由喷油系统、燃烧方式、增压中冷、废气再循环和氧化催化等部分组成。其中燃烧方法的主要目的是所有转速范围均能实现有效和清洁的燃烧。由于当时没有高压喷射,混合气的形成主要靠在压缩过程中燃烧室内产生的挤流来促进其生成。

直喷柴油机燃烧方法的主要特点是:进气道的流阻较小,便于产生挤流;离活塞顶上的缩口型燃烧室能使燃油与空气良好的混合,燃烧持续时间短,排放物少;可以对喷油嘴喷出的油束数量及其在燃烧室中喷射方向进行合理选择,是采用直接喷油系统的优点之一。

而对上述所有要素进行合理的匹配是开发燃烧方法的一大挑战。由于影响因素繁多,此项工作至今仍需要花费大量时间。在这些因素之中,着重强调的是燃烧室的设计。燃烧室的设计应能使每次产生的挤流水平持久地保持,对各种不同的发动机要分别予以确定。AVL 用高速摄影法以及借助燃烧室中流动情况的三维模拟对燃烧室内的流动作了深入的研究,结果表明,优良的燃烧室

形状可使空气在燃烧室中长时间保持旋转，直到膨胀冲程时仍在旋转。这非常有助于燃油束和空气良好地混合，燃烧室内能够组织挤流，增加了直喷对转速的适用范围，使混合气的形成有所改善，从而能实现快速和清洁的燃烧^[36]。

1.4 柴油机燃烧过程数值模拟研究的发展

随着计算机的普及应用，数值模拟逐渐发展壮大起来。由于计算机软件、硬件技术的快速发展，为数值模拟研究提供了强有力的技术保障，也进一步促进了计算机模拟技术的发展^[37]。数值模拟是计算机应用技术的重要方面，在现代工程设计中已经起着越来越重要的作用。概括地说，主要有以下优点：

(1) 能够模拟真实条件，对试验结果以辅助理论分析，可以替代许多难以或无法实施的试验，还可以模拟试验中难于实现的理想条件，进行“模拟试验”，提出趋势预测。

(2) 可以节省研究开发费用。

(3) 可以缩短试验时间而不受时空的限制。

(4) 可以解决一般方法难以解决的大型系统问题。

(5) 可以避免实际试验对人身、财产的危害。

内燃机燃烧过程模拟，是综合运用流体力学、热力学、传热传质学、化学反应动力学和数值计算等学科的知识，来描述内燃机工作过程中缸内流动工质、传热等流体力学与热力学行为的一系列物理和化学的数学方程式。它从内燃机有关工作过程的物理化学模型出发，运用微分方程对有关工作过程进行数学描述，然后用数值计算方法求解，求得各参数随时间和空间的变化规律，进而可以了解到有关参数对内燃机性能的影响。

根据内燃机研究对象的不同，对不同的问题需要采用不同的处理方法，因此提出了各种燃烧模型。最常见内燃机燃烧模型的分类方法是 F.V.Bracco 于 1974 年提出的将燃烧模型按维数分为零维模型、准维模型和多维模型三类^[38]。

零维模型是通过对大量实际燃烧过程的统计分析，找出规律性，用曲线拟合或经验公式的方法，建立一组表达燃烧放热过程参数间的经验公式，将复杂的燃烧过程简化表达成几个特征参数间的关系，又称单区模型。这类模型一般是在燃烧模拟研究早期发展起来的，特点是假定缸内工质均匀分布，各种热力

学参数和热物性参数处处相等，即随时处于热力学平衡状态，因此，零维模型又称为热力学模型。

准维模型诞生于 70 年代，预测排放的要求是其发展的直接原因。这类模型是在零维模型的基础上考虑喷雾及火焰传播等物理过程的长度和尺度，把燃烧室按火焰位置或喷注空间分布形态，分成若干个区域，分别考虑油滴蒸发、喷雾扩散、混合与卷吸、燃烧火焰传播及已燃区燃烧产物变化等过程，生成燃烧模型预测缸内不同区域的燃烧温度，并针对不同机型侧重不同的子过程，使放热率更接近实际，并能预测有害排放物。准维模型虽然未仔细考虑空间分布，但可从燃烧、可燃混合气形成、火焰传播现象出发，列出描述分区内各参数随时间变化的方程式，计算各分区内的温度和浓度。

20 世纪 80 年代以来，随着计算机应用的普及、流体力学和数值计算方法等学科的日趋成熟，内燃机缸内的工作过程多维数值模拟得到了较快的发展。多维模型是一个十分复杂的热力学燃烧系统，其中包含气流运动，物质质量、动量和能量的传递与转换，燃料的喷射、雾化与蒸发，混合气的形成、着火与燃烧，还包括传热、气相物与微粒的排放以及边界的运动（气门与活塞）等等。它避免了准维模型的缺点，对过程的描述不再是从现象出发，而是建立在流体力学、热力学及燃烧化学等普遍定律的基础上的。多维模型是在遵循质量守恒、动量守恒和能量守恒的基础上，进一步考虑了燃烧室中温度、压力、工质成份及流体速度等三维结构，通过求解支配燃烧现象的物理、化学过程的基本微分方程，可提供有关燃烧过程中气体流速、温度、压力及成份在燃烧室内瞬态空间分布的详细信息。

1.5 CFD 软件在柴油机上的应用

CFD 是计算流体力学（Computational Fluid Dynamics）的英文缩写，它是在流体力学、数值计算方法和计算机技术的基础上建立起来的新型学科。CFD 使用的方法是对所需分析的对象先抽象出其流场的控制方程，然后再用数值计算方法将其离散到一系列空间网格节点上求解其离散数值解的一种方法。1933 年，英国人 Thom 首次用手摇计算机数值求解了二维粘性流体偏微分方程，CFD 技术由此而生。1974 年，丹麦的 Nielsen 首次将 CFD 用于暖通空调工程领域，

对通风房间内的空气流动进行模拟。之后短短的 20 多年内, CFD 技术得到了迅猛的发展。

随着世界范围内汽车行业竞争的日益激烈, 生产厂家需要不断推出新产品和完善现有产品来占领市场, 这就要求在缩短设计、改进周期的同时提高设计精度和产品的可靠性, 以往采用的“样机研制—进行试验—改进设计”的设计模式费时、费力已经无法满足市场需要变化。要实现上述要求, 必须充分利用计算机资源, 加强对模型的开发完善, 用模拟计算结果来指导设计^[39]。

CFD 技术应用于发动机上, 对于探求燃烧放热效率和排放物形成的机理, 使发动机满足日益严格的排放法规的要求有着重要的意义。目前, CFD 技术已被成功地应用于对不同类型的汽油机和柴油机的进气流场、喷雾形成及发展、工质燃烧以及排放物的形成进行分析和优化的研究工作。

内燃机三维模型实质是求解缸内气体运动的 Navier-Stokes 方程, 包括各组分平均连续性方程, 平均动量方程, 平均能量方程和气体状态方程, 考虑到缸内气流运动为湍流运动, 又增加了 $k-\varepsilon$ 方程, 即湍动能 k 方程和湍动能耗散率 ε 方程。

目前研究人员对湍流燃烧本质的认识尚未完全清楚, 内燃机缸内的湍流具有强涡流、强压缩、强瞬变和各向异性的特点; 对湍流与化学反应的相互作用的研究还不够深入, 燃烧化学反应十分复杂, 因此目前的燃烧模型尚处于半经验、半理论基础。但随着对湍流燃烧机理认识的深入, 现在的湍流燃烧模型将会减少并逐步消除其中的经验成分, 使其建立在更深厚的理论基础之上。

近年来, CFD 技术逐渐应用于柴油发动机缸内流动和燃烧过程的分析和优化研究。CFD 不是单纯的理论分析, 而是更近于试验的分析研究, 且极大地依靠一些简化的、线性化的、与问题有关的数学方程, 以及依靠边试边改的方法和试验所得的经验公式, 它来源于实践, 是发动机现代设计所必需的有力工具之一。

由于计算机硬件的发展和数值计算技术的改进, CFD 已经成为一种极为有效的科学手段, 具有巨大的发展潜力, 在发动机的研究中将发挥越来越大的作用^[40]。

在国内外, 著名的商业 CFD 软件, 如: AVL-FIRE, STAR-CD, FLUENT,

CFX, PHOENICS 等已经成为大家熟悉的燃烧过程数值模拟的软件, 在热能、航空航天、化工、冶金、交通等领域得到了广泛的应用。这些商用 CFD 软件对燃烧的模拟已经有了相当高的精度, 因此被越来越多的研究人员应用到发动机的燃烧过程模拟上。

1.6 FIRE 软件简介

本文中模拟计算使用的是 AVL-FIRE 软件。FIRE 是奥地利 AVL 公司推出的一款内燃机专用的流体力学计算软件。AVL 公司是一家专门从事发动机研发和制造的公司, AVL 模拟技术部门在汽车内外流动以及发动机喷雾燃烧模拟分析方面有着丰富的经验和多年的积累。

在 AVL 几十年发动机研发过程中开发的 CFD 软件 FIRE 在业内享有很高的声誉。它拥有前处理程序 FAME 和后处理程序 IMPRESS 作充实和支撑。FIRE 由很多的用户图形界面组成, 在这些图形界面中, 可以完成对仿真参数、求解器内核和计算结果的控制。在 FIRE 中既可以模拟发动机中的稳态流动, 也可以模拟发动机瞬态的工作过程。同时 FIRE 还可以和其它领域的仿真软件(如 BOOST)集成做耦合计算, 从而综合计算发动机的燃烧和流动过程。它拥有全自动, 半自动以及手动方式生成静网格和动网格的能力; 同时, 还包含丰富的湍流、燃烧和排放预测模型, 其中湍流模型有 $k-\varepsilon$ 湍流模型、RSM 模型和 AVL-HTM 模型等, 燃烧模型有拟序火焰模型、EBU 模型、PDF 模型和特征时间尺度模型等。排放模型包含了 Zeldovich 的 NO_x 预测模型和几种不同的碳烟模型; FIRE 通过开放接口的方式允许用户自定义模型, 并与 FIRE 进行耦合求解。目前该软件应用主要针对发动机领域, 包括: 进排气系统优化设计、冷却水套热力分析、瞬态缸内流动、喷嘴内流动、喷雾燃烧、催化转化器起燃过程等等^[41]。

1.7 本文的研究内容及意义

1.7.1 研究内容

为深入分析燃烧室形状及喷射规律对 CA6DEI-21 发动机工作过程的影响, 本文利用 CFD 软件 AVL-FIRE 对不同燃烧室及不同喷射规律情况下的混合气

形成过程及燃烧过程进行三维数值模拟，并着重分析上述各工况下的缸内速度场、湍流动能、浓度场及温度场的变化规律。在对比分析的基础上，优化设计燃烧室形状并进行预喷射规律的匹配研究。

本文研究的具体内容如下：

1、完成对 CA6DE1-21 发动机缸内燃烧室的建模，用 FIRE 软件划分发动机缸内流体的网格。

2、用 FIRE 对直喷发动机的混合气形成过程进行三维数值模拟。

3、研究燃烧室形状对 CA6DE1-21 发动机进气流场和燃烧的影响规律，主要分析研究了三种形状不同的燃烧室，提出最佳燃烧室形状设计方案。

4、研究喷射规律对 CNG 发动机混合气形成的影响规律。在固定燃烧室形状的模拟平台下，考察预喷射规律对缸内混合气浓度分布及燃烧的影响规律，提出优化方案。

5、提出燃烧室形状和喷射规律的匹配方案，并进行燃烧性能分析。

1.7.2 研究意义

直喷柴油机的主要排放物 NO_x 的生成，主要取决于混合燃烧过程。而混合燃烧过程直接与燃烧室内混合气的形成条件有关。当其它条件不变时，为了抑制 NO_x 的生成量，适当减弱混合期内气流强度，易形成局部高温缺氧，不利于扩散燃烧，使 NO_x 生成量减少。或者在燃烧前，喷入微量燃料进行预混合，减低燃烧速率，使缸内温度减低，也可使 NO_x 生成量减少。所以，从有效抑制 NO_x 排放物角度考虑，如何控制燃烧室内气流运动规律及强度是及其重要的。

直喷发动机燃烧室内的气流运动状态及其变化规律主要取决于燃烧室的结构形状和喷射规律。而燃烧室内的流场特性的试验很复杂，需要一些昂贵的高速摄影等测试设备。因此，通过使用模拟计算来分析燃烧室内的气流运动分布规律，是一种有效手段。本文利用 FIRE 软件，对三种不同结构形状的缩口型直喷式燃烧室进行了数值模拟计算，分析不同燃烧室结构对燃烧室内气流运动分布规律影响，以便分析这种气流运动规律对排放特性的影响。

结合我国车用柴油机所采用的缩口型直喷式燃烧室，分析不同结构形状的缩口型燃烧室内的气流运动及其燃烧规律，并以此为依据改进燃烧室设计，是很有现实意义和实用价值的。

2 燃烧模型的建立

数学方法的发展、湍流模型的完善、高速大容量计算机的引进等为 CFD 辅助发动机研究提供了较好的条件。由于三维模拟对物理过程的描述及边界条件的确定更接近实际，因而有更大的发展潜力。目前内燃机多维数值模拟计算程序得到了迅速发展，并已得到了广泛的应用，取得了与试验结果比较吻合的计算结果，显示了较强的预报能力，对内燃机的研制、开发、设计及试验研究有很大的启示作用和参考价值。

本文应用 FIRE 软件建立了基于直喷发动机缸内流场及燃烧的模拟平台，可获得发动机常规试验中无法得到的缸内燃烧参数的信息，用于评价直喷发动机进气、燃烧过程及排放性能。

2.1 发动机基础参数

本文针对一汽集团国产 CA6DE1-21 重型车用柴油机的性能要求，分析设计了三种不同缩口型直喷式燃烧室，同时进行了数值模拟计算，分析了不同结构的柴油机燃烧室对进气流场特性与燃烧过程的影响。表 2-1 是 CA6DE1-21 发动机主要技术参数。

表 2-1 CA6DE1-21 发动机主要技术参数

Table2-1 CA6DE1-21 Engine Parameters

项目	单位	技术参数
型式		直列六缸、水冷、直喷、增压中冷
缸数	缸	6
缸径	mm	106
行程	mm	125
压缩比		17.5
排量	L	6.618
标定功率/转速	kW/r·min ⁻¹	155/2300
最大扭矩/转速	N·m/r·min ⁻¹	700/1600
最低燃油消耗率	g/kw·h	220
喷孔数	孔	6

2.2 燃烧室结构设计

混合气形成和燃烧与燃烧室结构形状有密切关系，如果燃烧室设计不好，则燃油系统、进气系统难与其配合得到良好的性能指标。在改进燃烧系统时，往往从燃烧室形状、尺寸入手。为了适应节能与降低排放的要求，车用柴油机的燃烧室已向直喷化发展。为了匹配直喷技术，现代直喷柴油机都采用 ω 形燃烧室。

为了深入研究燃烧室形状对 CA6DE1-21 发动机流场和燃烧过程的影响规律，本文设计了 3 种不同形状的 ω 形燃烧室，考察缩口大小和凸台形状对其影响的规律。3 种燃烧室形状如图 2-1 所示^[42]。这些燃烧室除了形状不同外，侧隙和顶隙完全相同，压缩比都为 17.5，高度均为 25.8mm。

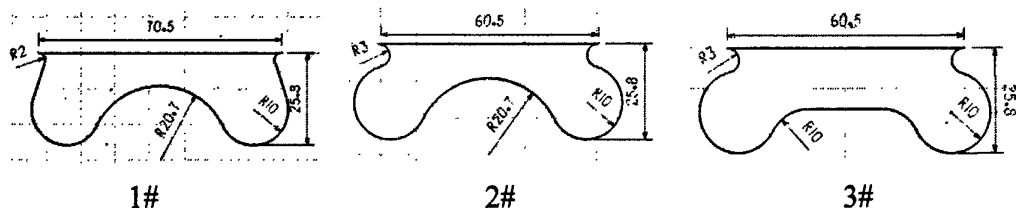


Fig.2-1 Three Different Shapes of Combustion Chamber

图 2-1 三种不同形状燃烧室

三种燃烧室均为 ω 形燃烧室，1#燃烧室接近于直口 ω 形燃烧室，设计思想为：此燃烧室存在微小缩口，但与缩口形燃烧室不同的是它是渐缩形燃烧室，收口度较小，使燃烧室壁面对气流运动存在一定的引导作用。因此有必要了解这种燃烧室缸内的气流运动和燃烧过程。

2#和 3#燃烧室均为缩口 ω 形燃烧室，区别在于凸台的形状不同。设计思想为：采用 ω 形燃烧室是改善内燃机缸内湍流结构常用的一种方法，这种结构可以使燃烧室内很少有流动死区产生，在压缩冲程后期也能使缸内产生较强的挤流，这种挤流可在坑顶入口处产生很强的局部湍流，同时也在燃烧室中产生较强的涡流。凸台的设计主要是为了比较不同形状的凸台对缸内气流的引导作用和燃烧变化的差异。

2.3 三维模型建立

准确数值模拟的一个重要前提条件是对模拟对象几何形状进行精确描述，由于内燃机工作过程的几何结构十分复杂，完全按照其真实实体建立计算模型非常困难，因此在保证对模拟计算结果不产生较大影响的前提下，为避免在网格划分时产生网格尺度的巨大差异，对实体结构进行了部分简化处理，主要是建模不考虑进排气道、进排气门，并略去了某些过渡圆角、倒角等次要细节。

根据上述分析，本文采用 CATIA 三维软件建立燃烧室模型，生成 CAD 文件。如图 2-2 所示。

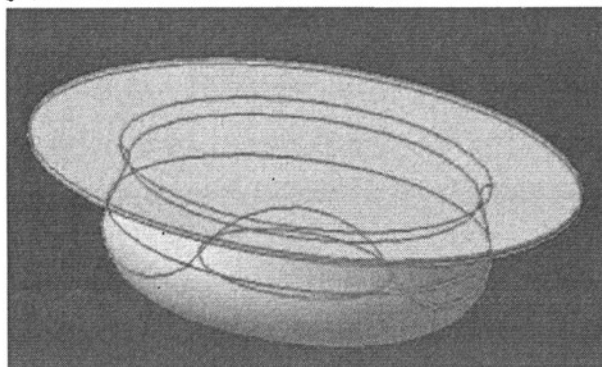


Fig.2-2 Entity Model of the Combustion Chamber

图 2-2 燃烧室实体模型

在 CFD 软件计算中，由于涉及计算量比较大，一般对计算模型都要采取对称简化处理。如在做柴油机燃烧模拟时，可以根据喷油器喷孔的个数来简化燃烧室，从而在计算过程中，仅使用部分燃烧室模型。在同样的条件下，简化模型后的计算可以缩短计算时间。由于文中三种燃烧室都是中心对称模型，且采用 6 孔喷嘴；为了缩短计算时间和运算次数，在不影响计算结果的情况下，采用 1/6 缸模型，如图 2-3 所示。

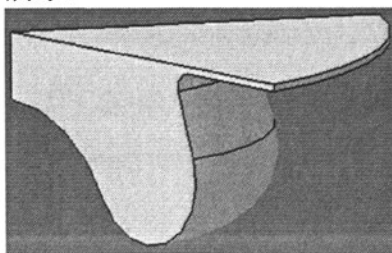


Fig.2-3 1/6 Entity Model of the Combustion Chamber

图 2-3 1/6 燃烧室实体模型

2.4 计算网格生成

首先, 把 CATIA 中的 1/6 燃烧室模型转换为 .STL 的文件格式, 导入 FIRE 软件中, 生成燃烧室表面网格模型, 如图 2-4 所示。

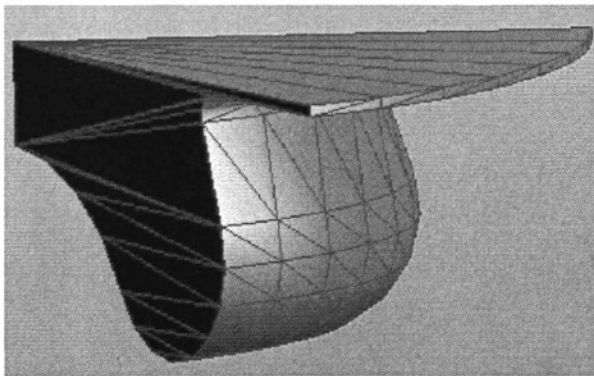


Fig.2-4 1/6 Combustion Chamber Surface Grid

图 2-4 1/6 燃烧室表面网格.

利用 FIRE 提供的自动分网工具 FAME 对燃烧室空间进行网格划分。由于网格质量对仿真结果的精度有着决定性的影响, 因此, 利用 FIRE 中提供的特征边定义, 以生成最大程度反映燃烧室形状的网络体。通过 CHECKS 命令检查网格质量, 确保没有具有负法向量和负体积特征的网格。

由于活塞在气缸内进行往复运动, 按照 FIRE 处理具有平移动网格问题的规则, 必须生成活塞在行程中间几个典型位置下的燃烧室网格, 其中必须包括活塞在下止点时的网格, 通过将活塞顶面向上拉伸活塞的冲程长度, 同时在轴向上生成 20 层体的网格。

考虑到工作时气缸容积的变化, 将整个气缸容积分为两大部分: 即燃烧室容积和活塞顶上部的移动气缸容积。当活塞在上、下止点范围内移动时, 主要是活塞顶上部的容积变化, 而燃烧室容积不变。所以在建立计算模型网格时, 将整个气缸容积分为两大部份, 即: 集中于活塞顶部的不变的燃烧室空间网格和活塞上部可变空间网格。并根据气缸容积的变化特点, 为了减小网格数目和计算工作量, 可将活塞上部可变空间网格分为 5 层、10 层、20 层三种网格形式。计算时, 根据活塞在气缸内的不同位置, FIRE 软件可自动选用不同的计算网格。选择进气上止点为 0° CA、压缩上止点为 360° CA。计算范围取为

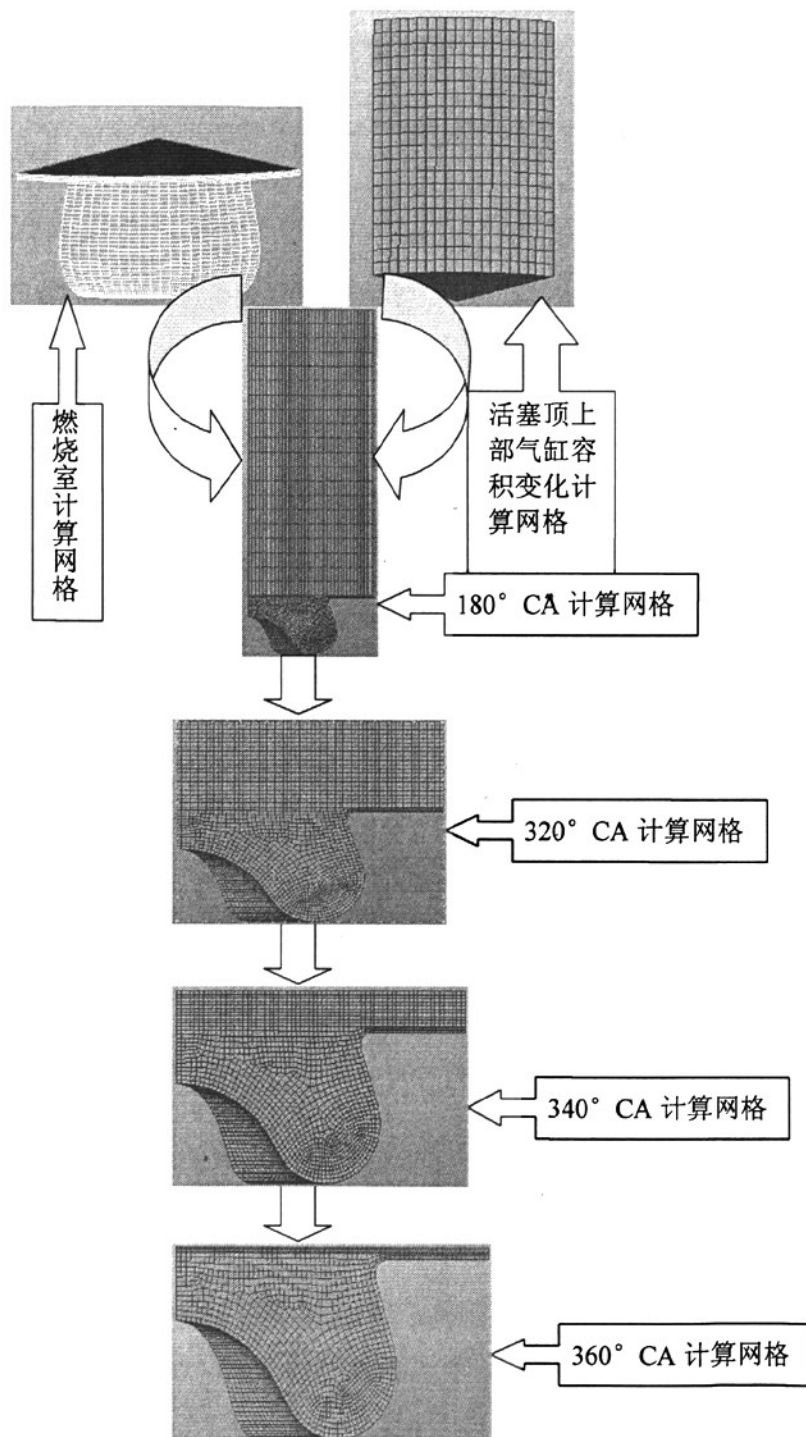


Fig.2-5 Mesh Generation Process

图 2-5 网格生成过程

180° CA 到 540° CA。计算时从 180~320° CA 范围, 采用 20 层计算网格; 从 320° CA 到 340° CA 范围采用 10 层的计算网格; 在上止点附近的 340~380° CA 范围采用 5 层的计算网格, 380~400° CA 范围采用 10 层计算网格; 400~540° CA 范围采用 20 层计算网格。计算模型边界处的网格加密。这样随活塞的移动, 活塞顶上部气缸容积的网格大小成比例地拉伸或压缩变化, 其网格数目也随之变化, 而燃烧室内部网格大小和数目则保持不变。数据处理是在 330~420° CA 范围内进行。最终活塞在下止点位置时燃烧室模型的网格总数为 53100, 活塞在上止点时的网格总数为 23500, 其它位置处网格的生成如此类推, 这样得到如图 2-5 所示网格生成过程。

2.5 计算初始条件和边界条件

2.5.1 初始条件

在 FIRE 程序中, 对缸内各流场的计算以时间 (曲轴转角) 为计算步长。发动机转速选择最大扭矩转速 1600r/min, 假设气缸入口处气流状态均匀, 具有相同的温度和压力, 其值均由试验得到。气体的初始速度可通过涡流比计算出来。其中, 进气涡流比是通过在厂家进行的气道试验确定的, 以进气涡流比 $SN_0=1.8$ 作为计算初始条件。计算所需的湍流动能 $TKE (m^2/s^2)$, 湍流长度标尺 $TLS (m)$, 则根据以下公式计算得到^[43]。

$$TKE = (3/2) \times u^2 \quad (2-1)$$

$$u = 0.7 \times 2 \times h \times (n/60) \quad (2-2)$$

$$TLS = h_v / 2 \quad (2-3)$$

其中, h 为冲程长度 (m), n 为转速 (r/min), h_v 为气门最大升程 (m)。

2.5.2 边界条件

边界条件是影响计算精度和计算效率的重要因素之一。准确确定复杂的边界条件是实现高精度数值模拟的一个关键技术, 在工作过程的数值模拟中, 流动边界条件的确定相对简单, 而与传热相关的复杂边界条件难以精确确定。

在流场计算中的边界分为固体壁面条件和周期边界条件, 而在内燃机的工作计算中, 一般使用固体壁面边界条件。同时, 固体壁面依赖于速度和温度的

边界条件。在燃烧室的模拟计算中，整个固体壁面包括气缸盖底面、活塞顶面（包括凹坑）以及气缸壁面。固体壁面是流场中最为常见的边界条件，其速度、温度的边界条件为：

（1）速度边界条件

速度边界条件分为有滑移、无滑移和壁面函数规律边界条件。对于无粘性流体运动，采用滑移条件，即壁面上的流体相对于壁面可以有相对切向滑移，但法向速度需相同，设 $\mathbf{n}$ 为法向，则 $\mathbf{U} = \mathbf{U}_{wall}$ 。式中 $\mathbf{U}_{wall}$ 为壁面运动速度。对于粘性流体，一般采用无滑移条件，即认为壁面处流体的速度与壁面速度相同，当壁面固定不动时，壁面处的流体速度为零，当壁面运动时，壁面处的流体速度为 $\mathbf{U} = \mathbf{U}_{wall}$ 。在本计算中，气缸盖底面、活塞顶面以及气缸壁面为固定壁面，选择无滑移边界条件。

（2）温度边界条件

通常给定的是壁面温度或通过壁面的热流密度。当给定的是壁面温度时，由于壁面上气流速度及流体的组份已知，故实际上壁面总焓也确定了。如果给定的是壁面上的热流密度，由于紧贴壁面的流体混合层中，导热是换热的主要形式，因而可确定壁面法向温度梯度。对于绝热壁面，其法向温度梯度为零。温度边界考虑采用恒温边界，不考虑活塞运动和缸内燃烧对温度的影响，分别取气缸盖、气缸壁面和燃烧室顶面的平均温度作为其对应的边界温度。本文温度边界条件选用直接给定壁面温度的边界条件。其中，活塞顶作为移动边界，气缸壁和气缸盖作为固定边界，缸盖底部温度为 553K，气缸壁面温度为 400K，活塞凹坑温度为 590K。

（3）喷雾边界条件

当喷雾液滴碰撞在固定壁面上时，则令其速度等于壁面速度。为了计算气体的物质传播和热传播，设液滴和壁面之间没有热传导。这是喷雾和壁面交换的临时模型。

喷射方程的另一物理边界条件是喷射式喷嘴，在某一点上，给出了液体物质流的流动速率，液滴尺寸、温度、速度和振动参数的分布情况。喷嘴数目是可选的，对每一个喷嘴，喷射开始到喷射结束物质流动可以采用常数，也可以根据实际数据进行模拟。

喷雾分布有两种类型：单扩散($\delta(r-\bar{r})$)或 χ 平方分布型($1/\bar{r} \exp(-r/\bar{r})$)，对于这两种类型，喷雾粒子的平均半径 $\bar{r}$ 与时间相独立。喷雾粒子的速度初始值相同，随后由一个随时间变化的随机函数确定速度。

喷雾液滴的分布及速度分布用球坐标系来表示。其中Z轴的正向是喷雾轴心的方向。喷雾轴心的方向可以任意给出，不需要和流动区域坐标系一致。在极坐标系中，相对于喷雾轴心的液滴速度夹角均匀分布在 $[\phi_m, \phi_{\max}]$ 之间，方位角 θ 均匀分布在 $[0, 2\pi]$ 之间，所有喷雾粒子的初始温度值都相同。如果使用喷雾破碎模型，所有喷射粒子均有 $y=0$ 和 $\dot{y} = \dot{y}_{inj}$ ，其中 $\dot{y}_{inj}$ 是输入无量纲幅度和空间频率的乘积。

2.6 数学模型及算法选择

FIRE 软件在满足计算流体力学要求的三个最基本方程（质量守恒方程、动量平衡方程和能量守恒方程）的同时，还提供了针对内燃机工作特点的其它模型，包括湍流模型、着火和燃烧模型、排放模型、喷雾模型、碰壁模型等。本文针对直喷发动机工作过程的特点，依据不同模型的内部机理和适用范围，进行了相应的选取。

(1) 质量守恒方程

任何流动问题都必须满足质量守恒定律，其内容可表述为：单位时间内流体微元体中质量的增加，等于同一时间间隔内流入该微元体的净质量。按照这一定律，可以得出质量守恒方程（连续方程）

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho_m \vec{u}) = \vec{\nabla} \cdot [\rho D \cdot \vec{\nabla} (\frac{\rho_m}{\rho})] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}^s + \dot{\rho}^s \delta_{ml} \quad (2-4)$$

式中：

ρ_m ——组分 m 的密度， kg/m^3 ；

ρ ——总的密度， kg/m^3 ；

$\vec{u}$ ——流体的速度， m/s ；

D ——扩散速度， m/s ；

δ_{ml} ——Dirac delta 符号， $m=1$ ， $\delta_{ml}=1$ ， $m \neq 1$ ， $\delta_{ml}=0$ ；

$\dot{\rho}_m^c$ ——化学反应中产生的源项；

$\dot{\rho}^*$ ——喷雾产生的源项。

所有的组分相加，得到总的流体密度方程式：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \bar{\nabla}(\rho \cdot \bar{u}) = \dot{\rho}^* \quad (2-5)$$

(2) 动量守恒方程

动量守恒定律是任何流动系统都必须满足的基本定律。该定律可表述为：微元体中流体的动量对时间的变化率等于外界作用在该微元体上的各种力之和。由此得出流体混合物的动量守恒方程为

$$\frac{\partial(\rho \cdot \bar{u})}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{u} \cdot \bar{u}) = -\frac{1}{\alpha^2} \bar{\nabla} p + \bar{\nabla} \cdot \bar{\sigma} - A_0 \bar{\nabla} \left[\frac{2}{3} \rho k \right] + \bar{F}^s + \rho \bar{g} \quad (2-6)$$

式中：

p ——流体的压力，Pa；

α ——无量纲数，在（PGS: Pressure Gradient Scaling）方法中使用；PGS方法可以提高低马赫数流的计算效率，此时，流体压力近似相等。如果不使用PGS方法，则 $\alpha=1$ ；如果使用PGS方法，则 α 随时间变化。

k ——湍流脉动动能， kJ/m^3 ；

$\bar{g}$ ——比体积力，假定为常数；

$\bar{\sigma}$ ——粘性应力张量， N/m ；

$\bar{F}^s$ ——由于喷雾引起的每单位体积所获得的动量增量， $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$ 。

在层流计算中， A_0 的数值为0；采用紊流模型时， A_0 的数值为1。粘性应力张量用牛顿力学的形式：

$$\sigma = u[\bar{\nabla} \bar{u} + (\bar{\nabla} \bar{u})^T] + \lambda \bar{\nabla} \cdot \bar{u} \cdot \bar{I} \quad (2-7)$$

其中， u 、 λ 分别为第一、第二粘性系数，上标T表示转置， I 是单位矩阵。

(3) 能量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \bar{\nabla}(\rho I \bar{u}) = -p \bar{\nabla} \bar{u} + (1 - A_0) \rho \bar{\nabla} u - \bar{\nabla} \cdot J + A_0 \rho \epsilon + \dot{Q}^s + \dot{Q}^* \quad (2-8)$$

I ——除去化学能的比内能， kJ/kg ；

热通量矢量 J (kJ) 为热传导和焓扩散作用的总和：

$$J = -K \bar{\nabla} T - \rho D \sum_m h_m \bar{\nabla}(\rho_m / \rho) \quad (2-9)$$

式中：

T ——气体的温度， k ；

h_m ——组份 m 的焓;

ε ——湍流动能的耗散率;

k ——热传导系数;

$\dot{Q}$ ——燃烧放热产生的源项;

$\dot{Q}'$ ——喷雾产生的源项。

动量守恒定律也是任何流动系统都必须满足的基本定律。

2.6.1 湍流模型

发动机缸内的气流运动强烈地影响着工质的着火和燃烧过程,同时缸内存在着密切耦合在一起的多种大尺度运动(涡流、滚流和挤流)和具有微小涡团的湍流运动,有必要通过湍流模型的恰当选择来更真实地反映缸内的气流运动。在大量的国内外对内燃机工作过程仿真研究中,绝大多数使用了目前研究得比较成熟的标准 $k-\varepsilon$ 双方程模型。针对发动机的工作特点,经过不断的修正和改进,现已成为比较完善的模拟发动机缸内多维流动的湍流模型^[44],本文也采用此模型。 k 是湍动能、 ε 是湍动能的耗散率,在模型中:

$$k = \frac{\overline{u_i' u_i'}}{2} = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (2-10)$$

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \right) \left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \right) \quad (2-11)$$

其中, $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$, C_μ 是经验常数为 0.09, 上标 “/” 代表脉动值, 上标 “—”

代表对时间的平均值, x_i 为沿笛卡尔坐标系三个方向的坐标分量, u_i 为沿笛卡尔坐标系三个方向的速度分量, i 的取值范围是 (1, 2, 3)。

在标准 $k-\varepsilon$ 模型中, k 和 ε 是两个基本未知量, 与之相对应的输运方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2-12)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2-13)$$

其中, $G_k = u_i \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$, 是由平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项;

项;

$G_b = \beta g_i \frac{u_i}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$, 是由浮力引起的湍动能的产生项, g_i 为重力加速度 i 方向分量, Pr_t 为湍流普朗特数;

$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2$, 代表可压湍流中脉动扩张的贡献, M_t 为湍流马赫数;

σ_k 和 σ_ε 分别是与湍动能 K 和耗散率 ε 对应的普朗特数;

$C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 和 $C_{3\varepsilon}$ 为经验常数; S_k 和 S_ε 是用户定义的源项。

在靠近壁面区域, 由于边界层的存在, 导致代表高雷诺数流动的湍流模型不再适用。本文选择标准壁面函数模型, 反映该区域的流动及其对缸内主流区的影响, 具体方程如下:

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = \mathbf{u}_{\text{wall}} \cdot \mathbf{u} \quad (2-14)$$

式中 $\mathbf{u}$ 为法向单位矢量, $\mathbf{n}$ 表示为法向, $\mathbf{u}_{\text{wall}}$ 为活塞运动速度, $\mathbf{u}$ 切向速度分量满足对数分布函数规律, 即

$$\frac{v}{u^*} = \begin{cases} \xi^{1/2} & \xi > Re_c \\ \frac{1}{C} \ln(C_{LW} \xi^{7/8}) + B & \xi < Re_c \end{cases} \quad (2-15)$$

在式中, 设节点到壁面的距离 y 足够小, 使计算节点布置在层流底层或对数函数规律的边界层内。此外 $v = |\mathbf{u} - \mathbf{u}_{\text{wall}}|$; ξ 为壁面处的雷诺数 $\xi = \frac{\rho y u}{\eta_{\text{air}}(T)}$;

$C_{1w} = 0.5$; $Re_c = 114$; C 、 B 分别为

$$C = \sqrt{\frac{1}{C_\eta^2 (C_{\varepsilon 2} - C_{\varepsilon 1}) Pr_\varepsilon}} = 0.4327 \quad (2-16)$$

$$B = Re_c - \frac{1}{c \ln(C_{1w} Re_c^{7/8})} \quad (2-17)$$

此外, 式中的 u^* 为剪切速度, 根据下式决定

$$\tau_w = \rho u^*$$

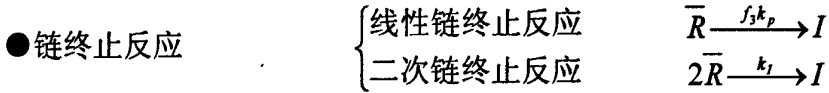
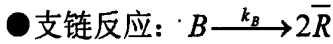
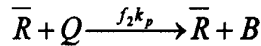
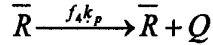
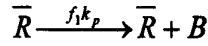
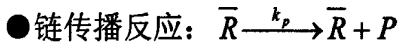
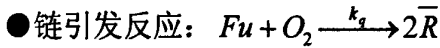
式中 τ_w 为平行于壁面的切向应力。

2.6.2 着火和燃烧模型

FIRE中采用的柴油机着火模型是“Shell”自燃模型。“Shell”自燃模型最初是用来研究汽油机敲缸现象的，现在被发展用来预测高分子量燃油的着火现象。shell模型既能描述大多数燃料的着火机制，又能适应较宽的工况，典型的应用为用于柴油燃烧的模拟^[45]。

在 Shell 模型中，燃料的着火过程由 8 步支链反应构成，分成 4 个过程，分别为：链引发反应，链传播反应，支链反应，链终止反应。

反应方程式如下：



在上述方程式中， F_u 为 C_nH_m 为结构燃烧料； $\bar{R}$ 为由燃料中产生的自由基； B 为简并分支剂（支链产物）； Q 为活性中间产物； P 为燃烧产物； I 为惰性组分。 $k_q, k_p, \dots, k_t$ 为化学反应速率系数。 k_q 是相当复杂的表达式，不再详细叙述。化学反应速率系数 k_p 可由下式得到：

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{k_{p_1}[O_2]} + \frac{1}{k_{p_2}} + \frac{1}{k_{p_3}[Fu]}} \quad (2-18)$$

上式中， $[]$ 里边表示组份浓度，单位 kmol/m^3 ； k_{p_1} 、 k_{p_2} 和 k_{p_3} 分别描述起决定性作用的链传播步骤的系数，它们是 $[O_2]$ 、单一分子和 $[Fu]$ 。

本文模拟计算中所用的燃烧模型是由 Hjertager 和 Magnussen 提出的湍流控制燃烧模型，又称涡耗散模型（eddy dissipation model）^[46]，涡耗散模型是涡破碎模型（Eddy break up）在湍流扩散火焰中的延伸。涡破碎模型的基本思想是：认为在湍流燃烧区充满了已燃气体团和未燃气体团，化学反应在这两种气团的交界面上发生，未燃气体团在湍流作用下破碎成更小气团的速率决定了平均化

学反应速率，而破碎速率与湍流脉动动能的衰变速率成正比^[47]，即正比于 $\left(\frac{\varepsilon}{k}\right)$ ，因此涡耗散模型的基础是 $k-\varepsilon$ 模型，涡耗散模型可写为一步反应式，即化学反应速率 R_{fu} 的表达式为：

$$R_{fu} = A \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) \min \left\{ c_{fu}, \frac{c_{o_2}}{S}, B \frac{c_{pr}}{1+S} \right\} \quad (2-19)$$

上式中， A ， B 为模型常数，它由火焰结构、燃料与氧之间的反应情况决定； c_{fu} c_{o_2} c_{pr} 分别为燃料，氧和燃烧产物物质的量浓度； S 为化学计量比下 O_2 和燃料质量之比，即化学当量空燃比，可用下式表示：

$$S = \frac{\left(n + \frac{m}{4} \right) M_{O_2}}{a_1 M_{fu}} \quad (2-20)$$

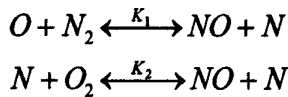
n 和 m 分别代表燃料分子中的碳原子数和氢原子数， a_1 代表氧在空气中的物质分数， $a_1=0.232$ ， M_{fu} 和 M_{O_2} 分别表示燃料和氧气的摩尔质量。

2.6.3 排放模型

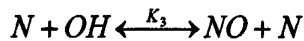
内燃机排放的氮氧化物 (NO_x) 绝大部分是 NO ，少量是 NO_2 。本文在 NO_x 生成数学模型中着重考虑 NO 的生成。发动机缸内 NO 的生成机理主要有以下两种途径：

- 1) 高温途径，即在已燃区生成的热 NO 。
- 2) 瞬发途径，即在火焰区生成的瞬发 NO 。

在发动机缸内的工质温度较高、混合气浓度接近理论当量比的情况下， NO 的生成服从扩展 Zeldovich 机理^[48]，该机理主要包括以下两个反应：



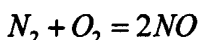
以后 Lavoie 又增加了下面一个反应：



由此可见， NO 的生成过程主要涉及五种自由基物质 (O 、 N 、 H 、 OH 、 O_2)，若要通过它们获得精确的 NO 生成速率，势必要包括复杂的化学反应机理。为此，在 FIRE 软件中， NO 的预测是以稳定分子 (C_nH_m 、 O_2 、 CO_2 、 H_2O 、 N_2)

为基础的。

在三个反应中，第一步反应是限速反应，因为打开氮分子的三价键所需的活化能相当高，只有高温才能使该反应进行得足够快；第三步反应可忽略，是由于当 NO 最大浓度出现在当量比 0.9 左右时，OH 的浓度很小；由于 NO 形成的特征时间比燃烧过程特征时间晚，因此，利用偏平衡概念，由稳定的分子浓度求得 O、N、H、OH、O₂ 自由基的浓度，这样 NO 的形成就可整合为一步总反应：



NO 的守恒方程源项可由下式得到：

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_f[N_2][O_2] \quad (2-21)$$

$$k_f = \frac{A}{\sqrt{T}} \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (2-22)$$

2.6.4 喷雾模型

喷雾模型采用了 Wave 液滴破碎模型描述喷油的雾化过程。Wave 模型适用于射流表面的破碎过程，模型考虑了喷射油滴与喷油器结构参数的联系，出口油滴在周围空气的液-气法向切力相互作用下分散形成小的液滴。这种方法是对油滴组的轨迹、动量、热质转换求解差分方程，每个油滴组包含一些油滴，同时假设这些油滴有着相同的物性，它们运动、破碎、撞壁或蒸发的行为完全相同。在燃油喷雾过程中，由于油滴表面的微小扰动，产生不稳定波而使油滴破碎。

当这些小油滴经过燃烧室并被加热气化时，可以采用拉格朗日法对这些分散的小液滴进行分组跟踪。在雾化区内形成液态油束，通过求解三大守恒方程，将全空间内的油滴简化成离散的小油滴群。每组的小油滴都由数量不等的小液滴组成，并且在整个活动范围内，整个液滴组的运动都可以利用其中的单位液滴去描述。这样，油束轨迹、燃油的加热和质量的转换都可以通过求解一组由液滴内部某一单液滴的一般微分方程来确定。所以，采用 Wave 模型能更好地描述油滴破碎的具体过程。在下面的计算过程中，假设液滴的初始直径为喷孔直径，Wave 模型常数 $C_1=0.61$ ， $C_2=12$ 。

2.7 计算方法

计算方法采用任意拉格朗日-欧拉法（简称 ALE 方法）。ALE 方法空间域划分的网格单元为非对称的任意六面体，速度矢量定义在单元的顶点上，热力学量 $Q(P, Q, T, I)$ 定义在单元的中心上，其差分网格可按规定速度运动。当网格按当地流体速度运动时，计算采用拉格朗日方式；当网格固定不动时，计算采用欧拉方式。

而气相控制方程在空间上的差分过程通过对控制方程在单元体积上积分来实现，除了在周向上采用隐式差分外，其它方向都采用显式差分。积分过程中，被积函数在积分域上是假定均匀一致的。时间导数项的积分转换为积分的时间导数，散度项和梯度项的体积积分通过散度理论转化为面积积分。时间上的差分通过将连续时间分成一系列离散时间 t_n ($n=0, 1, 2, \dots$) 来实现。时间间隔 $t_n = t_{n+1} - t_n$ 为时间步长， n 为循环数。每一个时间步长的计算分为 A, B, C 三个阶段，用来兼顾欧拉和拉格朗日两种计算方式。A, B 阶段是欧拉计算，即不考虑对流项，网格暂时保持不动。A 阶段计算出方程中的扩散项和源项；B 阶段通过隐式迭代过程求出压力在本时刻的新值。C 阶段为拉格朗日计算，即把各网格点按规定的速度（由活塞的运动规律确定）移动到新的位置，同时计算穿越界面的对流通量^[12,49]。

2.8 本章小结

用商用 CFD 软件 AVL-FIRE 建立了 CA6DE1-21 柴油机的三维数值模拟平台，用 CATIA 建立柴油机燃烧室的几何模型，导入 FIRE 中进行网格划分，并确定了数值模拟模型及具体参数。对其进行了用于计算的网格划分，确定了数值模拟模型及边界条件，用于混合气形成和燃烧过程的模拟。

3 燃烧室结构对流场特性影响分析

柴油机气缸内的气流运动特性直接影响着混合气的形成和燃烧过程,因此,对柴油机的性能和排放具有很大的影响。随着排放法规及节能要求的日趋严格,车用柴油机燃烧室已向缩口型、直喷化方向发展。对于缩口型燃烧室,即使是同一种类型,由于其燃烧室的具体结构尺寸不同,也会导致燃烧室内气流特性存在很大差别,直接影响着燃烧室内气流特性的匹配,即混合气形成与燃烧情况。因此,研究燃烧室不同结构尺寸对气流运动特性的影响非常重要。

为了分析缩口型燃烧室不同结构尺寸对燃烧室内气流运动特性的影响,本文对三种不同结构型式的燃烧室进行了模拟计算分析(燃烧室模型图见第二章)。计算工况选择柴油机的最大扭矩转速(1600r/min)全负荷工况。

以下章节中出现的纵向剖面图的位置均为通过喷油器中心线的竖直剖面,此剖面把喷油器分成对称的两束油束。如无特殊说明,其中 TDC 为压缩上止点,计算过程范围从 245° CA 到 440° CA。喷射提前角为上止点前 5° CA,喷射过程范围从 355° CA 到 390° CA;采用单次喷射,喷射规律如图 4-1 所示。后处理分析范围从 330° CA 到 420° CA。组图中燃烧室排列顺序为:直口 ω 型、缩口 ω I 型和缩口 ω II 型。

3.1 燃烧室形状对缸内混合气形成的影响

气缸内工质的速度场、温度场、浓度场和 NO 生成量等物理量的分布变化规律及随曲轴转角变化规律,对直喷发动机火焰核心的稳定形成及火焰传播具有决定性作用。下面通过对不同曲轴转角下,典型燃烧室空间断面上物理量的分布,研究它们对缸内混合气形成过程的影响。图中颜色条的最大和最小值表示当前曲轴转角下缸内相应物理量的最大和最小值。

3.1.1 缸内气体流动分析

图 3-1 表示不同曲轴转角下缸内进气的流线和速度分布图。可以看出,在压缩过程初始阶段,缸内的空气运动主要受活塞上行的影响,运动方向呈较强的一致性,数值上随着与活塞顶面距离的减小,先增加后降低。由于活塞不断上行,使得燃烧室内产生压力梯度分布,导致了燃烧室内气流的运动。燃烧室

挤流区内的空气流向燃烧室凹坑，带动本来存在于燃烧室凹坑内的空气向燃烧室外运动。以燃烧室的右侧凹坑为例，当挤流区的空气流向燃烧室凹坑时，一部分气流受到燃烧室形状的影响，没能直接流进燃烧室凹坑，而是先流向凸台的倾斜面，之后顺着凸台的倾斜面流进燃烧室的凹坑。这样就在燃烧室内形成了绕右侧缩口处的逆时针方向气流运动。在凹坑底部圆形结构的作用下，形成了沿凹坑底部逆时针方向的气流运动，产生了较大的涡流。而小部分流向气缸中心的气流与凸台表面部分向上的气流在运动过程中相遇，由于在相遇的区域内气流速度方向的不同，故形成了顺时针反向涡流。但壁面引导的逆时针涡流

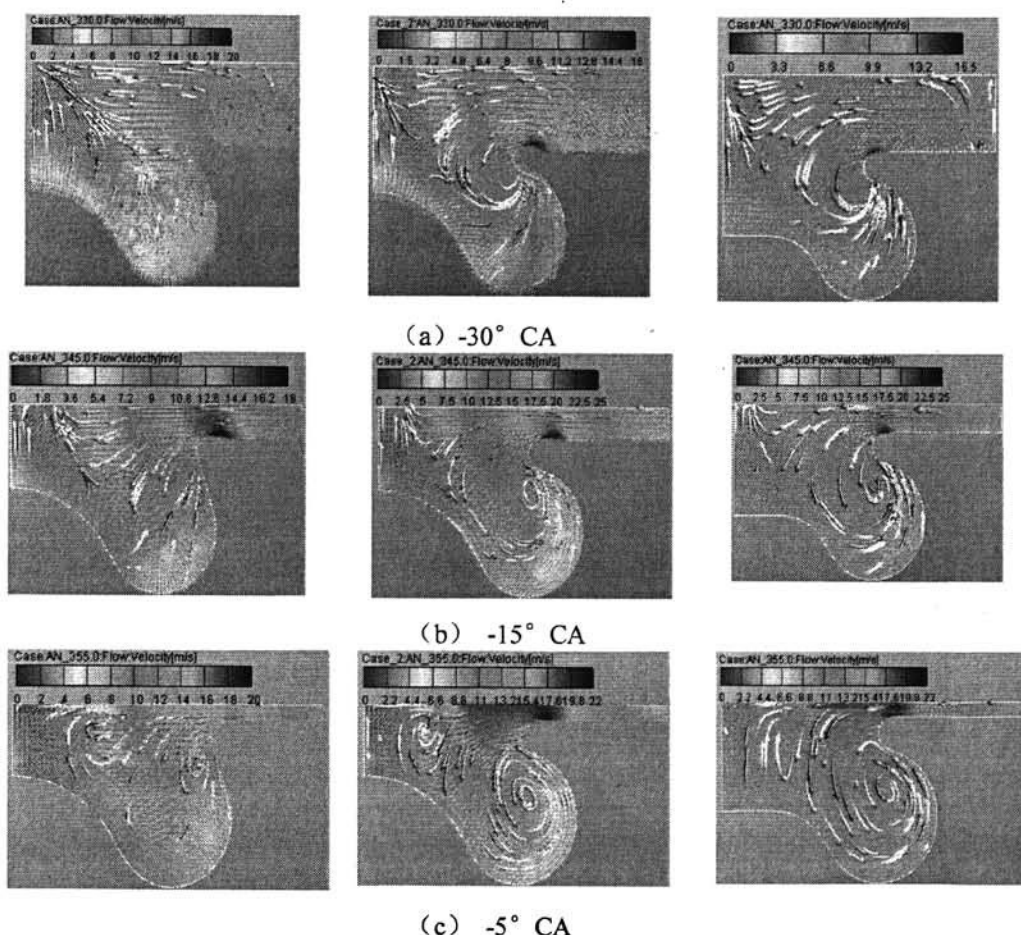


Fig.3-1 Comparison of characteristics of air movement in compression stroke

图 3-1 压缩行程中燃烧室内气流运动特性比较

呈主导作用。在燃烧室中心与凸台顶部向上的位置气流相互混合，由于流动方

向一致，形成较强的湍流。因此采用具有凸台形状的燃烧室可以在缸内形成较强的湍流，从而促进混合气迅速燃烧。

直口 ω 型燃烧室由于结构上存在底部凸台及底部的过渡圆弧，产生凸台过渡圆弧的导流作用，中央和底部区域都会产生涡流。虽然三种燃烧室的气体运动情况类似，但是涡流的强弱有一定的差异，收口程度对挤流强度的影响很大。直口燃烧室由于不存在缩口，挤流作用相对于其它燃烧室来说较小，因此形成的涡流较弱，尤其是底部的涡流，不但涡流强度较小，而且涡流中心位置远离凹坑中心。缩口燃烧室的收口度比较大，使其挤气面积增大，因此产生了强烈的挤流，能具有较长的涡流持续期，底部的涡流更明显，涡流也更强。

由于缩口作用，在缩口 ω 型燃烧室内，挤流强度要优于直口型燃烧室，同时由于大的过渡圆弧的存在，更易形成较强的涡流。II型和I型不同之处在于，燃烧室凸台顶部是平台，在挤流进入燃烧室时刻，凸台壁面导流效果不明显，不能形成有效的逆时针涡流。当由挤流区挤入的气体到达凸台顶部，将改变流动方向，即一部分气体流向凸台的上方，和平台向上的气流相遇，由于速度矢量相反，冲撞后流速变慢；而另一部分气体沿着凸台壁向涡流形燃烧室内流动，形成较强的逆时针方向涡流，从而使得气流在整个燃烧室区域内的涡流强度都比较大。而I型燃烧室在压缩过程中，当挤流区的气流流进双涡流型燃烧室区时，由于受到中央凸起部斜面的影响，在右侧双涡流区产生绕缩口点的逆时针方向涡流，在压缩上止点，在斜面和挤流区的作用下，在燃烧室空间形成反向的双涡流。这种反向双涡流，能使大部分空气保留在燃烧室双涡流区，促进燃烧室内的气流运动。直喷式柴油机的燃油直接喷入燃烧室，所以燃烧室内的涡流强度对于混合气的形成有很大的影响，涡流强度越大混合气形成的质量就越好，也就越有利于柴油机的燃油的完全燃烧，从而可以增加功率、降低排放。

图3-2所示为膨胀行程气流运动的对比图。同样，三种燃烧室有一定的相似之处。首先，从气流的运动方向上看，由于喷雾带有很高的动能，使得气流的运动受到影响。其中，在喷雾覆盖的区域，气流运动方向与喷雾的方向一致；在初期油雾动能相对较低，只能对凹坑底部涡流产生增强作用，加强涡流强度。随着喷雾的进行，当喷雾油束喷入燃烧室凹坑内后，由于惯性作用和凹坑的形状，在凹坑内形成了大范围的挤流运动。同时可看到，在喷雾的冲击下，喷雾

区域内所有气流都向两侧运动，造成喷雾周围的低压区，使得一部分气体流向此区域，在喷雾的周围形成逆喷雾方向的气流运动，有利于混合气的形成。

直口 ω 型燃烧室在压缩过程形成的气流运动较弱，在喷油初期，喷入燃烧

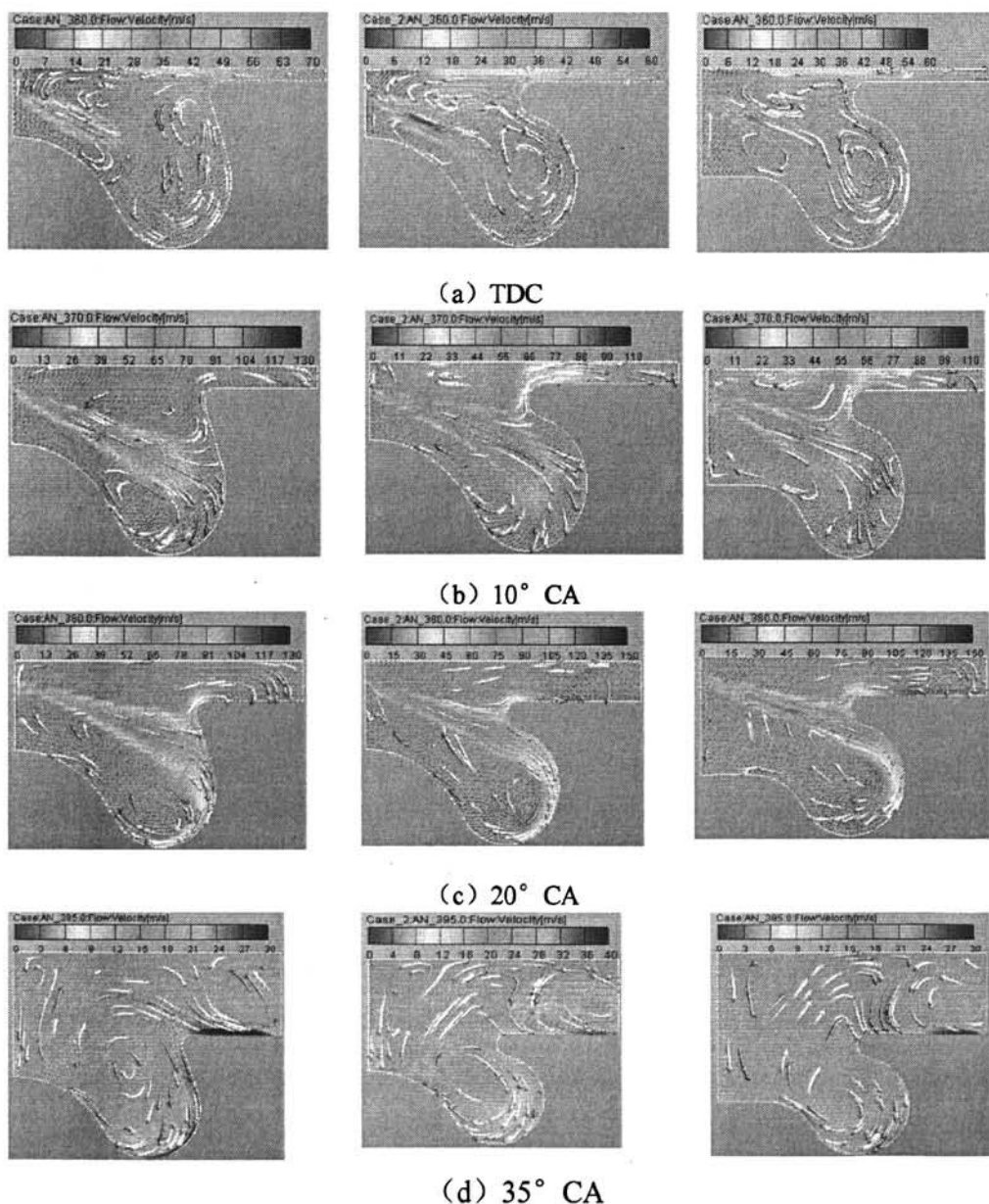


Fig.3-2 Comparison of characteristics of air movement in expansion stroke

图 3-2 膨胀行程中燃烧室内气流运动特性比较

室内的油量少, 喷注所带的动能还不是很大, 使得喷注和空气之间的渗透不充分。当喷注的动能全部释放时, 可以看到, 由于缩口燃烧室内缩口处的高度较低, 使得喷注喷入燃烧室时, 相对于燃烧室的位置不合理, 有一部分燃油喷到了缩口处的壁面上。而直口的燃烧室, 其缩口处的高度更高, 油束则直接都喷到了凹坑的内部, 受到的阻碍更小, 使得其速度沿凹坑底部壁面传递的更远。在喷雾结束后, 由于没有缩口作用, 使形成的涡流中心位置更高, 燃烧室内气体易于向缸内扩散, 在缸内形成强涡流。

缩口 ω I 型燃烧室在喷雾初期, 双涡流区内的空气向挤流区、燃烧室凸台上方区域流动, 在缩口上部一部分气流发展成为涡流; 同时另一部分气流以中央凸起平面与斜面交接部为中心形成涡流; 凹坑底部的涡流由于喷雾的加入, 有所加强, 对油气的混合有好处。随着喷雾动能的增加, 在圆形底部和凸台导流的作用下, 形成以凹坑中心为中心的顺时针方向的涡旋运动。与此相比较, II 型燃烧室在上止点后 20° CA 的膨胀过程中, 在无凸台斜面导流的作用下, 凹坑底部气流向燃烧室中心移动, 流出时的旋转半径增大。随着活塞的下移, 燃烧室凹坑内气流涡流半径加大, 使涡流强度下降较快, 不利于后期的扩散燃烧。由此可见, 由于燃烧室形状的不同在燃烧室内形成的气流运动状态不同, 造成围绕喷射油束的空气流动状态不同, 所以将直接影响混合气的形成质量。

3.1.2 缸内混合气湍流动能变化规律分析

燃烧室形状对缸内湍流动能场的变化历程有较大的影响。较为理想的变化历程应为: 着火时湍流动能较小, 有利于形成稳定的火核; 随后湍流动能应该逐渐增大, 以利于加快火焰传播速度, 提高燃烧热效率; 在燃烧后期仍保持较高的湍流动能, 使缸内混合气燃烧得较为彻底。

在进气冲程和压缩冲程初期, 燃烧室形状对燃烧室内湍流动能的影响如下图 3-3 所示。直口燃烧室和缩口燃烧室有较大区别, 直口燃烧室由于无缩口作用, 气流速度较低, 湍流动能分布更多取决于凸台的导流作用, 使得燃烧室中心处动能最高。缩口燃烧室在缩口作用下湍流动能中心更偏向与凹坑口处, 并且范围较大, 动能较高。随着曲轴转角不断增大, 活塞向上移动, 气缸容积减小, 燃烧室内湍流动能都降低, 形状被压缩, 但位置基本保持不变。

图 3-4 所示为膨胀过程中燃烧室内湍流动能变化。从图可见，在喷油持续期内，由于高压喷射燃油的作用，气缸内混合气的湍流动能明显升高，流动速度值大的区域如油束附近，湍流动能值最大。喷油初期，与油束附近相比，燃烧室内的大部分区域湍流值较小。随着活塞的下行，油束与空气的进一步混合，湍流动能大的区域随曲轴转角增加从燃烧室底部逐渐向外、向上扩散，在燃烧室壁面附近仍具有较高的湍流动能。一般情况下，燃烧室的壁面温度较低，

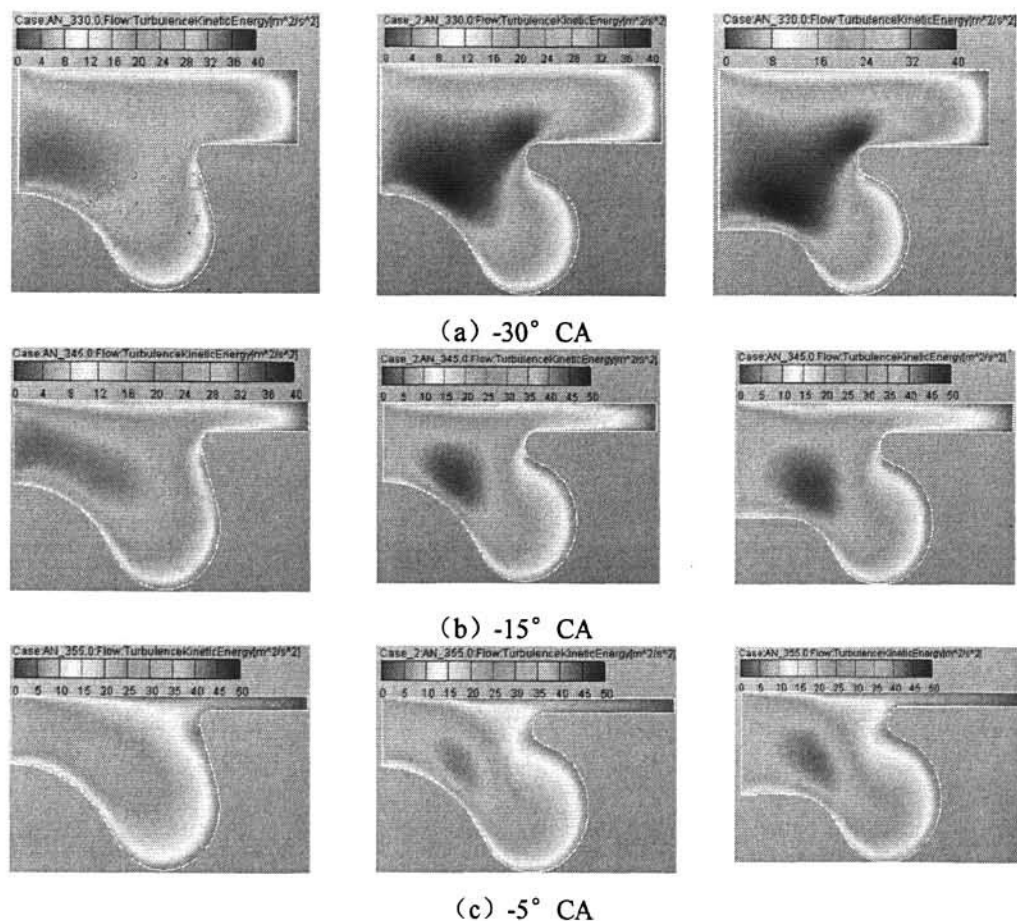


Fig.3-3 Comparison of changes in turbulent kinetic energy in compression stroke

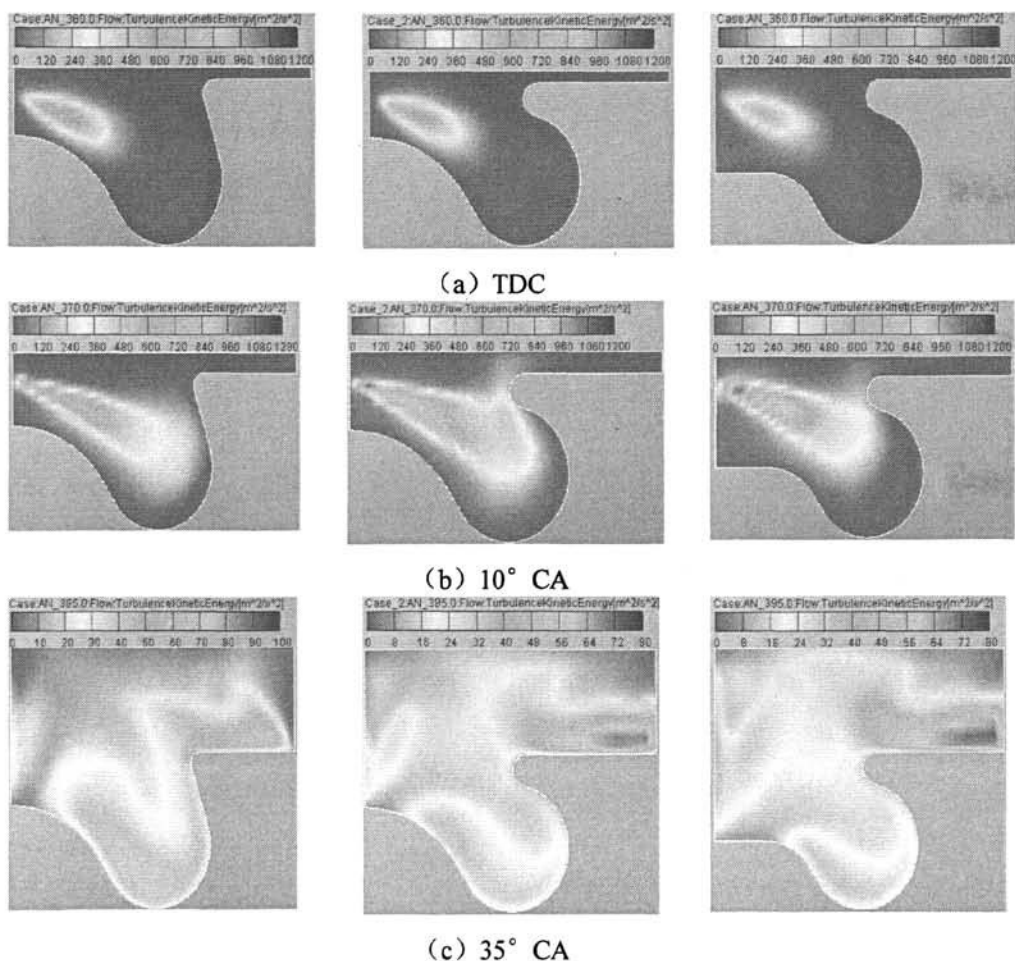
图 3-3 压缩过程中燃烧室内湍流动能变化比较

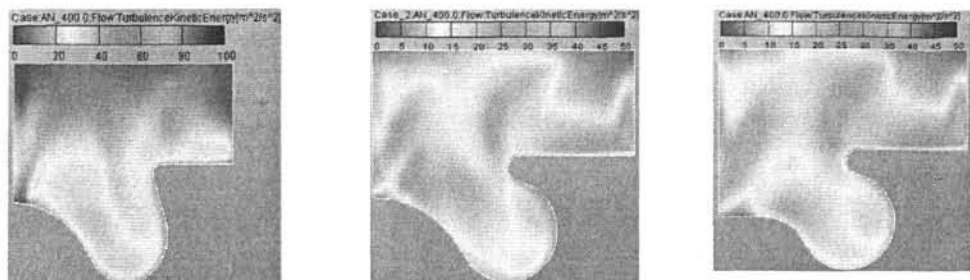
不利于混合气的燃烧，而壁面处具有强湍流分布可以很好地改善这一缺点，大大提高了燃烧室壁面附近燃油和空气的混合质量。

到燃烧期，受活塞下行运动和燃烧的共同影响，燃烧室内的湍流动能呈无

序状态。此时高的湍流动能值有利于加快火焰传播速度，提高燃烧率。由于缩口燃烧室内的涡流受到缩口的约束很难流出凹坑，对凹坑外的流场影响较小，因此，缩口型燃烧室湍流动能相对较弱；而直口 ω 形燃烧室无缩口控制，故对凹坑旋流的流出没有限制，因而对凹坑外的流场影响较大，有利于提高火焰传播速率，这是直口形燃烧室的优点所在。

从 3-4 图中还可以看出缩口 ω I 型燃烧室内气体湍流动能高的区域较广，分布也较合理，即湍流动能大的区域随曲轴转角的增加从燃烧室底部逐渐向外、向上扩散，在燃烧室壁面附近仍具有较高的湍流动能。这种分布有利于改善燃





(d) 40° CA

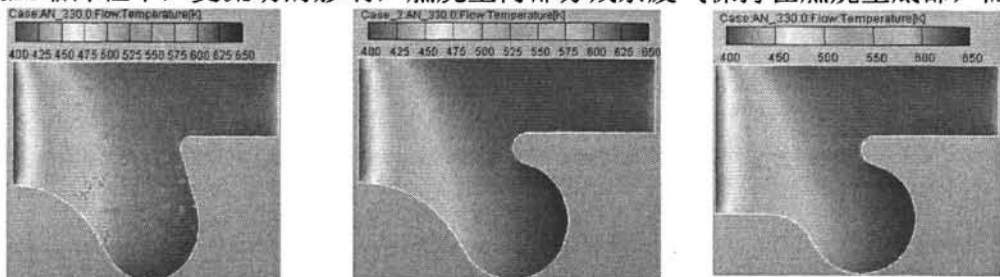
Fig.3-4 Comparison of changes in turbulent kinetic energy in expansion stroke

图 3-4 膨胀过程中燃烧室内湍流动能变化比较

烧室壁面附近燃油和空气的混合质量。除此之外，燃烧室内湍流动能在长时间内仍保持较高的水平，对加强燃烧后期的气流运动，活跃扩散燃烧十分有利。II型燃烧室内气体湍流动能较高的区域分布也较广，但湍流动能的强度较I型燃烧室弱。计算结果表明，凸台的形状不同，燃烧室内的气流运动特性不一样，凸台的形状对燃烧室内气体的流动有很大影响。

3.1.3 缸内温度场变化规律分析

图 3-5 给出了缸内-30° CA—10° CA 的温度场空间分布变化规律。在进气及压缩冲程中，受流动的影响，燃烧室内部分残余废气保持在燃烧室底部，而



(a) -30° CA



(b) -15° CA

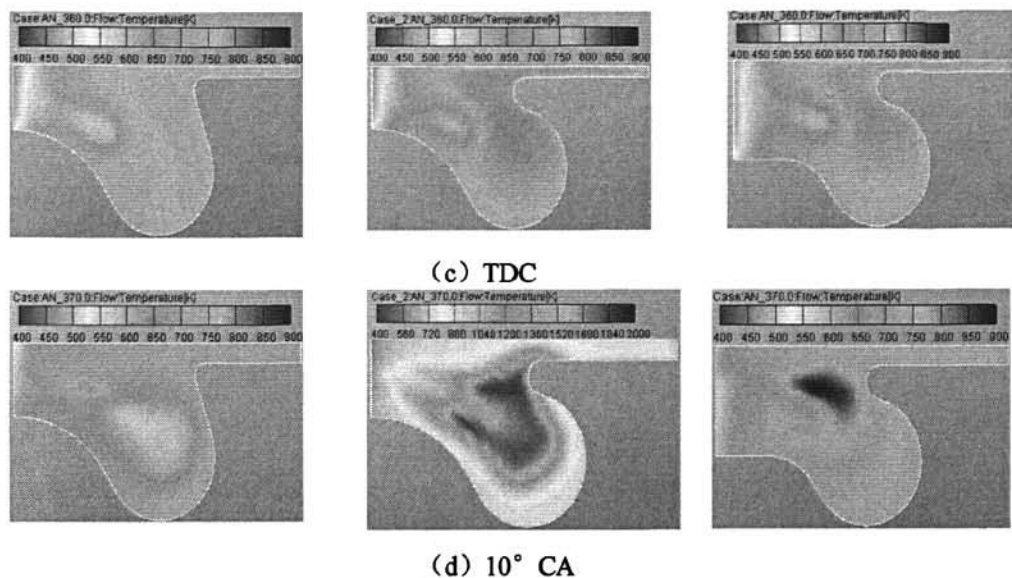
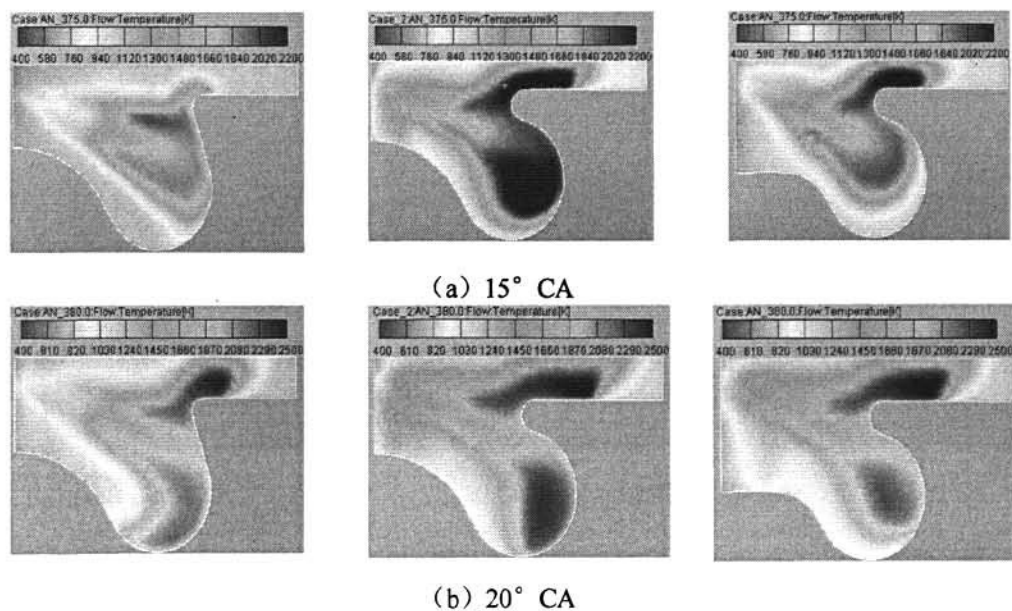


Fig.3-5 Comparison of temperature changes before fire in combustion chamber

图 3-5 着火前燃烧室内温度变化规律比较

随着压缩过程的进行，缸内温度升高，并且高温区逐渐向燃烧室的凹坑内发展。



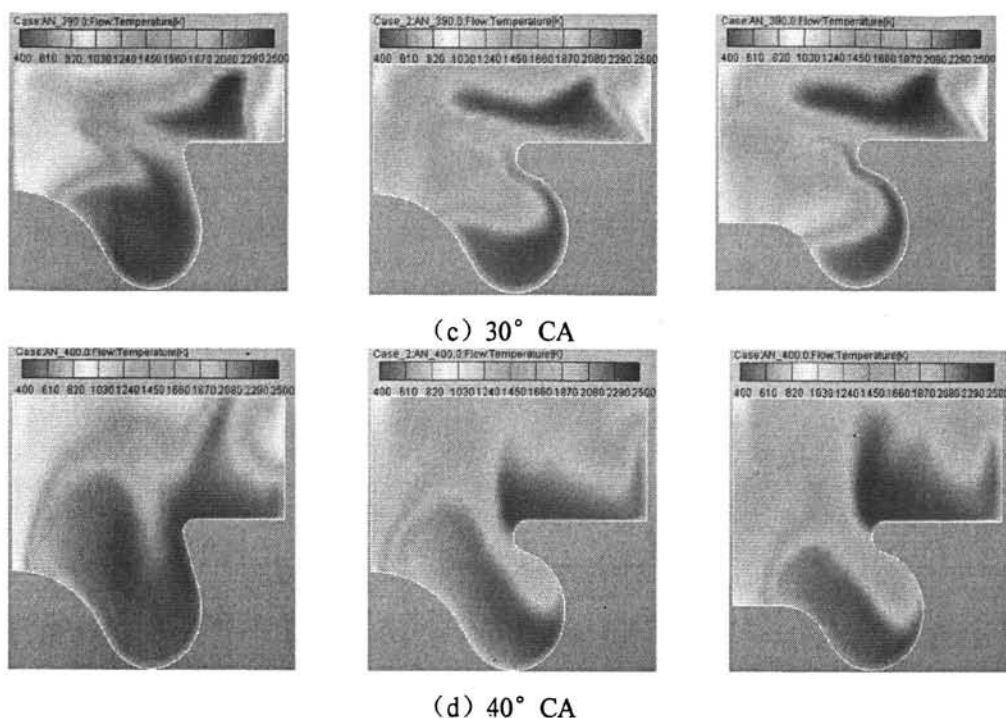


Fig.3-6 Comparison of temperature changes after fire in combustion chamber

图 3-6 着火后燃烧室内温度变化规律比较

受缸内气体涡流的影响，温度也出现分层现象，即燃烧室底部的气体温度高。

三种燃烧室在压缩行程初期，缸内温度分布差异不大，燃烧室内略有不同。直口 ω 型燃烧室由于涡流较弱，燃烧室内温度较低，但温差并不明显。在三种燃烧室中，缩口 ω I型燃烧室由于挤流和涡流强度较大，温度相对较高。

喷油初期，在着火延迟期内，喷入气缸的燃油经历一系列的物理、化学变化过程，包括燃料的雾化、加热、蒸发、扩散与空气混合等物理准备阶段以及着火前的化学反应准备阶段。如图 3-5 (c) 所示，在喷雾油束处，燃油浓度较大，雾化吸热使得该区域的温度有所降低。由前面分析可知，缩口 ω I型燃烧室气流强度较强，温度也相对大些，容易首先形成着火区。直口燃烧室在 370° CA 曲轴转角时，刚形成火核。缩口 ω I型在 370° CA 曲轴转角时，已经大面积扩散燃烧，缸内燃料质量下降相对较快，因此在燃烧初期，缸内最高温度高，高温区域大，燃烧室最高温度已经达到 2000 度；而 II 型燃烧室刚开始燃烧，温度在 1000 度左右。

膨胀过程中，随着油气的进一步混合，燃烧进入扩散燃烧阶段，缸内高温

区域进一步扩大, 燃烧受缸内气体纵向涡流的影响, 温度也出现分区现象, 即燃烧室缩口区域和涡流区域的气体温度最高, 如图 3-6 (a) 所示, 最高温度达 2200K。随着燃烧过程的进行, 燃烧室内高温区从火核附近向燃烧室凹坑内和挤流区发展, 这在一定意义上反映了燃烧的进程。缸内温度场的分布与变化趋势与混合气浓度的变化趋势相对应, 即混合气浓度下降较快的区域为高温区, 最高温度达到 2500K。

直口 ω 形燃烧室燃烧开始比较晚, 缸内燃料质量下降相对较慢, 因此在燃烧初期, 缸内最高温度较低, 高温区域也不如缩口燃烧室大。在急燃期内, 火焰已形成, 直口燃烧室无缩口作用有利于加速火焰传播, 因此燃烧室缸内混合气燃烧速率加快, 缸内温度急剧升高。如图 3-6 (c) 所示, 到上止点后 30° CA 时, 各个燃烧室缸内平均温度基本相同, 但是缸内最高温度和高温区域略有不同。缩口形燃烧室由于缩口形状的限制, 燃烧室对缸内燃烧影响较小, 使得燃烧区域主要分布在燃烧室底部和燃烧室缩口附近, 此现象表明: 由于缩口处气流运动最剧烈, 湍流动能最高, 混合气燃烧得最好。

3.1.4 缸内浓度场变化规律分析

图 3-7 是喷雾时刻燃烧室内, 气体浓度场空间分布的变化规律。由图中可以看出, 进气压缩过程中缸内浓度基本不变化, 这主要是在喷雾开始前缸内无工质造成的。喷油初期, 从开始喷油到上止点前这一段时间, 燃烧室内油束附近混合气浓度较大。膨胀行程中, 混合气进一步混合, 整个燃烧室的混合气逐渐变浓, 其中燃烧室的底部和缩口处浓度最大。从前面分析的速度场可知, 由于燃烧室中央凸台和缩口的作用, 在燃烧室的底部和斜面处都产生了很强的涡流。燃烧室内的涡流强度对于混合气的形成有很大的影响, 涡流强度越大混合气形成的质量就越好, 也就越有利于燃油完全燃烧。



(a) -5° CA

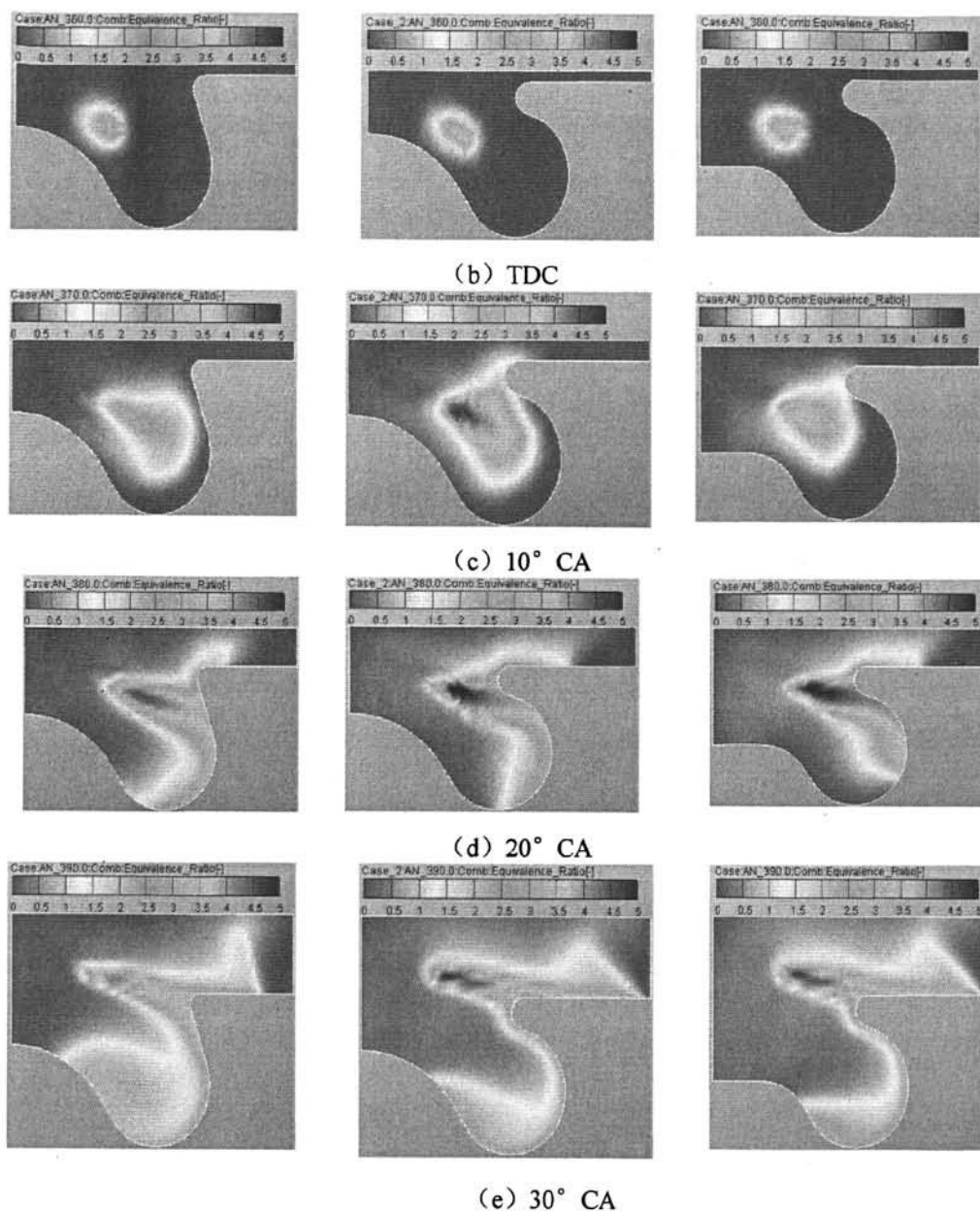


Fig.3-7 Changes of mixture concentration distribution in spray process

图 3-7 喷雾过程中缸内混合气浓度分布变化图

直口 ω 型燃烧室由于涡流较弱,且扩散作用明显,整个浓度场分布较均匀。燃烧室底部和凸台壁面浓度相对较大;缩口 ω I型和II型具有相似的燃烧室结构,混合气在在燃烧室内浓度分布也基本相似,但I型由于凸台导流效果,形成的涡流更强,使得燃烧室内部浓度更大,分布区域也更广。

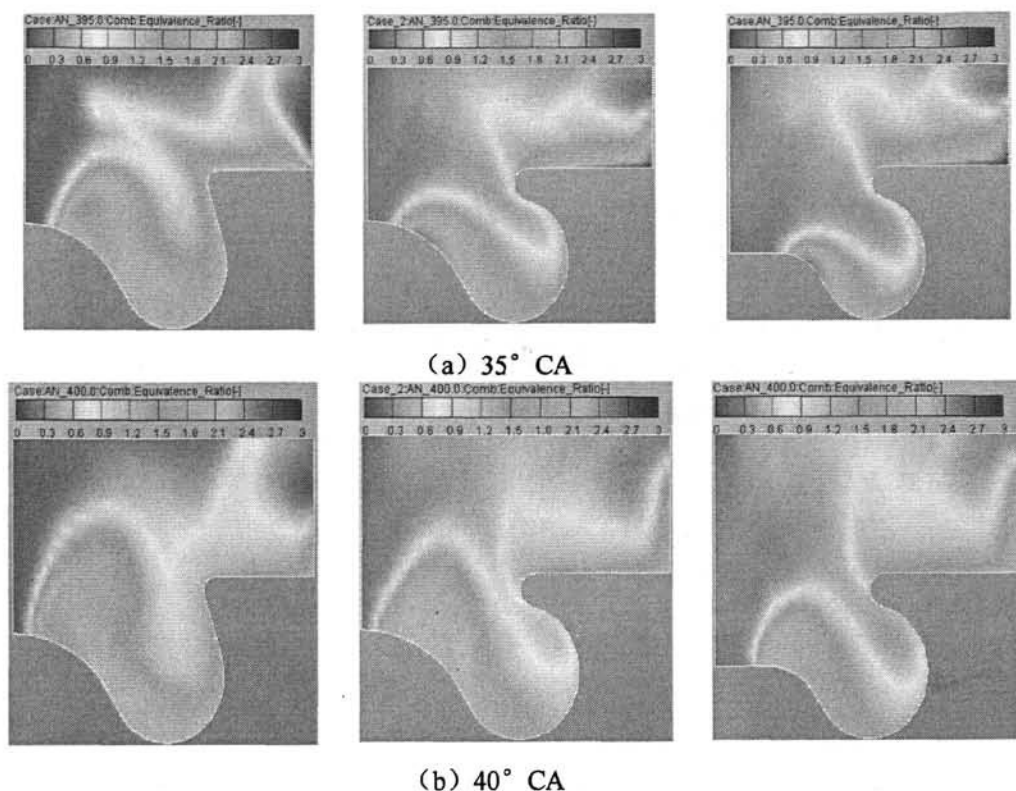


Fig.3-8 Changes of mixture concentration distribution after spray

图 3-8 喷雾结束缸内混合气浓度分布变化图

图 3-8 所示为喷雾结束时缸内混合气浓度分布变化。根据上面温度场的分析可知，缩口比直口燃烧室更早燃烧，缸内浓度下降的也更早更快，使得在喷雾结束后直口燃烧室内浓度明显较大。由上面速度场分析，直口型燃烧室的凸台导流效应和无缩口约束，在喷雾结束后，燃烧室向缸内扩散效果更明显，使缸内浓度分布区域较广，促进缸内燃烧。

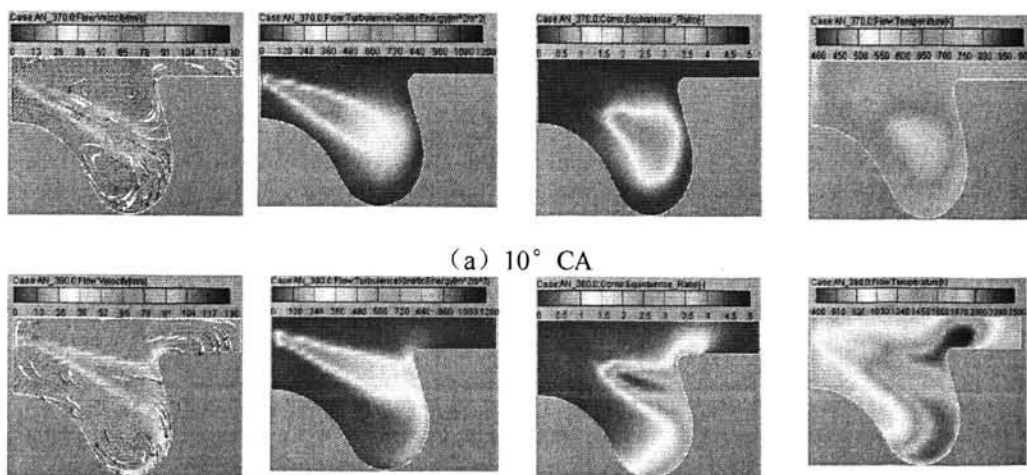
3.2 燃烧室形状对燃烧过程的影响

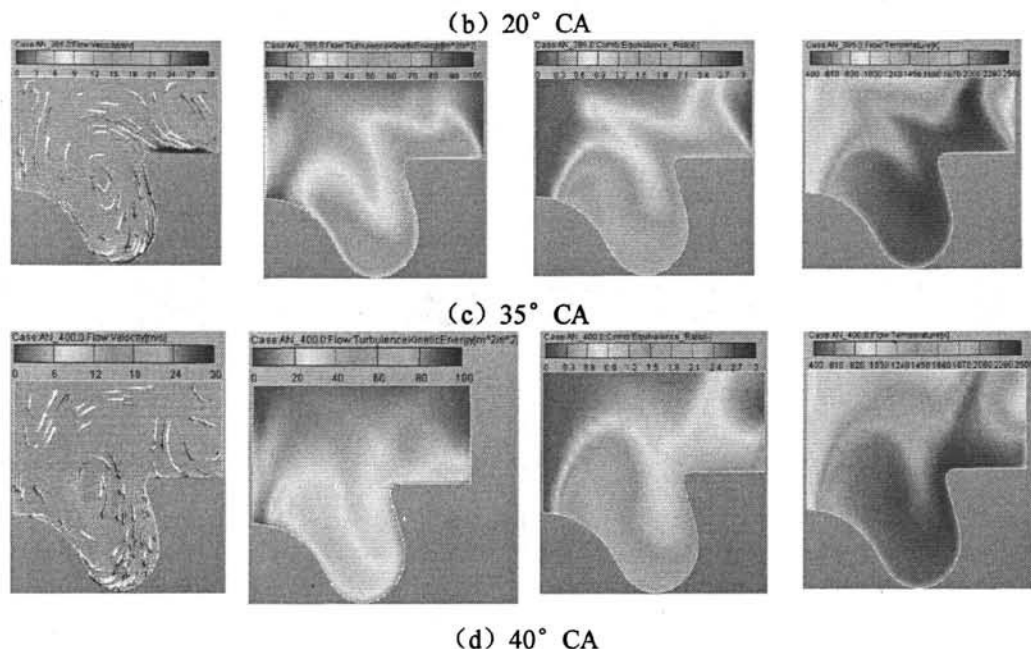
燃烧室形状对燃烧过程有显著影响，主要是湍流动能场分布差异所致。燃烧室形状应有助于形成这样的湍流变化历程：着火时刻湍流动能较小，有利于形成稳定的火焰；随后湍流动能逐渐增加，在急燃期内达到峰值，以利于加速火焰传播，提高燃烧热效率；在燃烧后期仍保持较高的湍流动能，使缸内混合气燃烧得更加彻底。

缸内涡流运动对火焰传播速度的影响效果是非常显著的,缸内的气流运动将火焰中心吹向气流下风的混合气,缸内顺气流侧的火焰传播距离较逆气流侧要大很多。因此火焰中心运动方向与缸内的涡流运动方向相同,在径向截面上均为逆时针方向。燃烧过程中,由于燃烧的膨胀作用,焰前气体受到压缩,对于顺气流侧的混合气来说,可以提高气体的传播速度促进燃烧;对于逆气流侧燃烧膨胀作用,由于受到涡流运动的削弱,导致燃烧速度降低。

3.2.1 直口 ω 型燃烧室燃烧过程分析

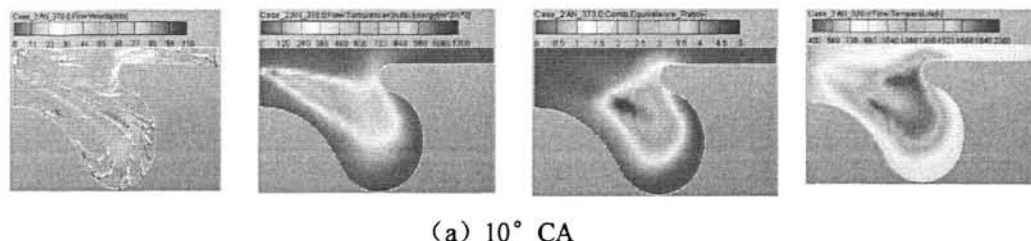
如图 3-9 所示,在每组图中排列顺序为:速度场、湍流动能场、浓度场和温度场。在燃烧初期,着火点位于湍动能较小的油束上方,从上止点后 10° CA 曲轴转角混合气流动和湍动能分布图可以看出,油束上方缩口左侧区域速度比较稳定、湍能较低;从浓度和温度分布图可知,此处也达到着火条件。在急燃期,虽然直口 ω 型燃烧室内的湍流动能远小于其它燃烧室,但由于结构上存在底部凸台及缩口高度优势,产生了导流作用,底部的涡流运动强烈,因此燃烧室内混合气燃烧充分。而直口燃烧室扩散作用明显,气流速度高,能够把过多的混合气带到挤流区,造成更多的混合气在挤流区燃烧,同时由于气体都流向挤流区,燃烧室内的气流的涡流强度很快降下来,涡流的保持性很差,不利于扩散燃烧。后燃期,由于直口 ω 型燃烧室涡流保持性较差,混合气形成速率下降,使后燃期过长。



Fig.3-9 Combustion process in ω combustion chamber of direct mouth-type图 3-9 直口 ω 型燃烧室燃烧过程

3.2.2 缩口 ω 型燃烧室燃烧过程分析

混合气在膨胀过程中形成了新的压力梯度分布,也产生了新的气流分布。从图 3-10 速度场变化可看到,燃烧室中仍然保有喷雾过程中形成的顺时针方向涡流,高压气流从凹坑中流出后,一部分气流流入挤流区,说明缩口的形状可使空气在燃烧室中长时间保持旋转,直到膨胀冲程时仍在旋转,有助于促进燃烧。缩口形燃烧室的缸内湍流动能值与燃烧室内湍流动能值相差较大。这是由于燃烧室内涡流受到缩口的约束很难流出凹坑,对凹坑外的流场影响较小,因此两者差别很大。



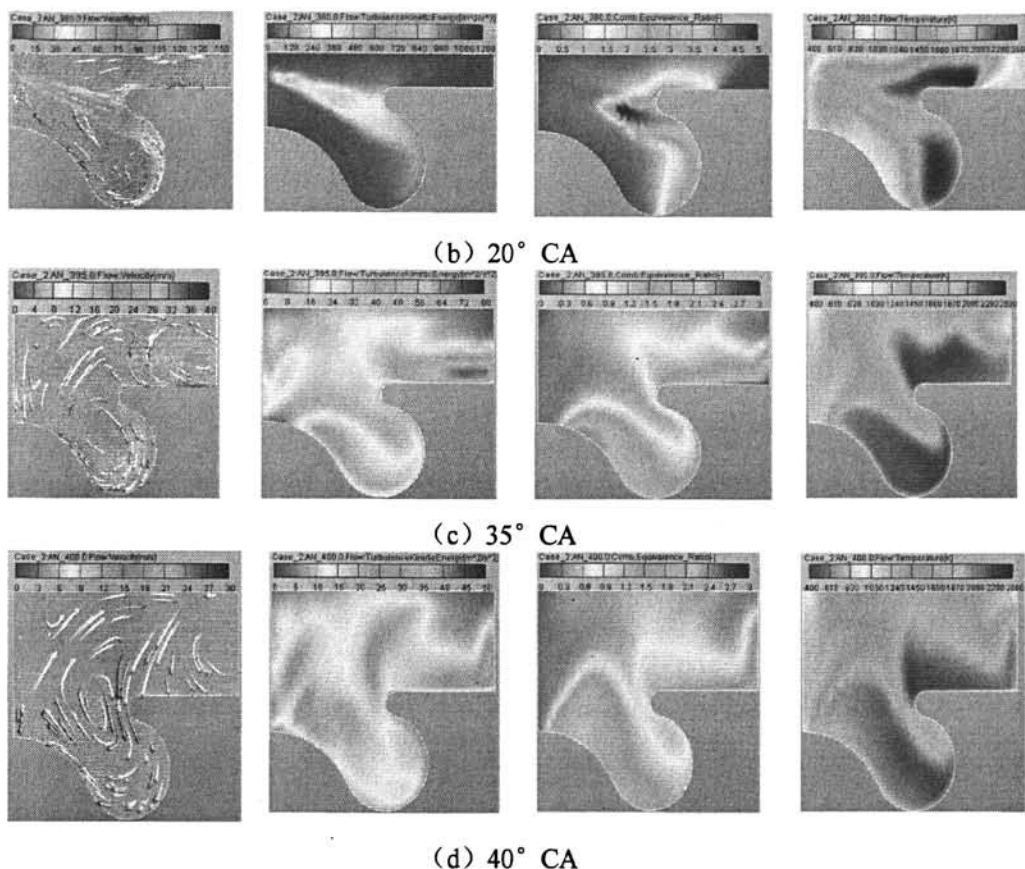


Fig.3-10 Combustion process in ω combustion chamber of necking I-type

图 3-10 缩口 ω I 型燃烧室燃烧过程

图 3-10 是燃烧室燃烧过程分析图。在燃烧初期，由于凸台和缩口的存在，使得压缩后期缸内温度相对较高，着火时刻较早，在上止点后 10° CA 已经进行扩散燃烧。着火区域位于燃烧室缩口处，从速度和温度分布图可知火焰封面沿着喷雾旋转方向向凹坑底部发展。在急燃期，缩口 ω I 型燃烧室内的湍流动能大于其它燃烧室，并且涡流中心位于燃烧室底部，涡流运动强烈，因此燃烧室内混合气燃烧较充分。但由于缩口限制扩散作用明显，混合气不易流到挤流区，造成较少混合气在挤流区燃烧。后燃期，I 型燃烧室由于燃烧室底部中央凸台的作用，活塞下行时，从燃烧室内流出的气体，一部分流向了凸台的上方，一部分流向了挤流区，这就在一定程度上限制了气体流向挤流区的速度，同时也使得燃烧室内的涡流速度不至于很快的降低，使燃烧室的涡流保持性加强，有利于柴油机的扩散燃烧、燃油的完全燃烧，从而达到降低油耗和排放的作用。

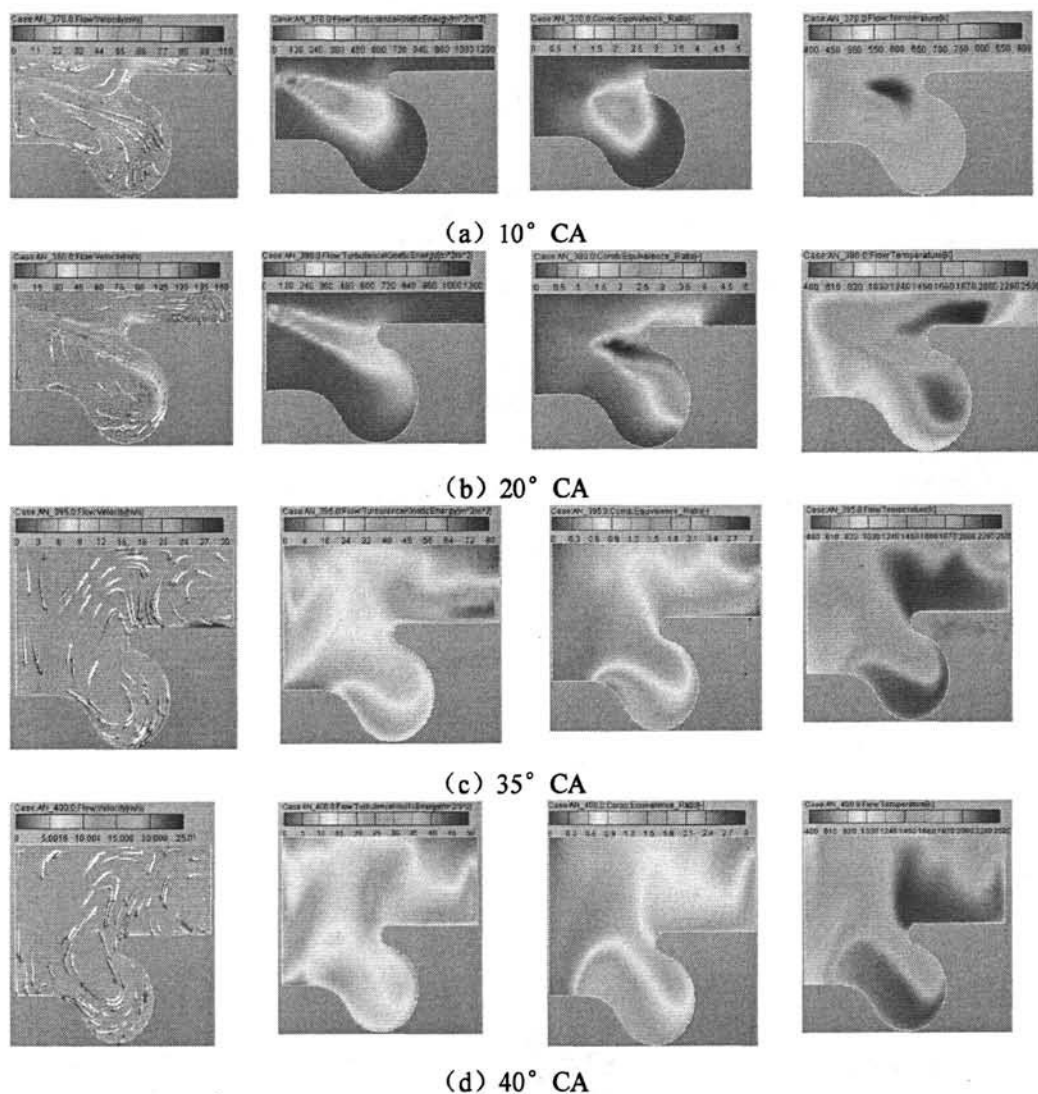
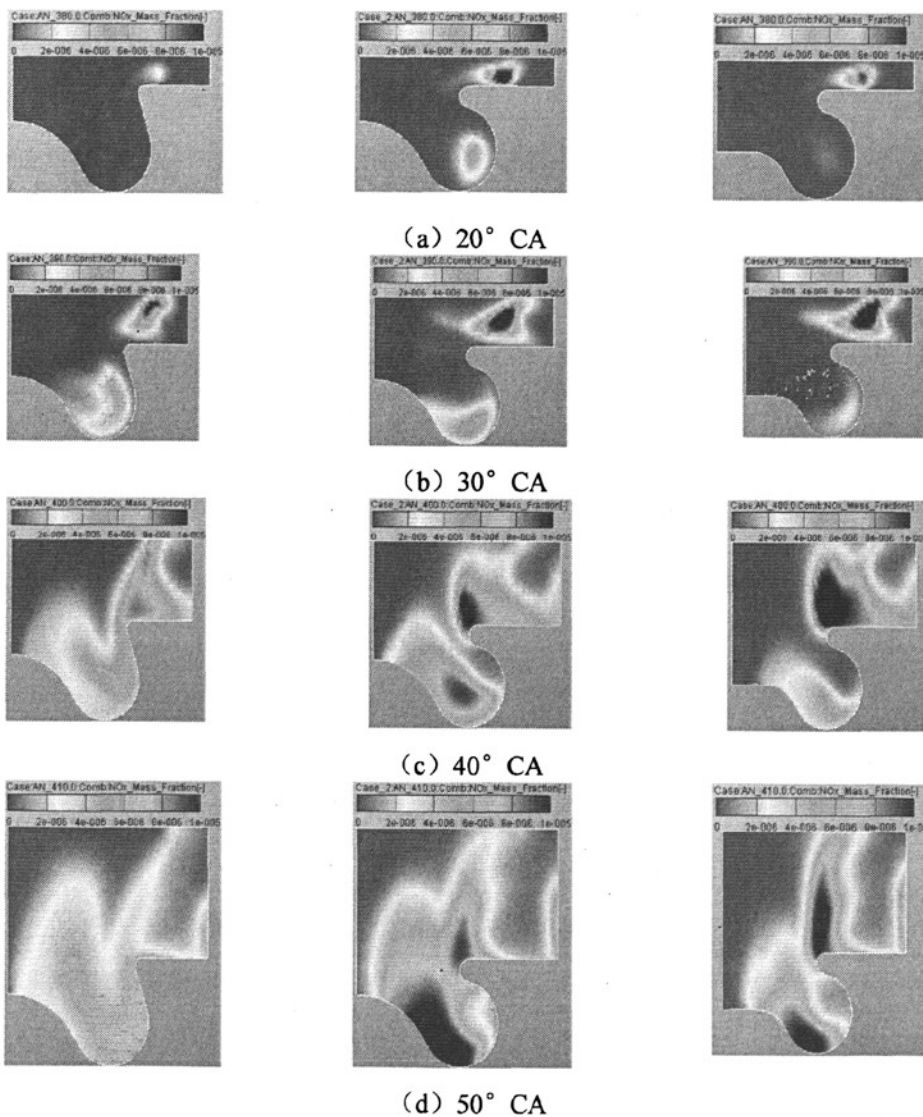
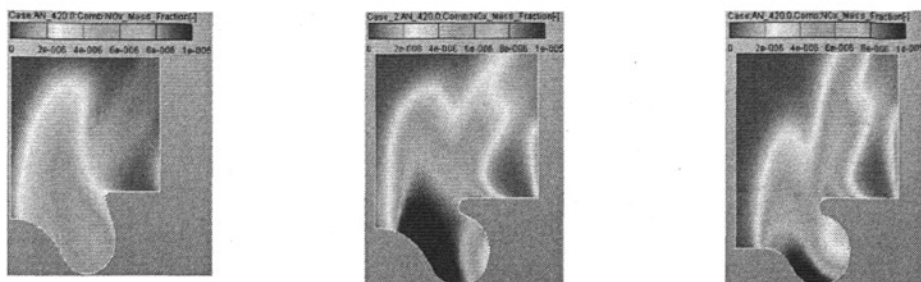
Fig.3-11 Combustion process in ω combustion chamber of necking II-type图 3-11 缩口 ω II 型燃烧室燃烧过程

图 3-11 表示缩口 ω II 型燃烧室燃烧过程。II 型燃烧室和 I 型燃烧室燃烧情况比较相似，不同点在于：着火时刻相对较晚，在 370° CA 曲轴转角时形成燃烧区域。在急燃期，由于燃烧室内涡流强度较弱，燃烧速度较慢。在后燃过程中，由于凸台导流作用较弱，燃烧室内的气流直接流向挤流区，使得燃烧室内的涡流强度下降较快，这说明 II 型燃烧室的涡流保持性较差，不利于柴油机的扩散燃烧。

3.3 NO 排放物生成规律分析

富氧，高温，和氧与 N 在高温中停留的时间长是内燃机缸内燃烧过程中生成 NO 的三要素。图 3-12 为三种燃烧室在 1600r/min、100%负荷工况下，缸内 NO 浓度场随曲轴转角的变化规律。





(e) 60° CA

Fig.3-12 Changes of NO concentration in cylinder

图 3-12 缸内 NO 浓度变化规律

从图中可以得知,随着曲轴转角的变化,燃烧室内温度分布逐步发生变化,NO 的生成区也随之发生变化。在上止点后 10° CA 时,油束末端及周围的温度开始升高,此时 NO 的生成开始增加,大约在 380° CA 时,NO 平均浓度开始迅速增加,直到大约 410° CA 时,NO 生成量基本保持恒定。在膨胀行程中,燃烧产物温度要降低,当废气温度降低到一定值时,NO 浓度会发生“冻结”现象,从图中也可以看出,大约在 410° CA 后,NO 的生成量基本上保持不变,这是由于此时已达到了 NO 的“冻结”温度。值得注意的是:开始时刻余隙内就出现浓度极高的 NO 峰值区域,从温度场分析可知,其原因正是一部分燃油进入余隙并燃烧。因此如果采取适当措施降低这部分 NO 生成量的话,在减少 NO 整体排放量上可能会收到很好的效果。

如图 3-6 和 3-12 为 NO 在燃烧室内的分布及 NO 量变化历程与温度场对应图,图中可以看出:燃烧时刻越早缸内 NO 出现的越早;而在滞燃期内,由于放热率很低,很难达到生成 NO 的高温条件,NO 生成量极小。缩口型燃烧室燃烧开始较早,最先达到 NO 的生成条件,因此在燃烧初期 NO 生成量较高,上止点后 20° CA 凹坑底部已经有 NO 生成,而此时在直口型燃烧室得挤流区内才开始生成 NO。而在急燃期,火焰传播速度加快,温度迅速升高,达 2500K 左右,因此 NO 的生成量迅速增加。缩口形燃烧室的缸内最高温度较高,高温区域最大,NO 生成量高,在燃烧室底部的局部区域其浓度非常高。直口型燃烧室的热损失大,最高温度低于其它燃烧室,缸内温度较均匀,因此 NO 生成量较低。在燃烧后期随着活塞的下移,缸内温度逐渐下降,NO 生成速度减慢,其浓度略有下降,而总质量基本保持不变。

从燃烧开始时 I 型燃烧室的缸内平均温度就略高于 II 型, 直到达到最高平均温度, 故缸内 NO 的浓度为最高; 而 II 型燃烧室燃烧略迟, 平均温度上升的速率大于 I 型, 大约在 390°CA 左右温度达到 I 型燃烧室缸内平均温度。NO 浓度的急速增长区在曲轴转角为 390°CA 到 410°CA 之间, 故 I 型燃烧室形状的缸内的 NO 含量是最高的。

分析 NO 的生成量分布, 可以发现 NO 生成主要分三个阶段:

- (1) 混合燃烧阶段, 扩散火焰进入余隙狭缝中, NO 主要生成于余隙;
- (2) 急燃烧阶段, NO 主要生成于缩口处和燃烧室底部;
- (3) 燃烧后期, NO 主要生成于凸台斜面高温处。

3.4 本章小结

采用三维数值模拟的方法研究了直喷柴油机发动机 CA6DE1-21 不同燃烧室形状缸内混合气形成与燃烧规律。通过对三种燃烧室缸内速度场、湍流动能、温度场、浓度场及 NO 生成量的分布规律进行对比分析, 获得了不同燃烧室缸内混合气形成和燃烧过程的特点以及不同燃烧室形状对它们的分布规律的影响。

1、计算结果表明: 凸台的形状不同, 燃烧室内的气流运动特性不一样, 对燃烧过程的影响也不同, 凸台的形状对燃烧室内气体的流动有很大影响。对于 I 型、II 型燃烧室, I 型燃烧室内的气流运动状态比 II 型燃烧室活跃, 而且在膨胀过程中燃烧室内仍然保持一定强度的涡流运动, 具有一定的涡流强度保持性, 更有利于混合气的形成, 有利于扩散燃烧的进行, 可以降低排放。

2、通过对直口型燃烧室和缩口型燃烧室的对比分析, 可以清楚了解不同燃烧室的特征: 直口型燃烧室在进气压缩期, 对气体的导流效果小, 挤流不明显, 不易形成强度较大的涡流, 使燃烧速率下降。但由于不存在缩口约束, 膨胀燃烧时, 燃烧室气体容易流入气缸, 因而对凹坑外的流场影响较大, 这有利于提高火焰传播速率。缩口型燃烧室由于挤流效果明显, 可以在燃烧室内形成强度较大的涡流, 有利于燃烧扩散; 在膨胀燃烧期, 涡流保持性强, 有利于燃料完全燃烧。

3、直口型燃烧室燃烧开始较晚, 而且燃烧室的热损失大, 最高温度也低于

其它燃烧室，缸内温度较均匀，因此整个过程 NO 生成量较低。缩口型燃烧室燃烧开始较早，先达到 NO 的生成条件，因此在燃烧初期 NO 生成量较高。在燃烧后期由于涡流强度较大，燃烧迅速，温度升高速率快。由于缩口作用使气体向缸内扩散不易，使燃烧室内温度高，NO 生成量较高。

4 喷射规律对流场特性影响分析

喷油规律对柴油机性能具有重要影响，除了最大喷油速率与喷油持续期以外，喷油规律的合理形状也是人们努力追求的目标。人们根据长期在燃料供给系统与柴油机匹配方面的经验，提出了建立喷油规律合理形状的原则：初期喷油率要低，主喷射阶段喷油率应逐步增大，后期喷射率应快速下降（断油干脆）。随着电控喷油技术的发展，可以对喷油规律进行更精确的控制，如：预喷射或先导喷射——在每循环主喷射前，先喷入微小油量，此措施能够减小滞燃期和提提高缸内局部湍流，从而有效降低噪声与 NO_x 排放。本文选取缩口 ω I 型作为燃烧室模型，分别使用两种不同的喷射规律：单次喷射和预喷射对混合气和燃烧过程进行模拟分析，以研究喷射规律对缸内混合气形成和燃烧过程的影响规律。喷射规律如图 4-1 所示^[50]。

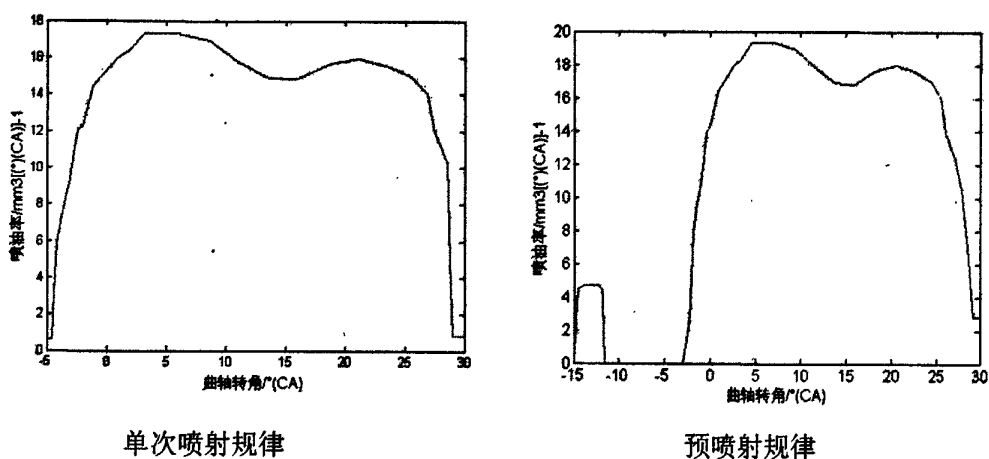


Fig.4-1 Injection law

图 4-1 喷射规律图

单次喷射规律：矩型喷射规律，喷射时刻在上止点前 5°CA 。

预喷射规律：采用二次喷射，预喷在上止点前 15°CA 开始，预喷量 2.0mg/cyc ，喷射间隔期为 10°CA 。

本章出现的对比图中，如无特殊说明，前面为单次喷射，后面为预喷射。

4.1 喷射模拟结果分析

图 4-2 为缩口 ω I 型燃烧室在 1600r/min 、 100% 负荷工况点，分别采用单

次喷射和预喷射喷射规律时, 上止点后 50° CA 缸内 NO 生成量计算结果。

图中给出的缸内 NO 分布表明, 预喷方案的油束喷射规律引起了缸内最终 NO 生成量明显较少, 分布区域也有所改善, 凹坑底部浓度较低。分析认为这是由于预喷射作用, 着火提前, 同时滞燃期缩短, 主喷期的燃油少量减少造成的。模拟计算结果说明了柴油机预喷射所形成的预混合燃烧确实可以减少柴油机的 NO 排放。

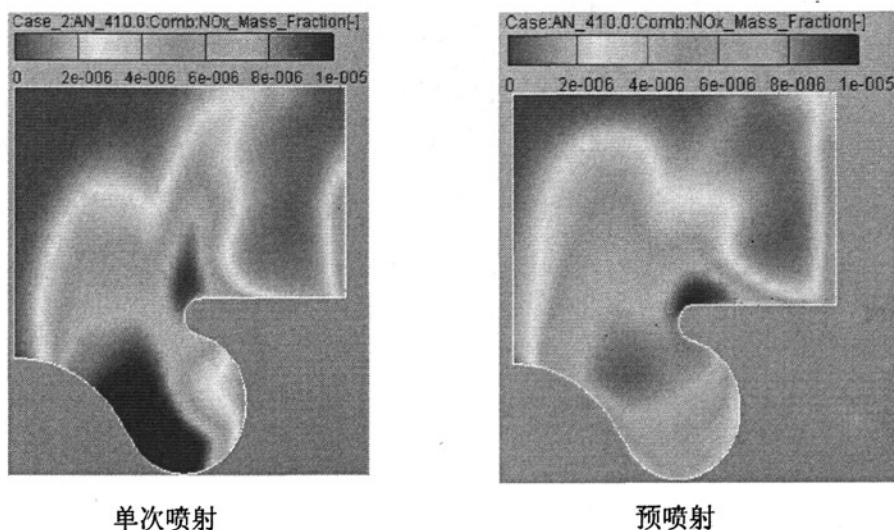


Fig4-2 Distribution of NO generation in different injection law

图 4-2 不同喷射规律缸内 NO 生成量分布

4.2 缸内温度场变化分析

图 4-3 是两种不同喷射规律下温度场的变化比较。两者的喷射起始点和规律不同, 对缸内温度场分布产生了不同的影响。单次喷射在喷雾开始前, 温度分布比较有层次, 在滞燃期内, 喷注燃油温度较低, 在油束中心位置温度较低; 由于雾化吸热, 导致油雾附近区域温度下降。在上止点后 8° CA 左右形成稳定火核。预喷射在上止点前 15° CA 喷入少量燃油进行预混合, 如图 4-3 (a) 所示。在上止点前预喷结束, 预喷燃油已进行微量燃烧, 在预喷雾区域温度上升明显。单次喷射着火时刻在 368° CA 附近, 预喷射着火时刻在 365° CA 附近, 从图 4-3 (d) 可以看出, 在燃烧初期, 由于预喷燃油的预热作用和混合气分布

较广，采用预喷的燃烧室燃烧速率明显加快，温度上升速率也大，高温区域较广。分析图 4-3 (e) 可以发现，急燃期内，单次喷射的燃油量较大，燃烧速率加快，在上止点后 20° CA 达到 2500K 以上，同时缸内高温区域也和预喷相似。对比浓度场还可知，上止点后 40° CA 内，预喷燃烧室内燃油基本燃烧完全；但单次喷射燃烧室在凹坑和凸台边缘处还有部分未燃混合气体，这对之后的 NO 生成有至关重要的影响。这点从上章分析也可知，单次喷射 NO 生成在上止点后 50° CA 才进入“冻结”。

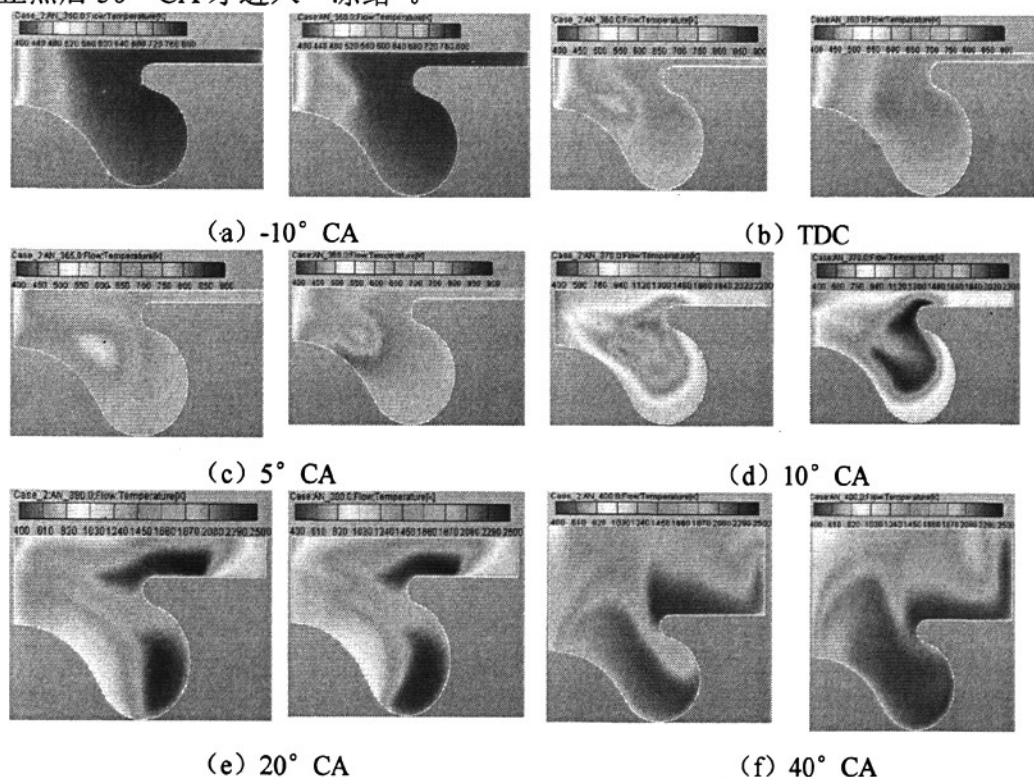


Fig.4-3 Comparison of temperature changes in different injection law

图 4-3 不同喷射规律缸内温度分布变化比较

采用预喷射之后，整个缸内的燃油混合要比没有预喷射时更加均匀。这是由于预喷燃油的燃烧提高了主喷开始时的缸内温度，加速了燃油的蒸发，促进了油气混合。对于柴油机有、无预喷时的缸内温度分布来说，采用预喷射之后，主喷期的局部最高燃烧温度较无预喷射时稍低，并且整个缸内的温度分布更均匀。其原因之一是：采用预喷射后，主喷射燃油少量减少；另一方面是因为预混合的燃油燃烧使得缸内温度上升，主喷射滞燃期缩短，燃烧提前所致。

4.3 缸内浓度场变化分析

图 4-4 为预喷情况下, 上止点前 15° CA 到上止点的缸内燃油浓度分布状况。从图中可以看出, 少量燃油的提前喷入, 首先在燃烧室口凸台过渡圆弧上方形成较大浓度, 然后随着缸内空气的运动作用以及燃油蒸发过程的进行向周围不断扩散; 从图中还能看出提前喷入气缸的燃油已经与周围的空气混合, 开始形成油气混合环境, 且随着活塞向上止点的运行, 分布越来越均匀。

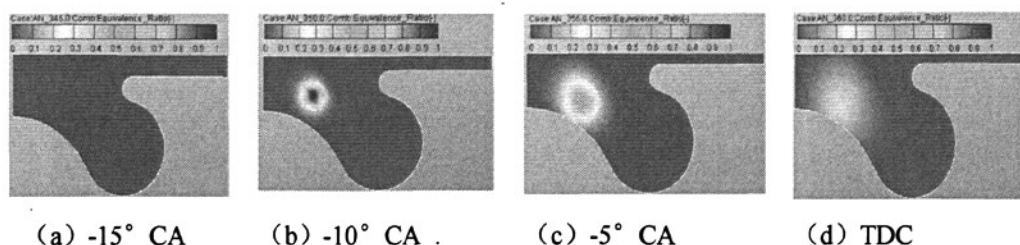


Fig.4-4 Fuel concentration in cylinder BTDC

图 4-4 上止点前 15° CA 到上止点缸内燃油浓度

图 4-5 是上止点到上止点后 40° CA 缸内燃油浓度分布比较图。预喷射主喷时刻比单次喷射要晚; 在上止点后 5° CA 当单次喷射的燃油蒸汽已经扩散很

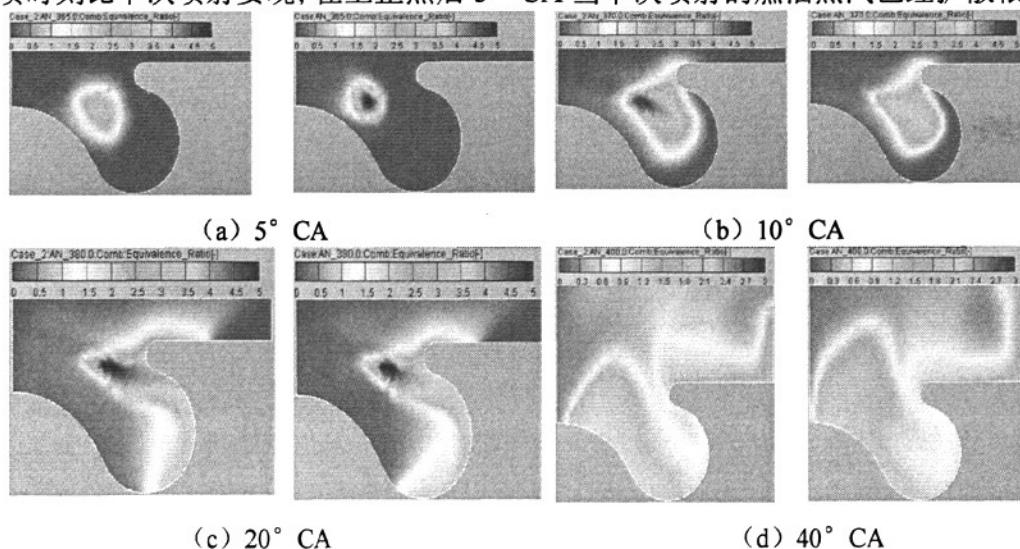


Fig.4-5 Fuel concentration in cylinder between TDC to ATDC 40° CA

图 4-5 上止点到上止点后 40° CA 缸内燃油浓度

大区域的时候, 预喷主喷才开始, 中心区域燃油密度很大。比较图 4-5 (b),

会发现此时预喷射的燃油蒸汽密度反而低于单次喷射，且分布区域基本相同。结合温度场分析，预喷对主喷燃油蒸汽分布有很大的影响。由于预喷燃油在主喷之前已经开始燃烧，使得燃烧室内温度很高，主喷初期燃油可以立即燃烧，所以燃烧室内可见燃油蒸汽不随主喷开始而上升。随着喷油量的增加，才在燃烧室中部出现明显的燃油蒸汽。

从燃油浓度分布图 4-5 (c) 来看，在急燃期，单次喷射燃烧速率加快，缸内温度急剧升高，此时两者的密度基本相似，预喷射在凹坑底部分布略大。图 4-5 (d) 说明采用预喷射之后，燃烧后期的燃油蒸汽分布面积更大，燃烧室内未燃蒸汽量很少，这也是由于预喷燃油的燃烧提高了主喷开始时的缸内温度，加速了燃油的蒸发，促进了油气混合所导致的。

4.4 预喷射燃烧过程分析

根据大量的试验和理论分析^[51,52]，为了降低柴油机的 NO 排放水平，必须降低柴油机燃烧过程初期的温度和压力升高率，但预喷射燃油产生的燃烧作用会使主喷燃烧过程开始时燃烧室中的温度和压力略微升高，这是预喷带来的负效应。与此相比，更重要的是预喷射燃油形成的燃烧反应将成为主喷射燃油的着火源，预喷射燃油在燃烧室中形成的活化产物，当主喷射燃油被喷射到燃烧室内时，其燃烧过程受到活性产物的诱导，主喷射过程的着火延迟期明显缩短，因此主喷射过程可采用较小的喷油提前角，使主喷射过程的着火延迟期更短，使主喷射过程在着火延迟期中形成的预混合量明显减少，并且预喷射的燃烧产物也延缓了主喷射的燃烧过程，从而导致主喷燃烧过程的放热率下降，燃烧室中的温度升高率也随着降低，结果降低了柴油机的 NO 排放水平。

着火始点和滞燃期是影响燃烧过程的两个重要参数。本文着火始点的判定是通过观察缸内的温度分布，当在某个时刻缸内的温度峰值突然急剧升高，便认为这个时刻为着火始点，通常用这个时刻的曲轴转角来表示。

滞燃期的定义为从喷油始点到燃烧始点之间的时间间隔。滞燃期是燃烧过程的一个重要参数，滞燃期虽短，但对燃烧过程有着极大影响。从图 4-5 中可以看出，预喷射燃油的燃烧缩短了主喷燃油的滞燃期，这是因为影响滞燃期的重要因素温度因预喷燃油的燃烧放热而被提高，放热量增加，预喷燃烧的预热

效果明显, 促进燃油的蒸发混和, 因此使得主喷燃油的滞燃期进一步缩短。

4.5 NO 生成规律分析

图 4-6 和图 4-7 分别为不同曲轴转角单次喷射和预喷射缸内 NO 生成量分布。

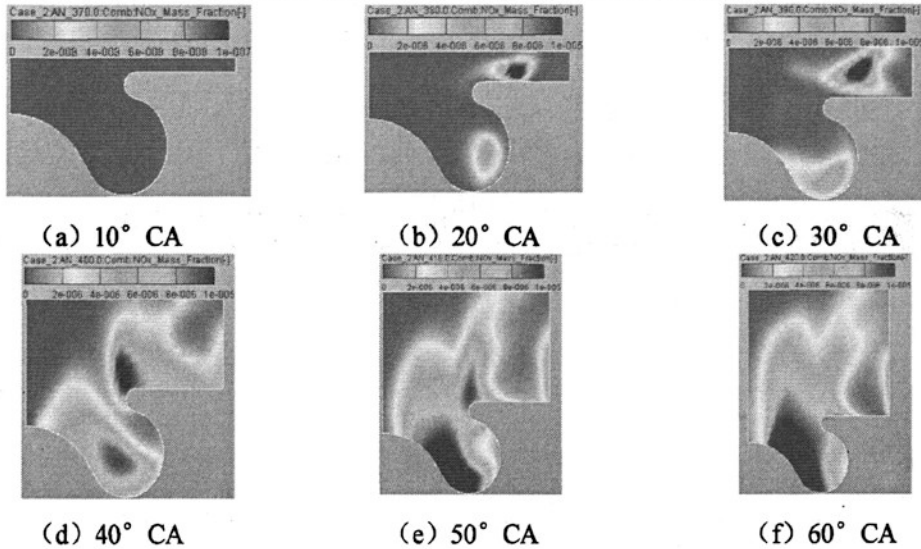


Fig.4-6 Distribution of NO generation in single injection law

图 4-6 单次喷射缸内 NO 生成量分布

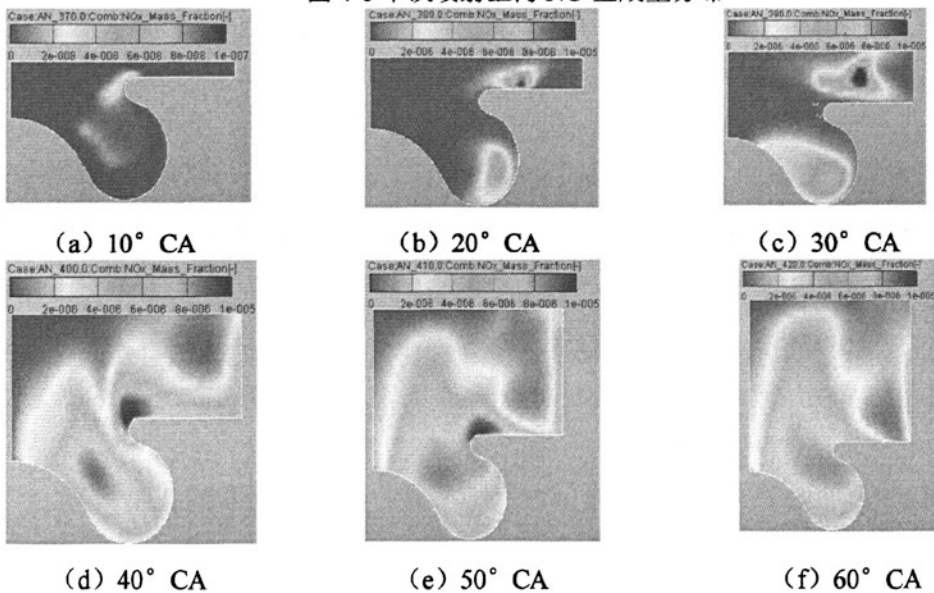


Fig.4-7 Distribution of NO generation in pre-injection law

图 4-7 预喷射缸内 NO 生成量分布

正如温度场分析的那样,预喷射在 370°CA 时刻高温区域已经产生微量的 NO ,而此时单次喷射工况最高温度才达到 1700K 左右,不具备生成 NO 的高温条件。在急燃期,由于单次喷射燃烧速率加快,使得从上止点后 20°CA 到 40°CA 内 NO 生成量相似,分布区域也差别不大;只是单次喷射燃烧室内 NO 区域位于凹坑底部,且密度较大。由于预喷作用,主喷燃烧提前,以及主喷燃油浓度下降较快,降低了缸内温度,燃烧后期 NO 浓度分布差异很大,如图 4-7 所示。燃烧室中部和余隙中 NO 浓度显示,预喷射在上止点后 40°CA 时 NO 生成已经“冻结”。而单次喷射此时燃烧室内还有部分未燃燃油蒸汽,同时随着燃油蒸汽向 ω 燃烧室底部流动,这部分燃油蒸汽的燃烧带来该区域温度很高,使得燃烧室底部区域产生大量的 NO 。

4.6 本章小结

利用 AVL-FIRE 软件,模拟了缩口 ω I 型燃烧室在 1600r/min 、 100% 负荷工况下,采用单次喷射和预喷射两种喷射规律时,缸内混合气形成和燃烧过程。通过对缸内温度场、浓度场以及 NO 生成量分布规律比较,研究了不同喷射规律对缸内混合气形成和燃烧过程的影响。

(1) 当采用预喷射时,提前喷入气缸的燃油已经与周围的空气混合,开始形成油气混合环境,且随着活塞向上止点的运行,分布越来越均匀;而且从主喷开始后的油气混合情况来看,采用预喷射之后,整个缸内的燃油混合情况要比没有预喷射时更加均匀。

(2) 和单次喷射相比,采用预喷射可以很明显地提前着火始点,缩短滞燃期,减少 NO 生成量。

(3) 预喷射可以延缓主燃期燃烧速率,从而导致主喷燃烧过程的放热率下降,燃烧室中的温度升高率也随着降低。

5 燃烧室和喷射规律匹配优化

通过上两章分析可以看出，燃烧室结构和喷射规律对进气、燃烧及排放过程的影响较大。根据以上分析，参考燃烧室结构优点和喷射规律优点，本章设计了一套优化缩口 ω 型燃烧室和预喷射规律匹配方案。

5.1 燃烧室结构参数优化

参考上文分析的三种燃烧室，圆滑的凸台导流作用明显，易于形成强度较大的湍流，所以保留凸台设计。 ω 型的燃烧室，由于缩口的存在，对进气过程中挤流和涡流的形成有利，并能长时间保持流动强度和状态，对后期的燃烧有好处。但收口度过大，对于燃烧初期火焰向缸内传播有阻碍作用，反而不利于前期燃烧。本文设计的燃烧室在缩口 ω I型的基础上，保留凸台形状不变，增大缩口尺寸，减少收口度，得到如图 5-1 所示缩口 ω III型燃烧室。

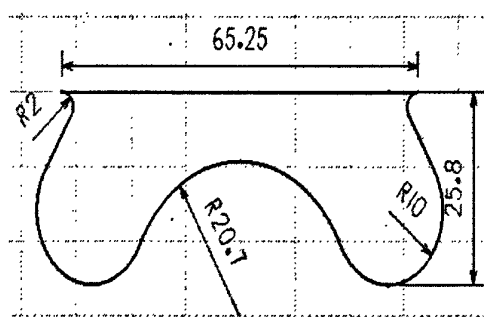


Fig.5-1 Size of ω combustion chamber of necking III-type

图 5-1 缩口 ω III型燃烧室结构尺寸

5.2 喷射规律优化

根据喷射规律的影响，采用预喷射方式。喷射规律依然采用：预喷在上止点前 15° CA 开始，喷射间隔期为 10° C，预喷量 2.0mg/cyc 。如图 4-1（预喷射规律）。如无特殊说明，本章的对比组图中前面为缩口 ω I型燃烧室，后面为缩口 ω III型燃烧室。

5.3 气体流场分析

图 5-2 所示为不同曲轴转角压缩行程缸内气流运动特性。和图 3-1 比较, 由于保留了中央凸台的设计, 受到凸起部斜面的影响, 在压缩上止点, 在斜面和挤流区的作用下, 在燃烧室中心靠右位置依然形成了顺时针方向涡流; 在燃烧室内由于缩口和挤流作用, 产生绕缩口点的逆时针方向涡流, 不同处在于: III 型燃烧室收口程度比缩口型要小, 导致最后在燃烧室内产生的涡流呈椭圆形。由上面分析可知, III 型燃烧室在压缩上止点燃烧室内依然可以形成反向双涡流, 保留了能使大部分空气保留在燃烧室双涡流区, 促进燃烧室内的气流运动。

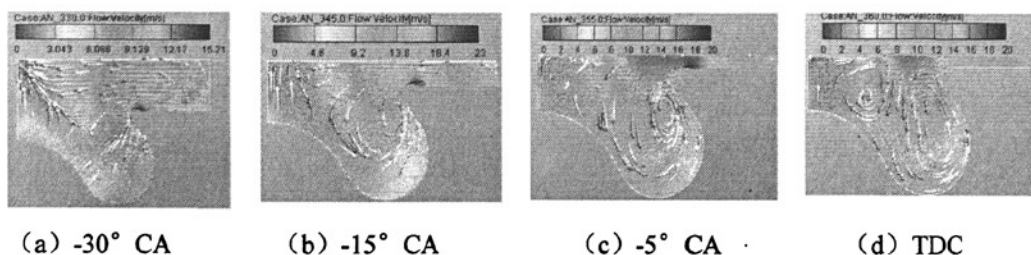


Fig.5-2 Characteristics of air movement in compression stroke

图 5-2 压缩行程缸内气流运动变化

直口燃烧室优点之一在于其缩口处高度较高, 喷注直接都喷入凹坑的内部, 受到的阻碍小, 使得其速度沿凹坑底部壁面传递的更远。III 型燃烧室在设计上保留了直口燃烧室优点, 如图 5-3 所示, 燃油基本都喷入燃烧室内; 在喷雾结束后, 和图 3-1 比较, 凹坑底部的涡流流速更大。分析认为, 由于燃烧室存在缩口作用, 使喷雾结束后不会像直口燃烧室那样, 涡流向燃烧室外发展, 导致燃烧室内涡流强度下降, 涡流保持性差。同时 III 型形成的涡流中心和 II 型相比位置较高, 使得燃烧初期燃烧室内气体易于向缸内扩散, 在缸内形成较强涡流。

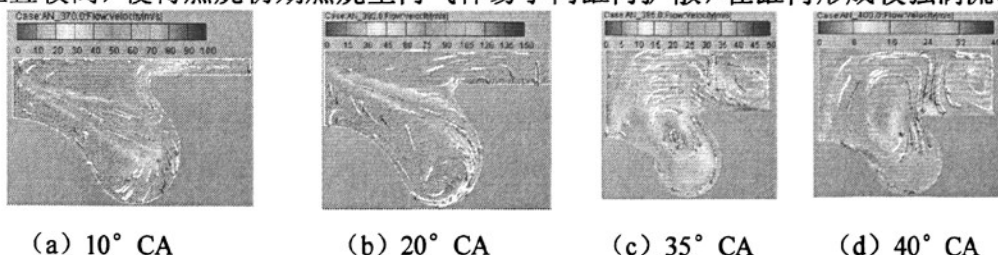


Fig.5-3 Characteristics of air movement in expansion stroke

图 5-3 膨胀行程缸内气流运动变化

5.4 湍流动能场分析

第三章分析较为理想的变化历程应为：着火时湍动能较小，有利于形成稳定的火核；随后湍动能逐渐增大，这样有利于加快火焰传播速度，提高燃烧热效率；在燃烧后期仍保持较高的湍动能，使缸内混合气燃烧得较彻底。

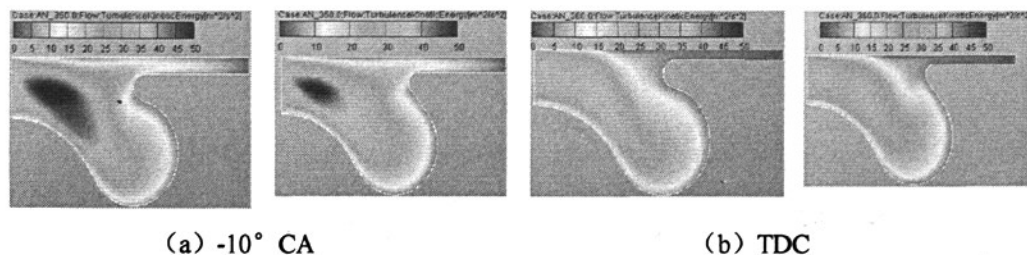


Fig.5-4 Comparison of changes in turbulent kinetic energy before fire

图 5-4 着火前期缸内湍流动能分布对比

上图是着火前期两型燃烧室缸内湍流动能分布对比。在预喷作用下，虽然 III 型燃烧室也可以形成反向双涡流；但从湍流动能图对比可知，III 型在主喷开始前缸内湍流强度较低，且分布区域也小与 II 型。较符合理想湍流动能初期变化要求。

如图 5-5 所示，在急燃期内，由于喷雾动能很大，占主要因素，使得两者

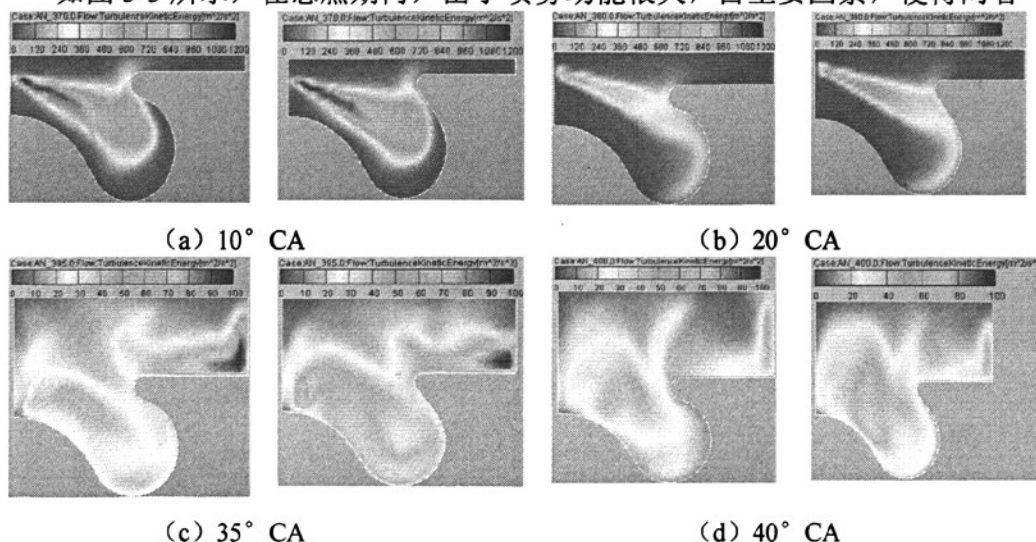


Fig.5-5 Comparison of changes in turbulent kinetic energy after fire

图 5-5 急燃期和后燃期缸内湍流动能分布对比

燃烧情况比较相似。燃烧后期，燃烧室形状不同导致湍流动能分布差异较大；如图 5-5 (c) 所示，III 型燃烧室缸壁处湍能较小，是因为缩口高度提高，喷雾时，进入余隙的燃油蒸汽减少所致；同时燃烧室内湍流动能明显更强，分布区域也更广，此优势更符合理想湍流动能变化，在燃烧后期仍保持较高的湍流动能，使缸内混合气燃烧得较彻底。

5.5 温度场分析

由上面分析可知，温度场分布和放热率对 NO 生成有决定的意义。

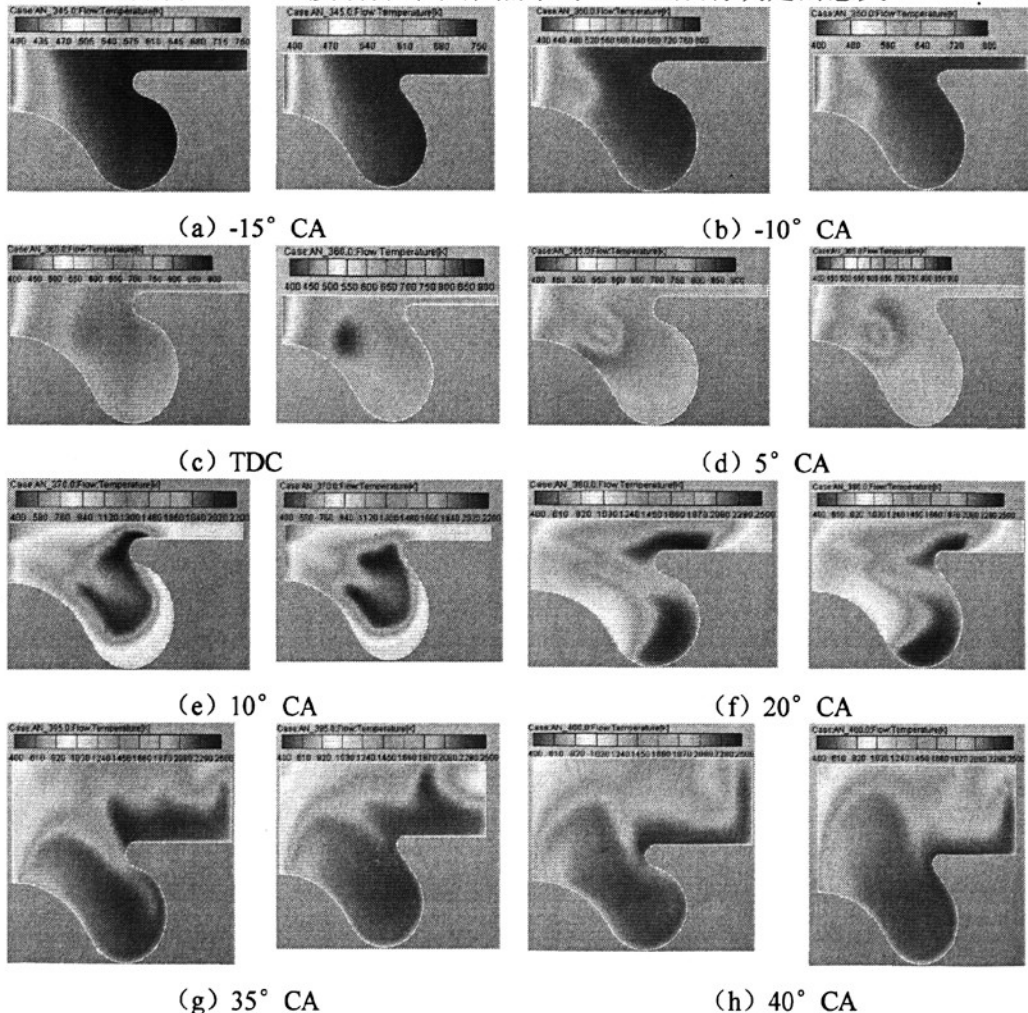


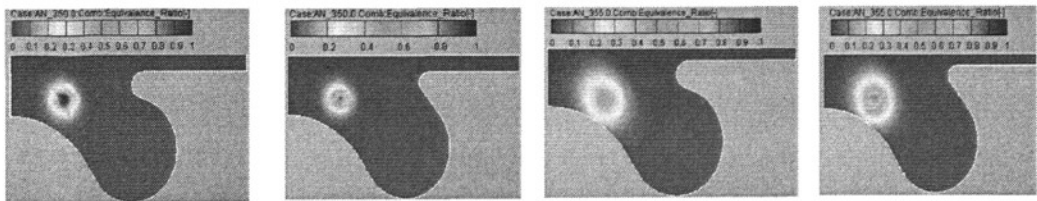
Fig.5-6 Distribution of temperature in different necking-type combustion chamber

图 5-6 不同缩口型燃烧室温度场分布对比

图 5-6 是在相同预喷射情况下缩口 II 型燃烧室和缩口 III 型燃烧室温度分布对比。由图可以看出,从压缩过程到预喷射结束(上止点前),两种燃烧室温度分布基本相同,II 型燃烧室由于缩口挤流作用较大,温度略高。在上止点,温度分布出现差异,III 型燃烧室在预喷油束处,温度升高 100K 左右,从图 5-7 浓度场分析认为,III 型燃烧室在此处涡流强度较低,导致燃油蒸汽扩散速度较慢,预喷产生的活化物浓度较高,出现了微量燃烧现象。在燃烧初期,由于前期预喷燃油作用,两者都是边喷雾边燃烧,燃烧速率差异不大,在燃烧室内形成的高温区域也相似,温度也基本相同。不同的是,在缸内预隙处 II 型高温区域明显比 III 型大;分析认为,II 型燃烧室缩口高度较低,喷雾过程中有部分燃油蒸汽流入余隙所致。在急燃期,向缸内扩散燃烧体现出直口燃烧室的另外一个优点。如图 5-6 (g),在前期燃烧情况相似的情况下,收口度小的 III 型燃烧室明显对缸内燃烧影响较大。燃烧较易扩散到缸内,使高温区域从燃烧室向缸内发展。同时由于燃油蒸汽燃烧区域增大,燃烧室内未燃蒸汽量下降,使后期燃烧室内温度较低。II 型燃烧室由于收口度较大,燃烧室对缸内燃烧影响较小,使得燃烧区域主要分布在燃烧室底部和燃烧室缩口附近,导致燃烧室内温度较高,NO 生成量较高。这也可从图 5-9NO 浓度分布可知。

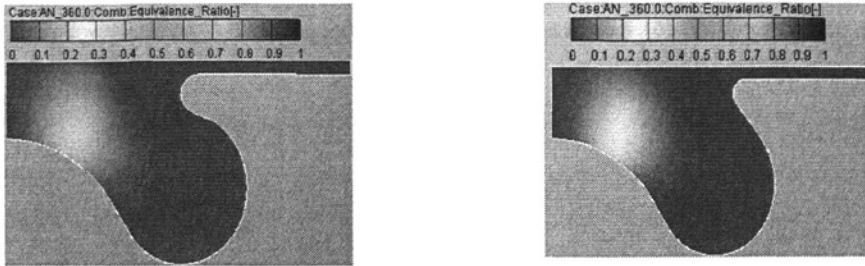
5.6 浓度场分析

图 5-7 是在相同预喷射情况下,预喷阶段燃烧室内浓度分布比较。由于 II 型燃烧室形成的涡流较强,在预喷阶段燃油扩散速度较快,混合气混合情况较好,为主燃期的快速燃烧提供了条件;但不利处在于预混后期,生成的燃烧活化物



(a) -10° CA

(b) -5° CA



(c) TDC

Fig.5-7 Distribution of concentration at stage of pre-spray

图 5-7 预喷阶段燃烧室内浓度分布比较

浓度比较分散，浓度较低，已燃混合气较少，使得主喷开始阶段，边喷射边燃烧情况略差于Ⅲ型燃烧室。此点也可由图 5-6 温度场分布情况得出。

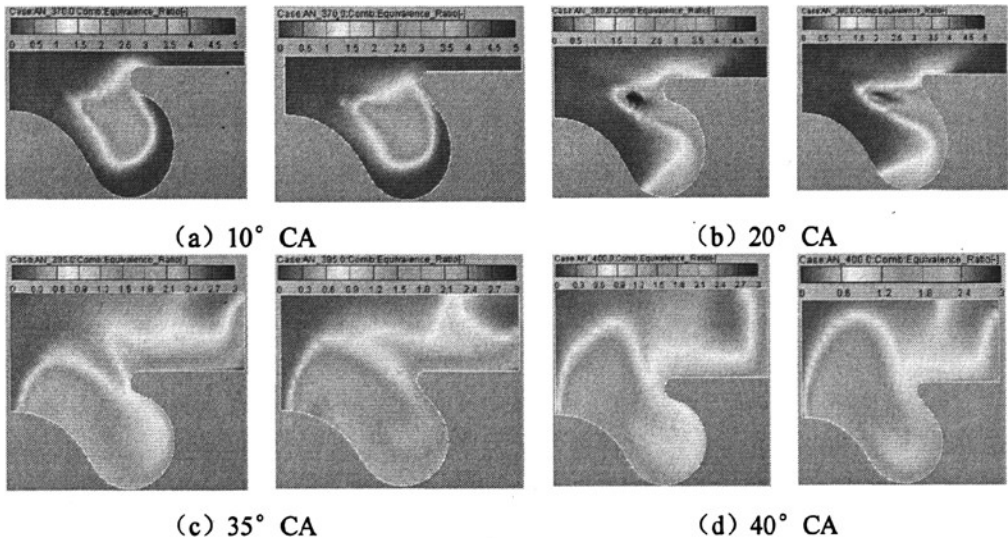


Fig.5-8 Distribution of concentration at stage of main spray and then

图 5-8 主预喷阶段及其后燃烧室内浓度分布比较

从图 5-8 可以看出，由于Ⅱ型燃烧室缩口高度较低，在主喷开始时期少量燃油蒸汽就进入气缸余隙处，导致余隙处温度和 NO 生成量都较高。而在主喷结束后，燃烧室收口程度都燃烧扩散效果就体现出来，Ⅲ型燃烧室缸内浓度分布区域明显大于Ⅱ型燃烧室，同时两者浓度大小相似，说明Ⅱ型燃烧室燃油蒸汽下降较快，燃烧速率较大，温度升高速率快，生成 NO 量较多。但Ⅲ型燃烧室燃烧速率低，使后燃期内未燃燃油蒸汽稍多，此会导致后燃期内 NO 生成。

5.7 NO 排放物生成分析

图 5-9 是两型燃烧室 NO 生成量分布对比。在上止点后 10° CA, III 型燃烧室预喷活化物分布较集中, 燃烧进行较好, 温度上升快, NO 生成量较多。在急燃期, II 型燃烧室余隙处, NO 生成量明显较多, 这和上面分析的结果相符。主喷结束后, 燃烧情况受收口程度影响较大, III 型燃烧室燃烧区域大, 燃烧速率低, 缸内 NO 浓度低。燃烧后期, 由于 III 型燃烧室燃烧速率较低, 未燃燃油蒸汽较多, NO 生成时间较长, 在上止点后 50° CA NO 生成进入“冻结”。

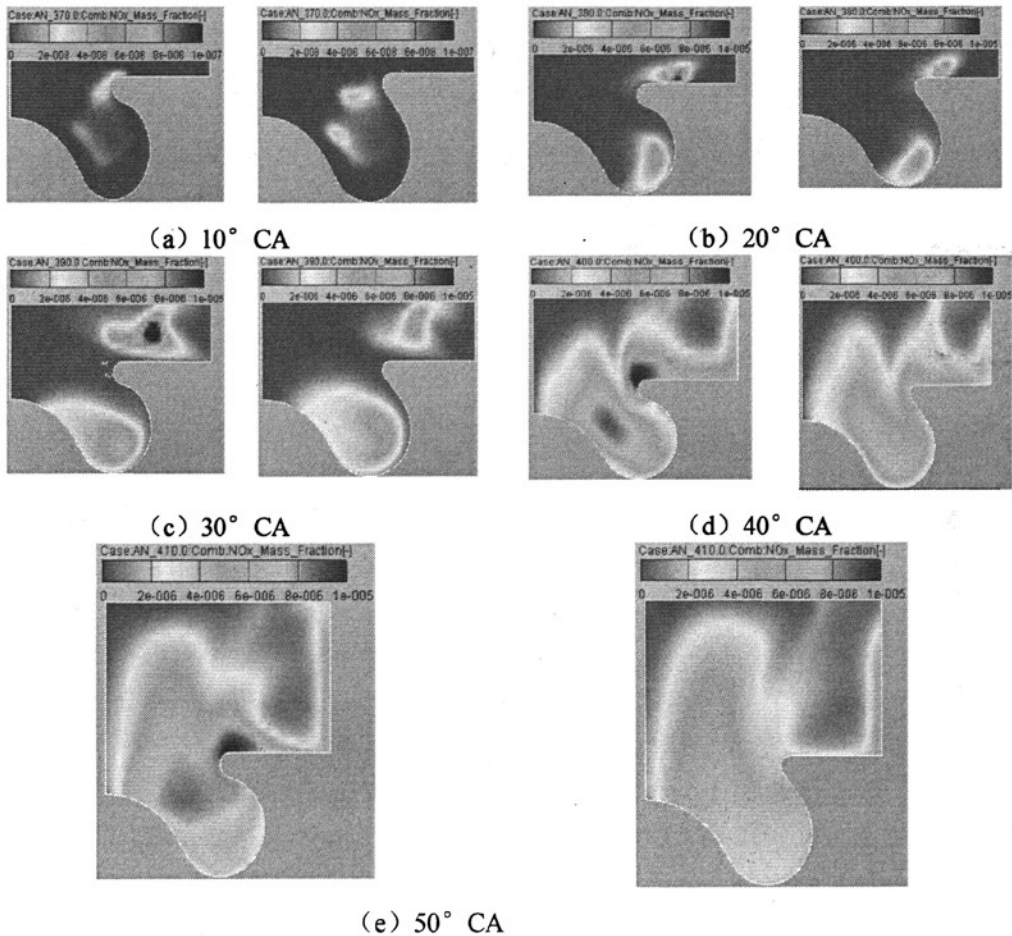


Fig.5-9 Distribution of NO generation in two-type combustion chamber

图 5-9 两型燃烧室 NO 生成量分布

5.8 本章小结

通过对燃烧室形状和喷射规律的影响分析,优化设计了缩口 ω III型燃烧室,保留了燃烧室凸台,同时减小缩口尺寸。利用 AVL-FIRE 软件,模拟了在 1600r/min、100%负荷工况下,采用预喷射规律时缸内混合气形成和燃烧过程。通过对缸内气体流场、湍流动能场、温度场、浓度场以及 NO 生成量分布规律比较,得出了以下结论:

(1) 缩口尺寸缩小一定比例,依然可以在进气上止点前在缸内形成反向双涡流。同时由于提高了缩口高度,在主喷期,进入气缸余隙的燃油蒸汽相应减少。

(2) 缩口 ω III型燃烧室在上止点前形成的反向双涡流强度较 II 型的弱,使预喷产生的活化物分布更集中,更多微量燃油蒸汽燃烧,缸内温度上升更高,使得主喷初期燃烧更优。但较弱的湍流强度不利于燃烧室内涡流的保存性,在燃烧后期,未燃燃油偏多,燃烧期延长。

(3) 和其它形状的燃烧室相比,优化后的缩口 ω III型燃烧室可以明显改善 NO 生成情况,减少生成量。

6 全文总结与展望

6.1 全文总结

近年来,随着能源和环境问题的日益突出,对内燃机性能的要求越来越高。影响内燃机性能的因素很多,燃烧过程是最主要的影响因素。本文通过数值模拟的手段,深入研究了燃烧室形状和喷射规律对天然气发动机燃烧和排放的影响规律,期望以此为基础,改善柴油发动机燃烧,提高发动机性能。

本文针对 CA6DE1-21 直喷柴油发动机进行了影响发动机混合气形成和燃烧情况的研究,发现燃烧室的几何形状及结构尺寸对发动机的混合气形成、燃烧过程的完善度、动力性和排放性等有着重要的影响,而采用预喷射方式可以改善混合气形成,使着火时刻提前,改善柴油发动机燃烧过程。可见燃烧室形状和喷射规律对直喷发动机缸内混合气形成和燃烧过程有着重要的影响。因此本文设计了三种形状不同的燃烧室,利用 AVL-FIRE 软件模拟其进气、压缩及燃烧过程,通过对宏观性能和微观参数场的分析,最后设计了最优燃烧室形状;针对单次喷射导致 NO 生成量较多,提出了两段喷射的预喷射规律,并模拟了最优燃烧室采用预喷射规律时缸内混合气形成和燃烧过程,考察了喷射规律对混合气形成、燃烧过程和 NO 排放的影响规律。

研究结果如下:

- 1) 燃烧室底部的凸台形状对燃烧室内的气流运动影响比较大,通过对燃烧室凸台形状的优化,可进一步改善燃烧室内气流分布规律,进而改善柴油机的性能。
- 2) 直口型燃烧室在进气压缩期,挤流不明显,不易形成强度较大的涡流。但由于不存在缩口约束,膨胀燃烧时对凹坑外的流场影响较大;缩口型燃烧室挤流效果明显,在燃烧室内形成强度较大的反向双涡流,涡流保持性强,有利于燃烧后期扩散燃烧。
- 3、缩口型燃烧室燃烧开始较早,先达到 NO 的生成条件,因此在燃烧初期 NO 生成量较高。在燃烧后期由于涡流强度较大,燃烧迅速,温度升高速率快,使燃烧室内温度高,NO 生成量较多。直口型燃烧室燃烧开始较晚,而且燃烧室的热损失大,最高温度也低于其它燃烧室,缸内温度较均匀,因此,整个过程 NO 生成量较低。
- 4) 采用预喷射时,提前喷入气缸的燃油已经与周围的空气混合,且随着活塞向

上止点的运行，分布越来越均匀；而且从主喷开始后的油气混合情况来看，采用预喷射之后，整个缸内的燃油混合情况要比没有预喷射时更加均匀。

5) 和单次喷射相比，采用预喷射可以很明显地提前着火始点，延缓主燃期燃烧速率，从而使得主喷燃烧过程的放热率下降，减少 NO 生成量。

6) 减小燃烧室收口程度，可以提高缩口高度，使喷雾时进入缸内余隙的燃油蒸汽量减少，改善缸内 NO 生成；同时在急燃期，燃烧速率较低，温度升高较慢，产生的 NO 量较少。但由于未燃燃油蒸汽较多，导致燃烧期较长。

6.2 展望

本文在内燃机燃烧过程的三维模拟方面作了一些有意义的工作，所得出的研究结论具有一定的实用价值。减少了试验次数，节省了人力物力。限于本人的知识能力，本文的工作仍有许多欠缺，主要表现在以下几个方面：①由于缺乏试验数据，喷油规律采用理论喷射规律。②对于初始边界条件的选取，输入的为实际值或是经验值，没有对整机进行模拟匹配。

由于时间、试验条件等诸多因素的限制，本文仅进行了有限的研究工作，仍有以下工作需要进一步的研究和探索：

(1) 在模型方面，本文仅对四种形状的燃烧室进行了对比分析，分析的范围还不够广，细分的精度还不够小，还需要进一步扩充机型范围，获取更多的柴油机燃烧室模型分析结果，以提高对不同类型燃烧室的预测能力；

(2) 对于预喷射规律，本文只是根据经验和他人的研究进行的选取，对于喷射间隔角、预喷燃油量等等对燃烧的影响还未深入研究，本文仅分析了预喷射这种喷射类型对缸内气体混合和燃烧的影响作用，下一步的工作需要对喷油规律的影响进行更深入地研究。

参考文献

- [1] 晓青.我国重卡用柴油机发展[J].重型汽车, 2003 (5): 8~10
- [2] 史宝钧.世界石油市场近况及发展趋势[J].中国能源, 1997 (5): 20~21
- [3] K.-P Schindler.Why Do We Need the Diesel[J].SAE paper 972684
- [4] 何玲.柴油机参数变化对燃烧过程影响的工作机理的仿真研究[D].吉林大学, 2006
- [5] 刘翼俊.内燃机的排放与控制[M].北京:机械工业出版社, 2003
- [6] 李勤.现代内燃机排气污染物的测量与控制[M].北京:机械工业出版社, 1998
- [7] 钱耀义.汽车发动机排气污染与控制[M].北京:人民交通出版社, 1987
- [8] Michael R.Walsh,etal. Global trends in diesel emissions regulation 2001 update[J]. SAE Paper, (2001) 2001-01-0183
- [9] 秦文新.汽车排气净化与噪声控制[M]. 北京:人民交通出版社, 1999.1
- [10] GB17691—1999, 压燃式发动机和装用压燃式发动机的车辆排气污染物限值及测试方法 [S] .国家质量技术监督局, 1999.3
- [11] 李兴虎.汽车排气污染与控制[M]. 北京:机械工业出版社, 1999.10
- [12] 于丹.直喷柴油机燃烧室与高压共轨喷射系统匹配研究[D].吉林大学, 2008
- [13] 王海军.高压共轨柴油机缸内流动特性及其对性能影响的研究[D].吉林大学, 2007
- [14] 刘永长.内燃机原理[M], 武汉: 华中理工大学出版社, 1992
- [15] 杜復刚.车用柴油机排放控制现状与技术进展[J].内燃机工程, 2004.25 (3): 32-34
- [16] Johnson TV.柴油机排放控制回顾[J].国外内燃机, 2002.5
- [17] 蒋耘农.国外柴油机微机电控系统发展概况[J].拖拉机与农用运输车, 2001 (3): 37-40
- [18] Jonathan Walker.高压共轨系统的开发[J].国外内燃机车, 2004 (3): 9-10
- [19] Philipp Beierer,Study of the Impact of System Characteristics on Pressure Oscillations in a Common Rail Diesel Fuel Injection System[J].SAE Paper 2005-01-0910
- [20] 李绍安.共轨 ECU 的开发及发动机匹配内燃机, 2004 (4): 5—9
- [21] Kalevi Huhtala.Study of a common-rail fuel injection system[J].SAE Paper 2001-01-3184
- [22] M.A.Ganser.Common-rail injectors for 2000 bar and beyond[J].SAE Paper 2000-01-0706
- [23] M. J. van Nieuwstadt,I. V. Klomanovsky and P. E. Moraal.Coordinated EGR-VGT Control for Diesel Engines: an Experimental Comparision[J].SAE Paper 2000-01-0266
- [24] 孙跃东,张振东.增压中冷柴油机 EGR 排放特性试验研究[J].农业机械学报,2004, 35

(5): 47—50

- [25] D.A.Kouremenos, D. T. Hountalas, K. B. Binder.The effect of EGR on the performance and pollutant emissions of heavy-duty diesel engines using constant and variable AFR[J].SAE Paper 2001-01-0198
- [26] Ulf Lundqvist, Gudmund Smedler and Per Stalhammar.A Comparison Between Different EGR Systems for HD Diesel Engines and Their Effect on Performance,Fuel Consumption and Emissions[J].SAE Paper 2000-01-0226
- [27] Admir M.Kreso, John H.Johnson, Linda D.Gratz, Susan T.Bagley and David G.Leddy.A Study of the Effects of Exhaust Gas Recirculation on Heavy-Duty Diesel Engine Emissions[J].SAE Paper 981422
- [28] 刘淑华.柴油机废气涡轮增压器的研制[J].内燃机车, 2003 (1): 19
- [29] 孙燕碧,范明强.先进的重型柴油机涡轮增压技术[J].现代车用动力, 2004 (1): 6—11
- [30] Hiroshi Kanesaka, , Godo Ozawa , Hideyuki Seiyama.Future prospects for supercharging[J].SAE Paper 982045
- [31] 孙跃东,张振东.增压中冷柴油机 EGR 排放特性试验研究.农业机械学报[J]. 2004, 35 (5): 47—50
- [32] 颜伏伍,杜传进,侯献军等.采用氧化型催化剂降低柴油机尾气排放的研究[J].车用发动机[J], 2003,6 (3) :27
- [33] 寥世勇,蒋德明.柴油机排气后处理技术的研究进展及存在的问题[J].内燃机, 2002 (3): 20
- [34] Masuhiro Fukaya and Mikio Yamanaka.High Durability of Metal Support for Automotive Catalyst[J].SAE Paper 950622
- [35] A.Smith D.tidmarsh.The Efficiency of an Oxidation Catalyst Fitted to Modern High Speed Diesel Engine Running Under State Conditions[J].SAE Paper 980192
- [36] List H,Cartellieri W P.柴油机技术的现状和展望[J].柴油机设计与制造, 2000 (2): 3-9
- [37] 焦运景.车用直喷式柴油机燃烧过程的多维数值模拟研究[D].天津大学, 2006
- [38] J.N.马塔维, C.A.阿曼, 内燃机燃烧模拟 (刘巽俊译) [M].北京: 机械工业出版社, 1987
- [39] 王福军.计算流体力学分析—CFO 软件原理及运用[M].北京:清华大学出版社, 2000

- [40] 李浩荡.燃烧室形状和喷射时刻对 CNG 发动机燃烧影响的研究[D].吉林大学, 2006
- [41] AVL FIRE Manual[M].Fire_v8.31_CFD_Solver
- [42] 黄晶慧.燃烧室形状和喷气规律对天然气发动机燃烧的改善[D].吉林大学, 2007
- [43] 罗玉君等.柴油机工作过程模拟计算[J].航海工程, 2006 (1): 15-18
- [44] 费祥麟.高等流体力学[M].西安: 西安交通大学出版社.1989
- [45] S.S.SAZHIN, E.M.SAZHINA, The Shell Autoignition Model: A New Mathematical Formulation, Combustion and flame, 1999, 117: 529~540
- [46] 蒋德明.内燃机燃烧及排放学[M].西安: 西安交通大学出版社, 2001
- [47] 王应时,范维澄等.燃烧过程数值计算[M].北京: 科学出版社, 1986
- [48] FIRE v83 Combustion[M].AVL.2004
- [49] 段树林等.柴油机缸内气体流动过程的数值计算[J].大连海事大学学报,2001-5 (11): 43-45
- [50] 周龙保.内燃机学[J].北京: 机械工业出版社, 2005
- [51] 石秀勇.喷油规律对柴油机性能与排放的影响研究[D].山东大学, 2007
- [52] Takehiro Tanaka, Akihiro Ando, Kazuyoshi Ishizaka.Study on pilot injection of DI diesel Engine using common-rail injection system[J]. SAE Review, 2002 (23) :297-302

作者攻读硕士学位期间的主要研究工作总结

1、作者在攻读硕士学位期间发表的论文

- [1] Xu Zhengwei, Peng Yiqiang, Li Wei, Wu Qiong: Dynamic Simulation of the High-pressure Common-Rail for Nature Gas Engine with AMESim/Simulink[A], 9th China & Korea International Conference on Internal Combustion Engine and Automotive Engineering, Oct. 2007, Shanghai, China
- [2] 许正伟, 彭忆强, 黎薇, 吴琼: 天然气发动机高压共轨系统的建模与仿真研究[J], 《车用发动机》, 2008 年 6 月。
- [3] 吴琼, 许正伟, 彭忆强: 基于摩托车电控系统的数字化仪表的设计[A], 2007 年信息、电子与控制技术年会, 2007 年 10 月, 成都
- [4] PENG Yi-qiang, Wu Qiong, Xu Zheng-wei: Research on the Application Technique of the Natural Gas Engine with Direct Injection [J], Journal of Energy and Power Engineering, Volume3, Number3, March 2009
- [5] 彭忆强, 吴琼, 黄海波, 许正伟: 天然气高压直喷发动机应用技术分析[A], 中国内燃机学会燃烧、节能、净化分会 2007 年学术年会, 2007 年 8 月, 绵阳

2、作者在攻读硕士学位期间参与的科研工作

- (1) 参与四川省教育厅“重大培育”项目: 天然气高压直喷发动机控制系统关键技术研究课题。

致 谢

本论文是在导师彭忆强教授的精心指导下完成的。三年来，在学习、科研工作中，导师的谆谆教导使我在学业上取得了很大的进步。彭老师渊博的学识，严谨的治学风范，诲人不倦的育人态度，使我受益匪浅。在此谨向导师表示深深的敬意和衷心的感谢！

在 CFD 软件 FIRE 的学习、使用过程中，都得到了杨建军师兄悉心的指导和帮助。同时还要感谢师弟吴琼，同学袁方恩等在论文撰写过程中给予的无私帮助。在三年的工作学习中得到了学院各位老师的指导和帮助，在生活中等到班上同学的关心和帮助，在此对各位老师、师兄弟和同班同学表示诚挚的谢意！

感谢绵阳新晨动力机械有限公司的技术帮助！

在求学生涯中，我的家人给予了大力的支持和帮助。在此，我谨向我的父母和妹妹，以及所有关心我的亲朋好友，真诚地说一声：谢谢你们！

感谢在百忙中评阅论文的专家、教授。

总之，对我攻读硕士学位期间所有指导和帮助过我的人，再次表示衷心的感谢！