

EGR 对柴油机燃烧及排放影响的数值模拟

Simulation on the combustion and emissions of a diesel engine with exhaust gas recirculation

段加全

一汽集团技术中心

摘要

柴油机作为一种热效率较高的动力机械广泛应用于交通运输、农业机械、工程机械等领域中,并取得了显著的社会效益。然而柴油机在给人类带来便利的同时,其较高的 NO_x 和微粒排放也给生态环境带来了巨大的压力。随着排放法规的日益严厉和对更高热效率发动机的追求,人们对柴油机的结构参数、燃油喷射规律、燃烧室形状和废气再循环等都进行了大量的研究。为了使柴油机机内排放降低,仅仅考察宏观参数的影响显然是不够的,必须不断深刻地理解和组织缸内气体流动、油气混合和着火燃烧,因此深入研究、探索各相关因素对发动机燃烧过程的影响规律势在必行。研究表明 EGR 是降低机内 NO_x 的有效手段,但仍需从微观角度深入理解其作用机理以便充分发挥 EGR 的作用。数值模拟由于可以提供详尽的微观数据且精度不断提高,已经成为一种有效的研究手段。因此,本研究利用商业数值模拟软件 STAR-CD 从微观角度研究了 EGR 对 CA6DL-35E3 高压共轨柴油机燃烧及排放的影响。

关键词：废气再循环、燃烧、数值模拟、STAR-CD、柴油机

Abstract

As a higher thermal efficiency power machine, diesel engine has been applied abroad to traffic transport and used as agriculture machine and engineering machine, which has gained marked society benefits. It is well known that diesel engine brings advantage to people, at the same time, also brings huge press to environment for its NO_x and PM emissions. With the stricter of emission control regulations and the pursuing of higher thermal efficiency, large numbers of investigation are carrying out on diesel engine structure factors, fuel injection law, the shape of combustion chamber, Exhaust Gas Recirculation and so on. To reduce emissions in diesel engine cylinder, only seeing about the general parameter to research the performance of diesel engine is not enough. Combustion, air flow in cylinder and mix of fuel and air must be investigated thoroughly. In-depth study on the effect of relative factors on the combustion process is imperative under current situation. The researchers considered that one effectual technique for controlling emissions of oxides of nitrogen (NO_x), used in both spark-ignition and compression-ignition engines, is exhaust gas recirculation (EGR). In order to exert the effect of EGR on reducing NO_x, the mechanism of action should be investigated. The simulation is an effectual way to get the

microcosmic data, and its precision become higher and higher. So, In this dissertation the effects of EGR on characteristics combustion performances and emissions were investigated by The software STAR-CD in CA6DL2-35E3 high-pressure common rail diesel engine.

Keywords: EGR、combustion、numerical、simulation、STAR-CD、diesel engine

1、 EGR 简介

一般来说,降低缸内 NO_x 的技术有 EGR、喷油延迟和预喷射。然而,随着日益严格的排放法规的实施,越来越多的柴油机制造商们把 EGR 作为缸内低 NO_x 的主要技术手段^[1,2]。EGR 可显著减少 NO_x 的排放,同时保持很高的燃油利用效率。EGR 与其它技术相结合是改善发动机整体性能的发展趋势。采用氧化型催化剂与 EGR 反馈控制能同时改善 PM 和 NO_x ;采用高压共轨喷油系统,结合高 EGR 率可使 NO_x 和烟度同时大幅下降;改进燃烧系统和冷却 EGR 可进一步降低 NO_x 排放。

EGR主要有以下四种作用:稀释作用,比热作用,加热作用和化学作用。很多情况下,人们为了避免加热作用造成的进气量减少的弊端,需要对EGR进行中冷。中冷后的废气活基失去活性,所以在带有中冷的EGR中,稀释作用和比热作用占主要的地位。图1是从实验得到的进气中 N_2 、 O_2 、 CO_2 和 H_2O 四种成分的百分比,从图中可以看到EGR对进气的稀释作用。随着EGR率增大,在进气中 N_2 和 O_2 的浓度都有所降低,其中 O_2 浓度下降的较快一些;而 CO_2 和 H_2O 的浓度则随着EGR率的增多而增加。图2为空气(按质量分数 O_2 占23.3%, N_2 占76.7%计算)和 N_2 、 O_2 、 CO_2 、 H_2O 四种气体的比热。从图中可以看到 N_2 的比热最小,其次是 O_2 和 H_2O , CO_2 的比热最高。空气中的 N_2 占的比重较大,所以空气的比热值和 N_2 的较接近,只比其略高。随着温度的升高,四种气体的比热都有不同程度的升高。特别是在2500K以内,三原子气体 CO_2 和 H_2O 的比热升高相对于两原子气体 N_2 和 O_2 要快。所以有EGR时,发动机进气的比热要比不加EGR的大;随着温度升高,其比热升高速度也相对更快些。

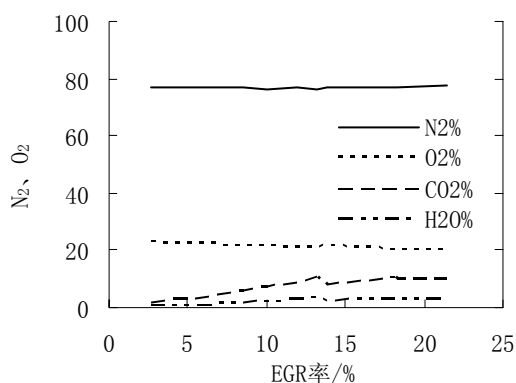


图 1 进气成分和 EGR 率的关系

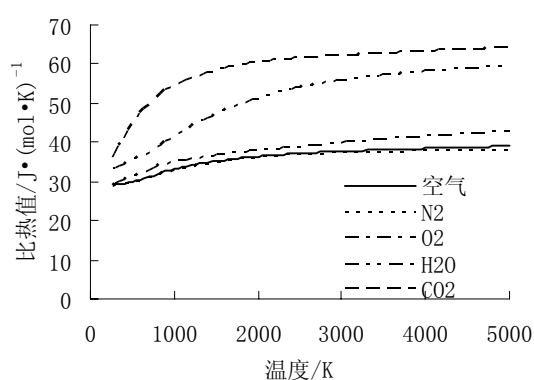


图 2 气体比热对比^[3]

2、 模拟平台的建立

2.1 网格划分

网格质量的好坏对后续工作影响很大。本研究用模型的改进过程概述如下。

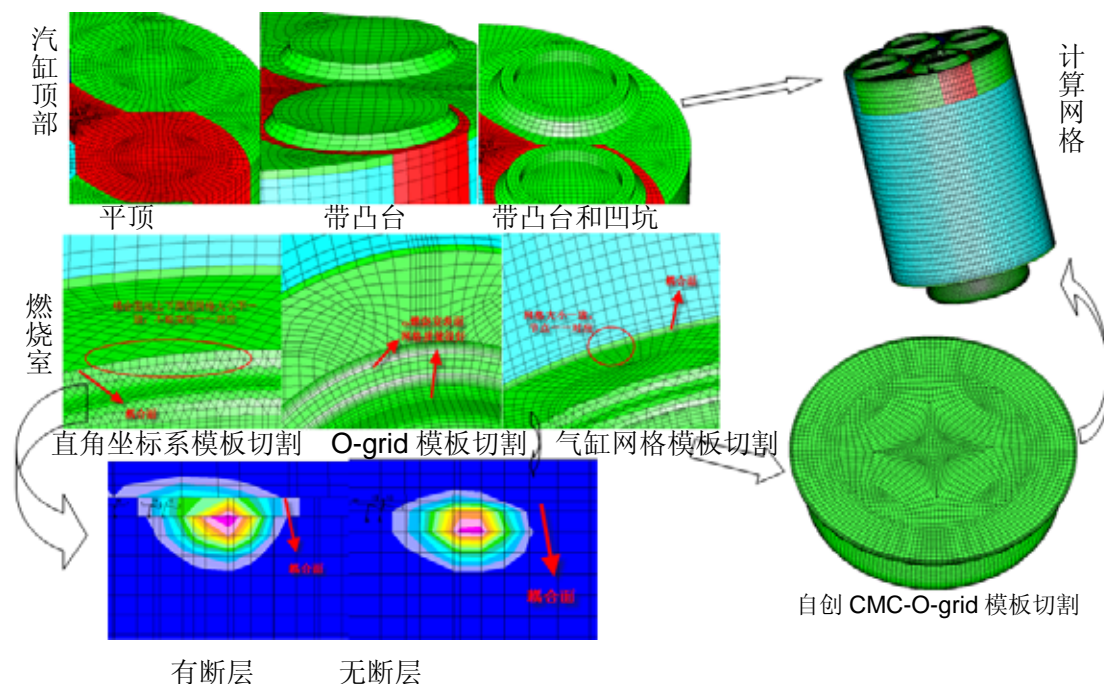


图 3 模型改进过程

气缸顶部的形状的改进经历了三个阶段。图 3 中的平顶形状做法简单，但它由于忽略了气门座圈，为保证压缩比，缩减了活塞行程，缺点是动网格运动情况和实际情况有较大差别，单位时间内活塞上下行的距离差别太大，且气门座圈处的流动失真严重。通过调节图 3 中的凸台的大小就可以保证压缩比，能保证实际活塞行程。但凸台形状导致凸台内部区域形成涡团，流场失真的现象未得到大的改善。带凸台和凹坑的气缸顶部，形状上比较接近气门座圈，流动失真现象得到很好的改善。

燃烧室网格的改进大致经历四个阶段：

1). 采用默认模板切割生成燃烧室网格——该模板是由按直角坐标系生成的正六面体单元形成的网格块。由它切割出来的燃烧室网格的优点是所有网格大小均匀一致，缺点是表面网格质量较差。用这种燃烧室网格形成计算网格时，会产生耦合面，再加上它本身表面网格质量差，容易导致计算发散。

2). 采用自制 O-grid 模板切割生成燃烧室网格——此方法是从改善表面网格质量的角度出发的。O-grid 模板一般是中心部分采用直角坐标系生成网格，外围部分采用极坐标系生成网格。由于燃烧室是回转体，因此用 O-grid 模板切割出来的燃烧室表面网格质量极佳。这种方法也可以保证网格的大小尽量相当，但它同样会产生耦合面。

3). 以气缸网格作为自制模板切割生成燃烧室网格——这使得耦合面上下的网格形状大小完全一致，因此将气缸网格和燃烧室网格合并（Vmerge）成为一体，这样就消除了耦合面。但是这种燃烧室表面网格质量也很差。

4). 针对以前燃烧室模板的缺点，采用自创的气缸网格为中心部分的 O-grid 模板切割生成燃烧室网格——该模板简称 CMC-O-grid（Cylinder mesh centering-O-grid）模板。该模

板外围部分仍采用极坐标网格,因此切割得到的燃烧室表面网格质量极好,但这部分会产生耦合面;中心部分采用气缸网格,所以切割得到的燃烧室网格中心区域与动网格进行 Vmerge 合并为一体,可以消除该部分的耦合面,断层现象大大减少;此方法还对燃烧室网格还做了拉伸层,加速了近壁处流动计算的收敛。设定中心部分的尺寸时保证油束通过区域避开了耦合面。由于喷油过程十分剧烈,在油束通过区域消除耦合面,就消除了突变的断层现象,对计算稳定性很有利,也将失真降到最低。

现在使用的计算网格的燃烧室就是由 CMC-O-grid 模板划分的;在动网格上还增加了与气门座圈处死区容积形状类似的凸台,如图 3 所示。

2.2 物理模型及求解算法选择

计算最终采用的模型为:标准 K- ϵ 湍流模型, Huh 喷雾模型, Reitz/Diwakar 液滴破碎模型、Bai 撞壁模型, shell 点火模型, 层流/湍流时间尺度燃烧模型, PISO 算法。

模拟所用柴油机的主要技术参数如表 1 所示。

表 1 模拟用发动机主要技术参数

型 式	直 列	六 缸	四 气 门	涡轮增压中冷
型 号	CA6DL2-35E3	标定功率/转速		257kW/2100r/min
缸径× 行程	112×145 mm	最大转距/转速		1300N.m/1300r/min
总 排 量	8.6L	增 压 器 型 号		Holset HX40W
压 缩 比	17.0	喷 油 系 统		高 压 共 轨
爆发压力	15 MPa	额定点比油耗		≤ 220 g/kW.h
怠速转速	750±30r/min	全负荷最低比油耗		≤ 203 g/kW.h

研究研究的重点是发动机混合气形成及燃烧过程,所以数值模拟在从压缩上止点前 30°CA 到压缩上止点后 90°CA 这段曲轴转角内进行。

2.3 模型验证

模拟验证选取 1650r/min、50% 负荷、轨压为 80 MPa、无 EGR 工况。从示功图可以看到,计算出的示功图在燃烧前的压缩和膨胀阶段与实验值吻合的都很好,燃烧开始后计算出的示功图和实验值的误差也在 5% 以内。说明所用的模型和计算方法合理,适合用于该柴油机的燃烧数值模拟分析。

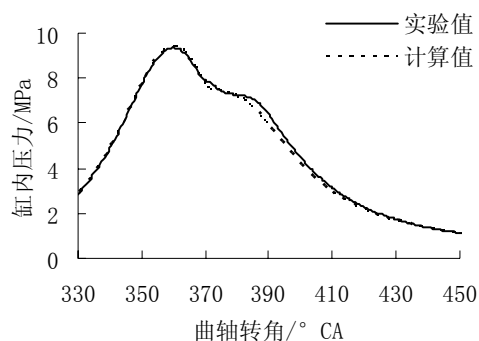


图 4 模型验证

3、 结果分析

EGR 是降低柴油机 NO_x 排放的有效手段。为了能从微观角度找到导致这一结果的原因,更进一步地理解 EGR 对燃烧的作用机理及更好的利用 EGR,本研究采用计算流体力学软件

STAR-CD 对 6DL-35E3 高压共轨柴油机缸内燃油喷射、流动、雾化、着火、燃烧等等进行了数值模拟。模拟时选取 1650r/min、50% 负荷、轨压为 80 MPa 时, EGR 率分别为 2.5%、5%、10% 和 12% 的工况进行了数值模拟研究, 并把结果与相同条件下(同转速、等油耗、定轨压)不加 EGR 时的情况相比较。为叙述简便, 分别用原机、E2.5、E5、E10 和 E12 代表上述工况。

3.1 示功图的模拟分析

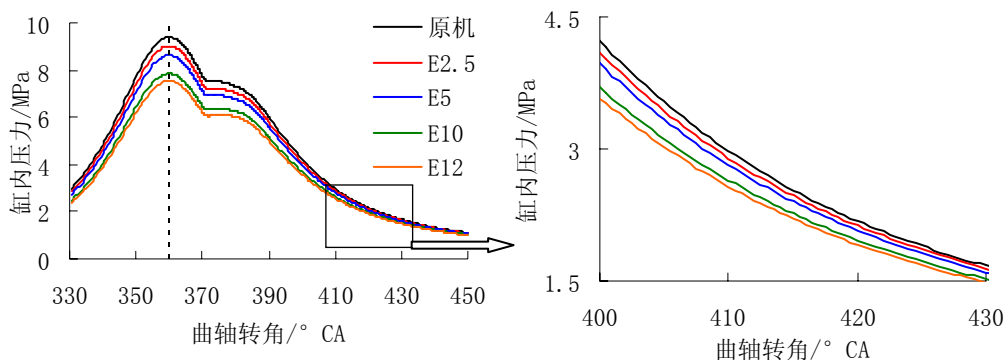


图 5 不同 EGR 率的示功图比较

各 EGR 下的缸压曲线和原机类似, 都呈双峰, 第一个峰比较明显, 出现在压缩上止点 360°CA , 是由压缩而形成的, 因为此时喷油尚未开始; 燃烧形成的峰出现在 380°CA 左右, 但不太明显。随着 EGR 率的增大, 初始压力压下降, 压力峰值也下降。E10 工况峰值压力与原机相比下降了 1.56 MPa。在燃烧发生阶段这种下降还比较明显, 400°CA 以后, 随着 EGR 率增大, 缸压下降的趋势变得愈加平缓, 导致各 EGR 率工况的缸压趋于一致。

由于所用的柴油机为增压柴油机, 而 EGR 回流气体从涡轮机前引出, 所以回流气体越多, 涡轮机所能利用的能量越少, 压气机得到的能量也越少, 增压压力就越小。所以 EGR 率增大必然引起进气压力和进气量的降低。EGR 增大, 初始压力和压力峰值下降就是由这种原因引起的。

从图 6 中可以看到, 随着 EGR 率的增大, 指示热效率下降。原机指示热效率可以达到接近 0.44, E10 工况点的指示热效率已经降到不足 0.38。分析其原因可知: 喷油量保持不变, 进气量减少, 使得燃烧质量变差, 热效率会有所降低; 另外, 由于 EGR 的引入, 使燃烧拖后, 同样会导致热效率的下降。

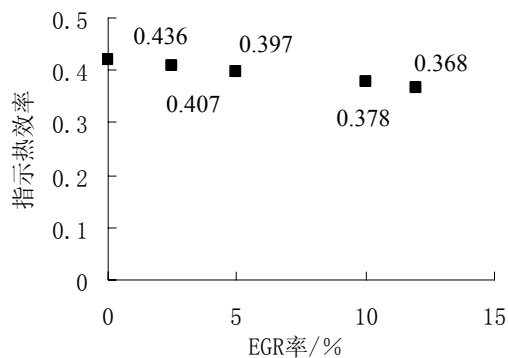


图 6 不同 EGR 率的指示热效率

3.2 EGR 率对 NO 排放的影响

图 7 是实验测得的 NO 排放量与计算的 NO 最终排放量的比较。从图 7 a) 中可以看到, EGR 率相同时, 实验值约为计算值的 60%; 随着 EGR 率的增大, NO 的实验值和计算值都呈递减趋势变化。从图 7 b) 可以看到随 EGR 率的增大, 实验测得的 NO 下降的百分比与模拟得到的下降程度吻合得相当好。所以, 模拟计算虽然不能定量研究 NO, 但对 NO 的定性研究还是相当可信的。

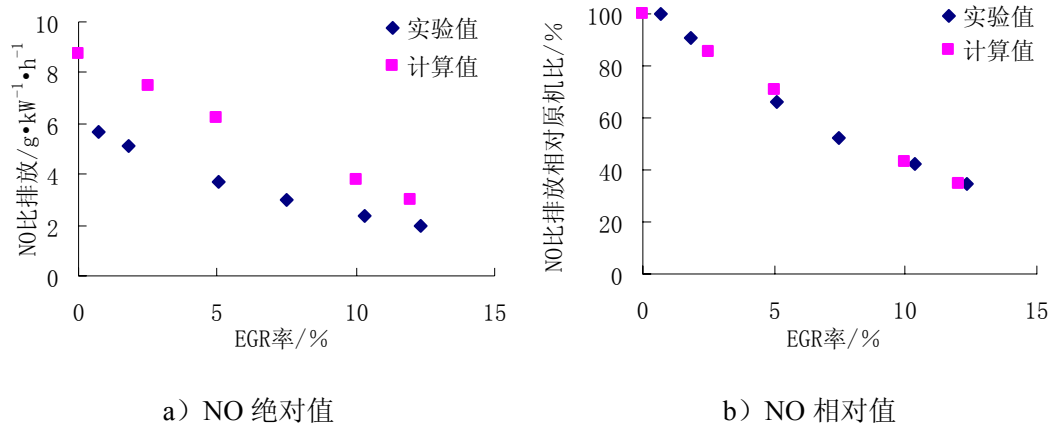


图 7 NO 排放量对比

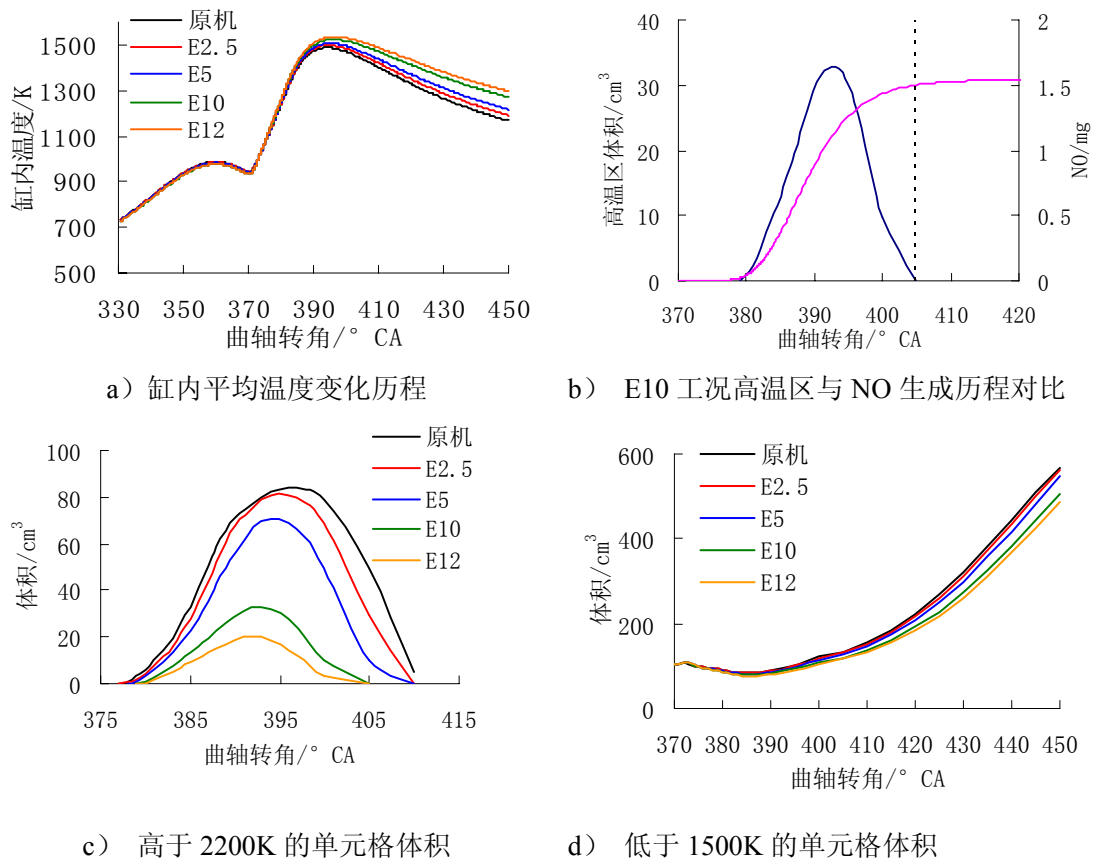


图 8 NO 生成历程与温度分区

文献[4]表明, 当局部温度低于 2200K 时就可避免 NO 的产生; 局部温度低于 1500K 时就基本没有 NO 和 SOOT 生成。因此对缸内温度进行更细致的研究时, 人为把缸内温度分成高温区 ($T > 2200\text{K}$)、中温区 ($1500\text{K} < T < 2200\text{K}$) 和低温区 ($T < 1500\text{K}$), 并用自编程序对各

工况下不同曲轴转角时的各温度区内单元格的体积和质量进行统计,同时记录当时的总体积和总质量,据此算出各温度区所占总体积和总质量的百分比。

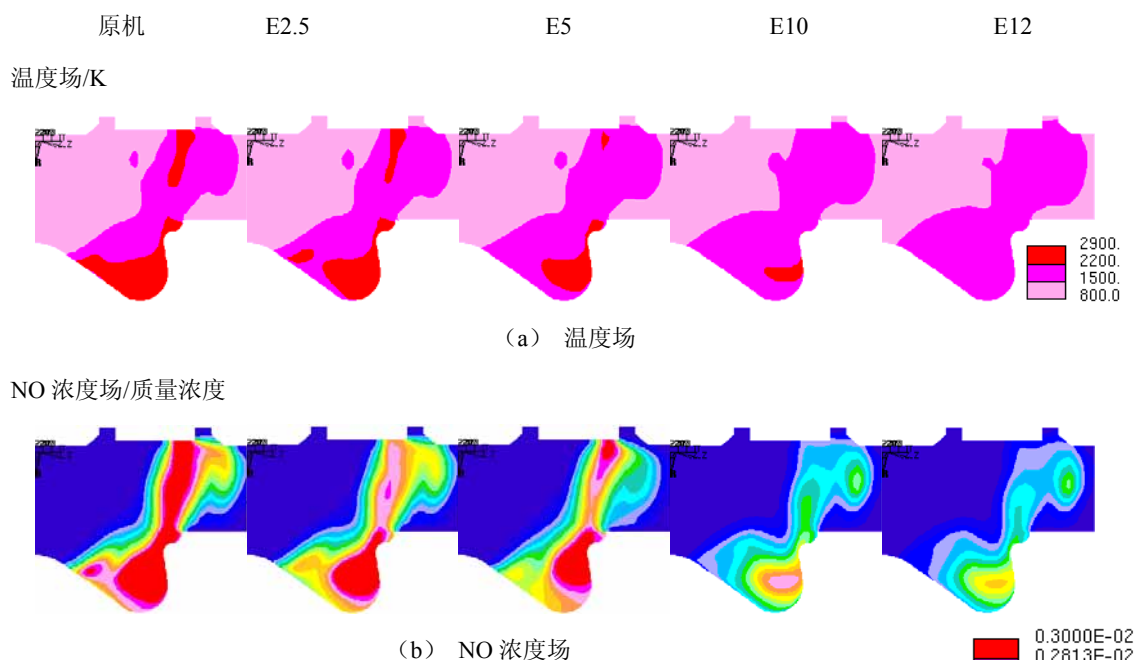


图 9 温度场和 NO 浓度场对比

从图 8 中可以看到,高温区呈先增大后减小的趋势变化,在 378°CA 左右开始出现高温区, 393°CA 附近高温区最大,然后逐渐减小,在 400°CA 以后逐渐消失。这恰和 NO 大量生成的时间段基本吻合。并且随着 EGR 率增加,高温区显著减小,NO 显著降低。因此,EGR 降低 NO 的作用机理用高温区的变化来解释更加充分。

对比图 8 中不同 EGR 率工况的高温区变化曲线可以发现:

- 1) 如图 8 (c) 所示,同一曲轴转角下,EGR 率越大,高温区越小。E5 工况的高温区峰值只有原机的 80%左右,而 E12 工况的更是降低到接近原机的 20%。因此,EGR 使缸内高温区降低的效果十分明显。
- 2) 随着 EGR 率增大,高温区出现的时刻有所推迟。从原机到 E12 工况,推迟了 2°CA 左右;并且随 EGR 率增大,高温区消失的时刻也有所提前,E12 工况比原机提前了 5°CA 左右。因此,随着 EGR 率增大,高温区持续时间缩短。

图 8 (c) 中的高温区随 EGR 率增大而显著减小,而图 8 (a) 中的缸内平均温度却没有太大的变化。因此为分析解释这一现象,有必要研究低温区的变化。

总体来说,低温区体积及其所占总体积的分数呈先减小后增大的趋势变化。低温区体积的增大是由于活塞下行体积膨胀导致(当然,燃油雾化吸热也有小部分的影响)。对比不同 EGR 率工况的低温区变化规律发现,随着 EGR 率增大,低温区呈减小的趋势。从图 8 (d) 可以看出低温区减小的百分比没有高温区剧烈。

高温区和低温区都随着 EGR 率增大而减小,即缸内温度分布随着 EGR 率增大而变得加均匀。这也是图 8 (a) 中平均温度变化不明显的原因。

图 9 是 400°C 不同 EGR 率工况的温度场和 NO 浓度场对比。从该图 (a) 中可以看到, 随着 EGR 率的增大, 缸内温度场的高温区和低温区都在减小, 中温区在增大。从图 (b) 中可以看到, 随着 EGR 率增大, NO 的范围缩小, 浓度降低。微观场的结果和统计结果的分析是一致的。对比相同 EGR 率工况的温度场和 NO 浓度场可以发现, NO 在缸内的分布区域和高温区在缸内分布区域也吻合的很好。

4、 结论

EGR 降低 NO 的作用机理用缸内平均温度来解释是不充分的, 用高温区的变化来解释更加充分。

高温区和低温区都随着 EGR 率增大而减小, 即缸内温度随着 EGR 率增大变得更加均匀。

随着 EGR 率的增大, NO 生成区域减小, 浓度降低。NO 与高温区分布区域一致。

5、 参考文献

- [1] Tomazic , D. , and Pfeifer , A. , “ Cooled EGR - A Must Or An Option for 2002/04 ”, SAE Paper 2002-01-0962.
- [2] Kanda , T. , Hakozaiki , T. , Uchimoto , T. , Hatano , J. , Kitayama , N. , and Sono , H. , “ PCCI Operation with Fuel Injection Timing Set Close to TDC ”, SAE Paper 2006-01-0920.
- [3] CD adapco Group. STAR-CD CHEMKIN Database VERSION 3.24 , 2004
- [4] Kazuhiro Akihama, Yoshiki Takatori, Kazuhisa Inagaki, Shizuo Sasaki, Anthony M. Dean, Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature SAE Paper 2001-01-0655