

性能与排放

采用 EGR 技术降低低速机排放的三维仿真研究

陶一凯¹, 邓康耀¹, 王 真¹, 刘 博², 朱 骏², 豆佳永³

(1. 上海交通大学, 上海 200234; 2. 沪东重机有限公司, 上海 200129;

3. 中国北方发动机研究所, 山西 大同 037036)

摘 要: 采用三维计算软件 AVL-FIRE 模拟仿真了某国产低速二冲程柴油机的燃烧与排放, 分析了废气再循环(EGR)对低速机燃烧与排放的影响。研究表明:EGR 对低速机滞燃期影响不大, 且使用 EGR 技术能够有效降低低速机 NO_x 排放, 低 EGR 率时能够满足 Tier II 排放要求, 并且油耗升高不明显; 高 EGR 率时能够满足 Tier III 排放法规要求。

关键词: 低速二冲程柴油机; 废气再循环(EGR); 数值模拟; 排放

中图分类号: TK421⁺.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2015)03-0009-05

3D Simulation Research on Reducing Emission of Low Speed Engines with Exhaust Gas Recirculation

Tao Yikai¹, Deng Kangyao¹, Wang Zhen¹, Liu Bo², Zhu Jun², Dou Jiayong³

(1. Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200234; 2. Hudong Heavy Machinery Co., Ltd, Shanghai 200129;

3. China North Engine Institute, Shanxi Datong, 037036)

Abstract: 3D software AVL-FIRE was used to carry out simulation research on a domestically produced marine low speed two stroke diesel engine about its combustion and emission, and the influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on the low speed engine was analyzed. The simulation results showed EGR makes NO_x emission of low speed engines decline effectively, with short extension of ignition delay. Tier II regulation could be met with a low EGR rate, with little increase of diesel consumption; Tier III could be met with high EGR rate.

Key words: low speed two stroke engine; Exhaust Gas Recirculation (EGR); numerical simulation; emission

0 引 言

降低 NO_x 排放是目前低速机研究的热点。根据国际海事组织(International Maritime Organization)排放法规规定: 2011 年达到 Tier II 要求, 2021 年须达到 Tier III 要求。目前国际上主要低速机公司都在研发船用柴油机降低氮氧化物排放的相关技术^[2]。干式工艺, 包括提高压缩比、优化排气阀定时、改进喷油器等, 效果比较有限, 无法达到 Tier III 的要求。湿式工艺, 包括燃油掺水乳化

技术、直接注水技术, 两者都会导致气缸内部发生腐蚀问题。后处理技术, 主要是选择催化还原技术, 须要消耗尿素, 且设备占用船体空间。

MAN B&W 公司研究了船用二冲程柴油机废气再循环技术(Exhaust Gas Recirculation)^[3]。将燃烧废气与新鲜进气混合参与燃烧, 借助废气中 CO_2 和 H_2O 高比热的特性降低燃烧温度, 同时稀释缸内工质氧气含量, 达到降低柴油机氮氧化物生成的目的。早在 2004 年, MAN B&W 公司就在其 4T50ME-X 机型上进行了 EGR 试验^[4]。试验表明

收稿日期: 2014-10-29

作者简介: 陶一凯(1990-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为发动机性能与排放仿真分析, E-mail: tao9067@sina.com。

EGR 技术能够有效降低船用二冲程柴油机 NO_x 排放水平, 且成本较低, 对现有机器改造方便。

我国是造船大国, 但低速机技术基本依赖国外。本文采用数值模拟方法, 以自主品牌低速机 6E34 型机作为仿真对象(基本参数如表 1 所示), 研究 EGR 技术降低低速机排放的效果以及对燃烧的影响, 以期与设计与制造提供相应的技术支持。根据 IMO 排放法规, 该机型额定载荷下 Tier II 阶段 NO_x 排放上限为 $13.5(\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$, Tier III 阶段 NO_x 排放上限为 $3.2(\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ [1]。

表 1 6E34 基本参数

额定功率/kW	920
缸径/mm	340
额定转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	169
冲程/mm	1600
曲柄连杆比	0.5

1 模型建立

1.1 网格生成

图 1 是此次三维计算的计算网格。整个计算网格分为两个部分, 一部分是扫气箱网格, 另一部分是包括气缸、排气管在内的网格。只有在扫气相位时扫气箱网格才会加入计算域, 从而减少了非扫气相位计算网格数。

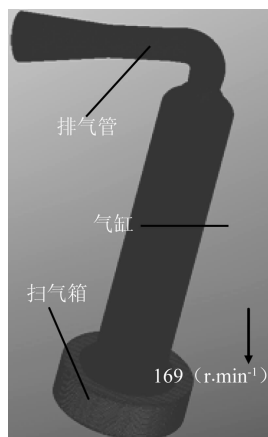


图 1 计算网格

1.2 主要计算模型与初始边界条件

表 2 为数值计算所使用的主要计算模型。

表 3 为数值计算设定的初始边界条件。此次数值计算选取额定工况进行, 引入 EGR 后的数值计算同样使用额定工况点进行。

1.3 EGR 工况选择

根据 MAN 公司试验数据与 EGR 相关文献中给出的 NO_x 排放随 EGR 率变化关系, 本文选择 EGR

率为 0.11 (EGR 质量流量与总进气质量流量之比值) 与 0.42, 额定工况为分析 EGR 的工况。表 4 为数值计算的初始边界条件。分析时保证模型转速、功率不变, 通过一维仿真获得计算所需的边界条件。

表 2 主要计算模型

湍流模型	k-zeta-f 四方程模型
液滴破碎模型	WAVE 破碎模型
射流蒸发模型	Dukowicz 蒸发模型
液滴碰壁模型	Mundo Sommerfeld 模型
燃烧模型	三区相关火焰模型
NO_x 生成模型	Zeldovich 模型
Soot 生成模型	Frolov 动力学模型

表 3 初始边界条件

扫气压力/MPa	0.446
扫气温度/ $^{\circ}\text{C}$	39
排气压力/MPa	0.416
排气温度/ $^{\circ}\text{C}$	444
喷油量/g	15.75
排气门升程曲线	如图 3

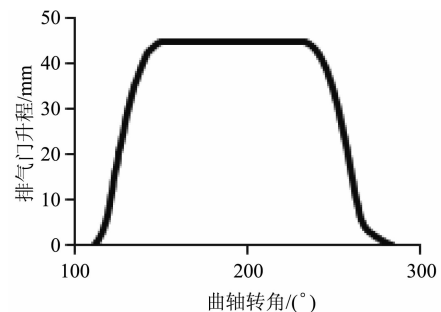


图 2 排气门升程曲线

表 4 EGR 工况初始边界条件

EGR 率	0.11	0.42
扫气压力/MPa	0.443	0.463
扫气温度/ $^{\circ}\text{C}$	39	39
排气压力/MPa	0.409	0.416
排气温度/ $^{\circ}\text{C}$	461	445
喷油量/g	15.75	15.75

2 计算结果及分析

2.1 EGR 对燃烧的影响

图 3 显示, 随着 EGR 的引入, 缸内当量比出现了明显的上升, 也就是说局部富氧区域变少。这是由于 EGR 对进气的稀释作用。由于在新鲜进气中存在着废气, 氧气的浓度下降, 因而当量比上升, 各个区域向浓混合气方向变化, 抑制 NO_x 生成。对于燃烧过程而言, 这样的效果将导致工质绝

热系数的下降, 从而降低内燃机工作的效率, 导致油耗的上升。

图 4 是引入 EGR 后缸内温度分布对比图, 从中可以看到, 引入 EGR 后缸内高温区域明显缩小,

这是由于 EGR 的热效应所致。由于废气中双原子分子的比热较大, 使得再循环后进气比热上升, 因此燃烧后温度升高幅度减小。通过降低缸内各个区域的温度达到了抑制 NO_x 生成的目的。

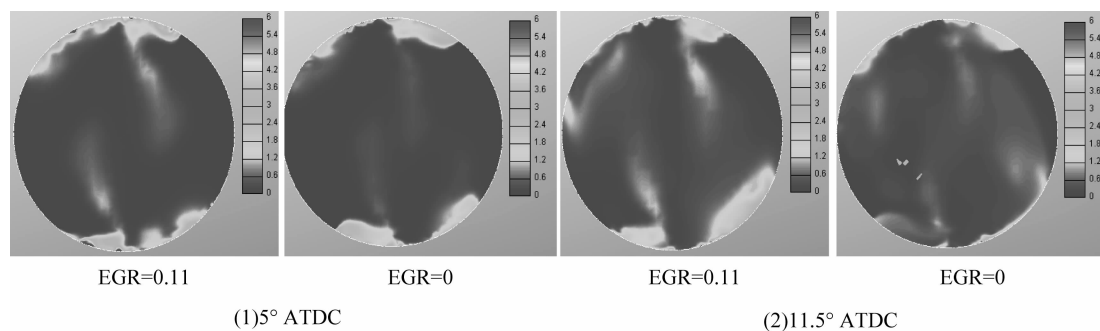


图 3 加入 EGR 后当量比比较图

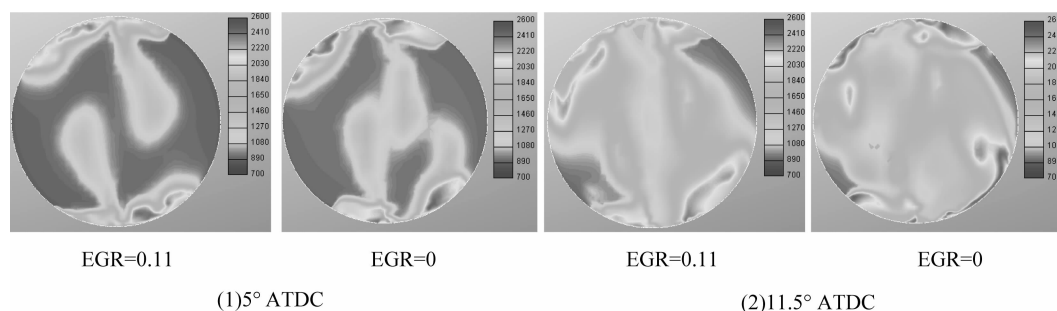


图 4 加入 EGR 后温度比较图

图 5 显示随着废气再循环的引入, 燃烧放热规律出现了一定的延迟。从图 6 累计放热率图上可以得到 5% 放热率延迟了 0.25°CA , 点火迟滞角增大, 燃烧向后燃方向偏移, 最高放热率明显降低。单从放热率角度来分析, 通过引入 EGR, 缸内混合气温度升高速度变慢, 预混合燃烧被延缓, 同时混合更为充分, 预混合燃烧放热率份额变大; 同时由于燃烧延缓, 扩散燃烧速度降低, 燃烧不够彻底, 将导致碳烟(soot)排放的上升^{[8][9]}。

计算结果显示, 原机滞燃期为 3ms, EGR 率为 0.11 时滞燃期延长了 0.7 ms。据文献: 一台缸径为 100 mm 的高速柴油机额定工况下原机滞燃期为 1.5 ms, EGR 率为 0.1 时滞燃期延长了 0.6 ms^[7]。可见 EGR 的引入导致低速机滞燃期延长量比高速机更大, 如果考虑相对增长的话, 低速机滞燃期延长了 23%, 略低于高速机的, 高速机滞燃期延长约为 40%。

2.2 EGR 对污染物生成的影响

2.2.1 EGR 对 NO_x 生成影响

柴油机燃烧过程中 NO_x 的生成可以分为: 热力 NO 、快速 NO 和燃料 NO 三种形态。其中, 热力 NO 主要是空气中的 N 和 O 在火焰通过后的

高温下化学反应而生成的产物, 其生成机理可用扩大采尔道维奇原理描述。快速 NO 主要是在燃烧过剩的浓混合气燃烧过程中, 由火焰带内超过化学平衡浓度以上的 O、OH 等活性为主的中间产物, 燃烧中的 C 和 H 生成的碳氢化合物, 以及 HCN、CN、NH 等中间反应物参与反应而生成。燃料 NO 主要是由燃料中所含的氧化合物分解而产生的中间产物 NH、N、HCN 等参与反应而生成^[10]。

由于 EGR 带来的稀释效应与热效应, 缸内平均 NO_x 浓度明显下降(如图 7), 浓度由 0.000 475 降到 0.000 36。

2.2.2 EGR 对碳烟生成的影响

高温环境下由于热分解形成的低级碳氢化合物中没有与空气接触的部分最终变为微粒, 这些微粒不断聚集并吸附有机物, 最终形成碳烟。其形成过程可分为成核过程、表面增长和凝聚过程、氧化过程。成核过程由燃料的主要成分, 低分子 HC 化合物生成微粒核的化学反应过程构成; 表面增长和凝聚过程主要为所生成的微粒核聚合成微粒的物理生长过程; 而氧化过程是指在燃烧后期生成的碳烟在膨胀过程中氧化的过程。

图 8 显示, EGR 率为 0.11 时碳烟生成更晚,

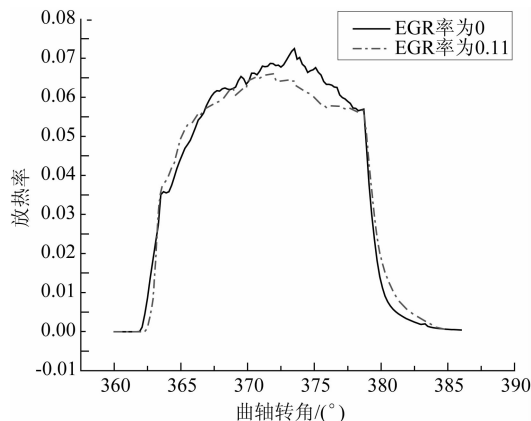


图 5 加入 EGR 后放热率比较图

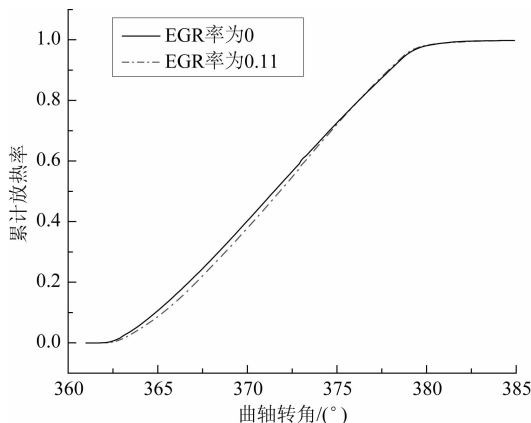
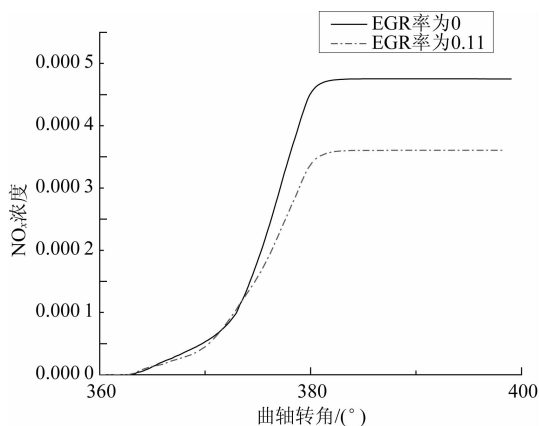


图 6 加入 EGR 后累计放热率比较图

图 7 平均 NO_x 浓度比较图

这是由于燃烧的延后。燃烧开始后,由于氧气浓度较低,高温富氧区域更多,碳烟生成速度更快。在膨胀过程中碳烟发生氧化,由于氧气浓度低因而分压较低,氧化的效果较差^[7],到了膨胀后期碳烟稳定。数据显示 EGR 率为 0.11 时,燃烧结束时碳烟浓度从 1.2×10^{-7} 升至 1.3×10^{-7} 。排放量从 $0.0041 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 升至 $0.0044 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 。

2.2.3 EGR 对排放以及经济性的综合影响

采用公式 (1) 计算平均指示压力,结果显

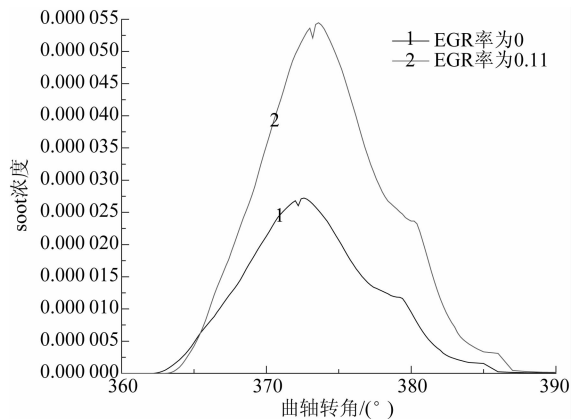


图 8 平均 soot 浓度比较图

示:随着 EGR 的引入,平均指示压力从 1.96 MPa 下降到 1.92 MPa,而喷油量是一定的,因此油耗上升,经济性下降。

$$IMEP = \frac{\sum P_i \Delta z_i S}{V} \quad (1)$$

式中: P 为缸内压力; Δz 为活塞位移; S 为活塞面积; V 为一个循环内活塞扫过的体积; i 为时间步长顺序。

2.3 利用 EGR 实现 Tier II 与 Tier III 的讨论

以上分析显示:利用 EGR 能够降低低速机 NO_x 排放,但同时会引起 soot 排放上升, $IMEP$ 下降。图 12 显示 EGR 率为 0.11 和 0.42 时,所研究机型的 NO_x 与 soot 排放情况。EGR 率为 0.11 时 NO_x 排放从 $17.27 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 下降到 $12.66 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$,达到了 Tier II 的要求;EGR 率为 0.42 时 NO_x 排放进一步下降到 $2.95 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$,达到了 Tier III 的排放要求。但是随着 EGR 率的上升,soot 排放不断上升,EGR 率为 0.11 时,soot 排放量为 $0.0044 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$,比原机上升 10% 左右;当 EGR 率为 0.42 时,soot 排放量急剧升高到 $0.08 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 左右,是原机的 20 倍。

图 9 还显示,当 EGR 为 0.11 时, NO_x 排放降低了 23%,与 MAN 公司试验数据 25% 相符合;同时 soot 排放上升 7%,平均指示压力下降 1%。文献 [7] 中四冲程柴油机模型计算结果显示:在相同 EGR 率额定工况下,平均指示压力下降 7%,较之本文中低速机损失更高。表明:使用废气再循环技术能够有效地降低二冲程柴油机 NO_x 排放,但是对经济型以及 soot 排放有一定的不利影响。

3 结论

(1) 燃油喷射等参数不变,EGR 率对低速机

燃烧始点影响不大，EGR 率 0.11 时，燃烧始点只推迟 1.2°CA，滞燃期从 3 ms 延长到 3.7 ms；

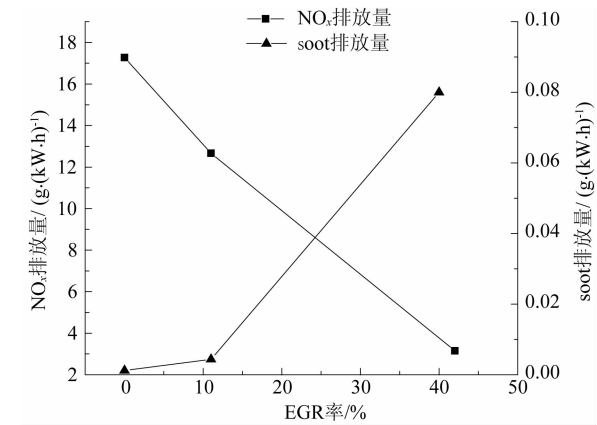


图 9 NO_x、soot 随 EGR 率变化

(2) 通过引入 EGR，低速机 NO_x 排放能够得到有效降低，使用 0.11EGR 率能够满足 Tier II 排放要求，使用 0.42EGR 率能够满足 Tier III 排放要求；

(3) 使用 0.11EGR 率时平均指示压力下降不足 2%，对经济性影响不大。

参考文献

[1] IMO Marine Engine Regulation, International Maritime Organization. Available; [www. dieselnet. com](http://www.dieselnet.com)

[2] David Brown, Rudolf holtbecker . Next steps in exhaust emissions control for Wärtsilä low-speed engines [R]. wärtsilä Technical journal, 2007 (01).

[3] Emission Control. MAN B&W Two-stroke Diesel Engines [R].

[4] Johan Kaltoft . Tier III EGR for large 2-stroke MAN B&W diesel engines [C]. International Symposium on Marine Engineering, 2011.

[5] 张俊军, 杨志村, Yun Kang, 等. 船用低速二冲程柴油机燃烧与排放数值模拟研究 [J]. 柴油机, 2012, 34 (2): 20-25.

[6] María Isabel Lamas Galdo, Carlos G, Rodríguez Vidal. Simulation of the scavenging process in two-stroke engines, Numerical Modelling [M]. Dr. Peep Miidla (Ed.), 2012.

[7] 温永美. EGR 率对柴油机燃烧排放性影响仿真分析 [D] 重庆: 重庆交通大学, 2012.

[8] 蒋德明. 内燃机燃烧与排放学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.

[9] 房克信, 邓康耀, 乌静川. EGR 温度对涡轮增压柴油机燃烧和排放的影响 [J]. 农业机械学报, 2004.

[10] 程晓章. 汽车发动机原理 [M]. 合肥: 合肥工业大学出版社, 2011.

[11] 赵昌普, 李小毡, 张军, 等. EGR 的热效应和稀释效应对柴油机燃烧和排放的影响 [J]. 燃烧科学与技术, 2014 (01).

重 要 启 事

各位作者和读者：

由于原邮箱 cyj216@sh163.net 容量较小，无法满足编辑部日常邮件往来需求，自 2015 年第 2 期起，启用新邮箱 dieselengine@sina.com。即日起至 2015 年 12 月 30 日为过渡期，原邮箱将同时使用，但请优先选择新邮箱发送邮件。

由此带来不便，深表歉意。希望广大作者和读者继续支持本刊。

《柴油机》编辑部
2015 年 3 月 10 日

《柴油机》杂志广告价目表

版位	尺寸/mm	颜色	定价
封面	205 × 226（去刊头）	彩色	8000 元/版
封二	210 × 297	彩色	6000 元/版
封三	210 × 297	彩色	4000 元/版
封底	210 × 270（去条形码）	彩色	5000 元/版
首插页	210 × 297	彩色	5000 元/版
插页	210 × 297	彩色	4000 元/版

注：《柴油机》杂志为双月刊，单月月底出版，全年 6 期。

联系人：高荃，夏斐 电话：021-31310201，021-31310204