

# 进气管 EGR 分配均匀性的 1D-3D 耦合计算分析

## 1D-3D Coupled Analysis of EGR Uniformity in an Intake manifold

陈群 宋涛 杨文蕾

(一汽技术中心, 吉林省长春市 130011)

**摘要:** 换气过程中, 再循环废气在各缸的分配均匀性直接影响到发动机的性能和排放。实现 EGR 分配均匀性的关键在于根据进气管的结构特点合理选择 EGR 注入点的位置, 这需要借助模拟分析手段来实现。目前比较有效的方式是采用一维和三维耦合计算来解决, 本文以某四缸柴油机进气管为例, 采用 1D-3D 耦合计算的方法对 EGR 注入点的位置及出口方向进行优化, 提高了 EGR 气体在各缸的分配均匀性, 使其满足设计要求。

**关键词:** 进气管, EGR 分配均匀性, 耦合计算分析

**Abstract:** EGR has a very important and direct effect on the engine performance and exhaust performance. The CAE/CFD method is very helpful to find the appropriate EGR position on the intake manifold. The 1D-3D coupled analysis has been performed on an intake manifold of a four-cylinders diesel engine to optimize the EGR position. After optimization, the EGR uniformity has been improved and met the requirements of design.

**Keywords:** intake manifold, EGR uniformity, coupled analysis

为了满足日益严格的排放法规要求, 采用废气再循环 (EGR) 降低 NO<sub>x</sub> 排放的是非常有效的技术措施<sup>[1, 2]</sup>。在换气过程中, 再循环废气在各缸的分配均匀性直接影响发动机的性能和排放。本文采用 1D 和 3D 耦合计算分析的方法, 对 3.0L 柴油机的进气管进行研究, 根据进气管的结构特点优化 EGR 注入点的位置和开口方向, 实现 EGR 气体的分配均匀性, 更好地降低 NO<sub>x</sub> 排放。

## 1 基础模型模拟结果

本文研究的 3.0L 柴油机的基本技术参数见表 1。该发动机采用外部冷 EGR 技术措施来降低 NO<sub>x</sub> 排放, 满足欧 V 排放法规要求。

表1 某3.0L柴油机主要技术参数

型式	直列四缸、水冷、增压
缸径/冲程	95.4mm/104.9mm
排量	2.99L
压缩比	17:1
最大功率	103.7kW @ 2750rpm
最大扭矩	360Nm @ 1400-2800rpm
最低比油耗	205 g/(kW · h)

## 1.1 计算模型及计算方法

该柴油机带有 EGR 的进气管三维几何模型如图 1 所示, 为了更准确的模拟进气管内的气体流动情况, 新鲜空气流通管路和 EGR 的流通管路取得比较长, EGR 的注入点在进气歧管入口的上方, 废气通过三个小孔进入进气总管, 图中的管路端部深色域为和 1D 软件进行耦合计算交换数据的流体区。

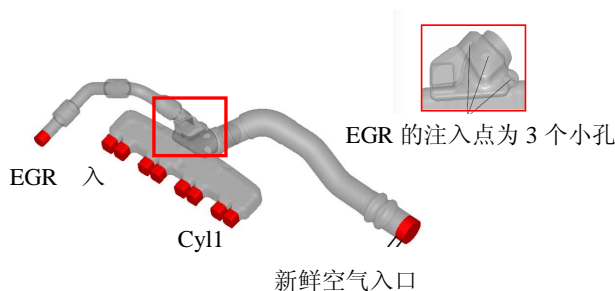


图 1 带有 EGR 管路的进气管模型

发动机换气过程一维模拟的计算模型采用 GT-POWER 软件来建立, 模型中进气管相应的端口采用可进行耦合计算的元件来建立。进气管的三维计算模型采用四面体网格划分, 在贴近壁面处拉伸边界层, 计算网格大约 37 万。求解器为 STAR-CD 软件, 计算过程中认为气体在进气管内的流动是非稳态, 可压缩的湍流流动, 采用标准的  $k-\epsilon$  /高雷诺数湍流方程, 隐式算法, 一阶迎风差分格式。1D 模型和 3D 模型在耦合计算过程中的对应关系如图 2 所示。

在 1D 和 3D 耦合计算过程中, GT-power 软件将质量流量作为边界条件传递给 STAR-CD, STAR-CD 软件将计算得到压力作为边界条件传回 GT-power<sup>(3)</sup>。这样, 通过二者在接口流体段内时时物理量信息的传递, 可以模拟出换气过程中 EGR 气体在各缸的分配均匀性以及进气管内的三维流动对发动机换气过程影响。

计算工况点为发动机转速 3200rpm 的全负荷工况, 目标 EGR 率为 10%。

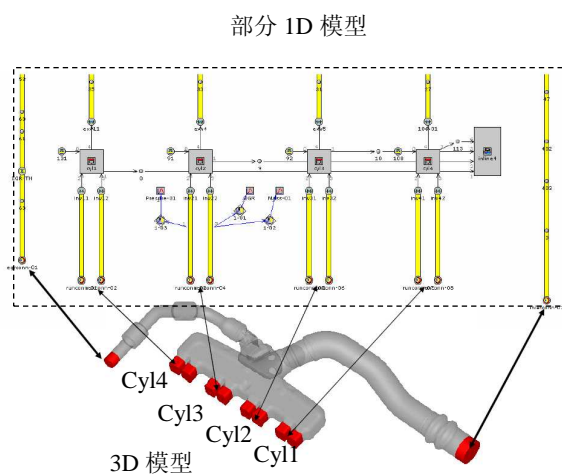


图 2 耦合计算的 1D 和 3D 模型对应关系

## 1.1 基础模型的耦合计算结果分析

图 3 为模拟计算得到的各缸 EGR 率。平均 EGR 率为 9.30%，EGR 率的最大值和最小 EGR 之差（以下记作 MED, Maximum EGR Rate Deviation）为 1.91%，是平均 EGR 率的 20.53%（记作 RMED, 定义为 MED 与平均 EGR 率之比），EGR 率的均匀性比较差。

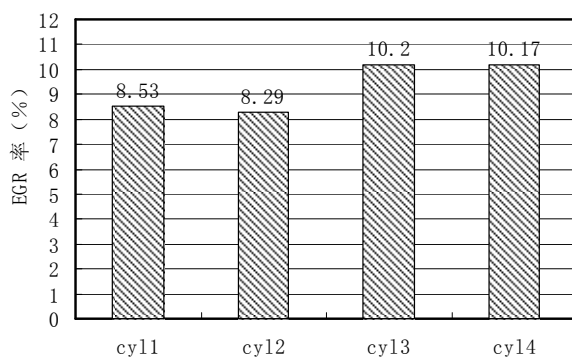


图 3 基础模型的各缸 EGR 率分配

图 4 和图 5 分别是不同时刻各缸进气时瞬时 EGR 浓度和气体速度矢量总体分布和在通过进气容积强中心剖面上分布情况图。图 6 为不同剖面上的平均 EGR 浓度分布。从这三个图中可以看出，受 EGR 注入点的位置和新鲜空气气流方向的影响，3 缸和 4 缸的 EGR 率相对于其它两缸要高，需要调整 EGR 注入点的位置，改善 1 缸和 2 缸的 EGR 与新鲜空气的混合情况，提高 EGR 率。

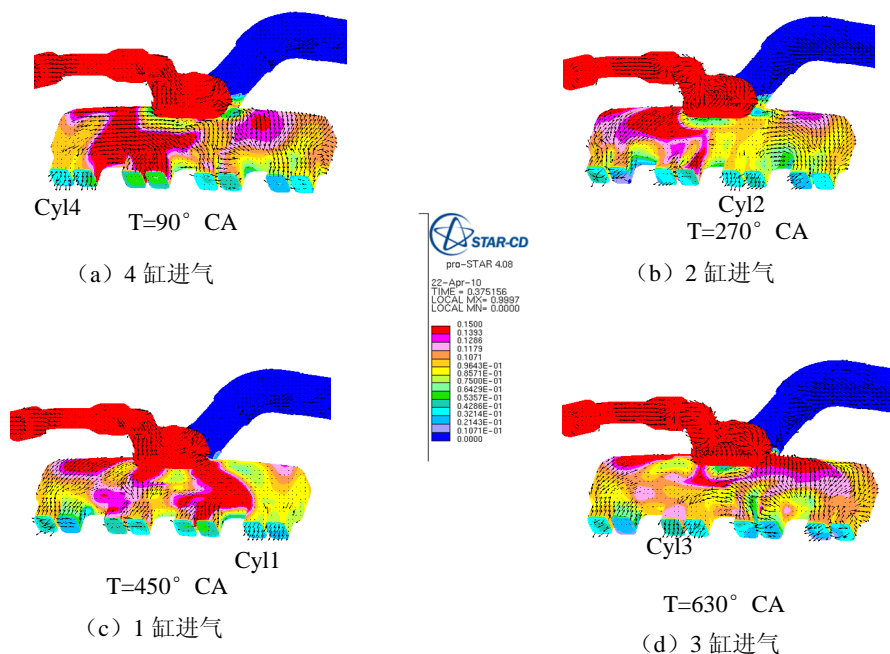
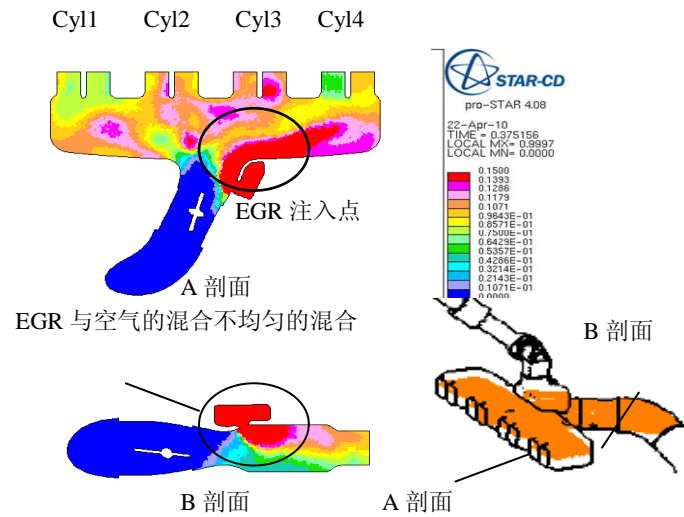
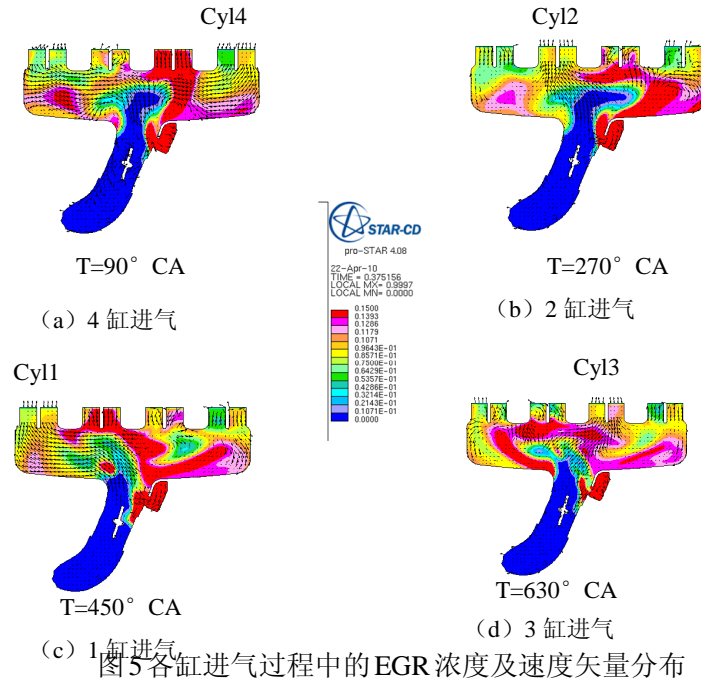


图 4 各缸进气过程中的 EGR 浓度及速度矢量分布



## 2 基础模型模拟结果

### 2.1 改进模型结构

根据上面的分析,对 EGR 注入点的位置和结构进行调整,见图 7。主要变化为:将 EGR 的注入点由原来的三个小孔引入改成与空气来流垂直的一个直管引入;直管的开口方向朝向进气容积腔的中间位置;直管的插入的深度接近空气进气总管中心线高度。

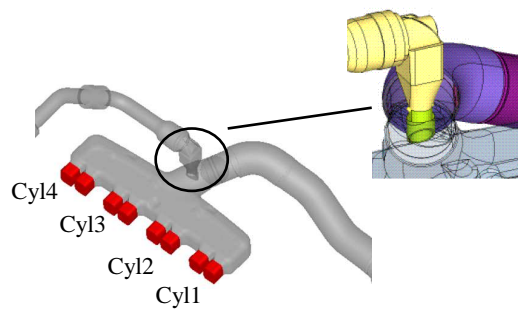


图 7 改进模型的 EGR 注入点位置和结构

## 2.2 改进模型的计算结果分析

对改进 EGR 注入点位置和结构进气管模型按照相同的工况进行耦合计算,下面对结果进行分析。

图 7 为图 4 是不同时刻各缸进气时瞬时 EGR 浓度和气体速度矢量分布图。图 8 为不同剖面上的平均 EGR 浓度分布。从这两个图中可以看出,改进后的 EGR 气体在进入进气总管后与新鲜空气的混合比较均匀,而且在各缸进气过程中 EGR 浓度不均匀性变化比较小。

图 9 为模拟计算得到的各缸 EGR 率与基础方案的比较。改进后平均 EGR 率为 9.29%, EGR 率的最大值和最小 EGR 之差 MED 为 0.94%, RMED 为 10.12%。与基础方案相比, EGR 气体在各缸的分配不均匀性有很大改善。

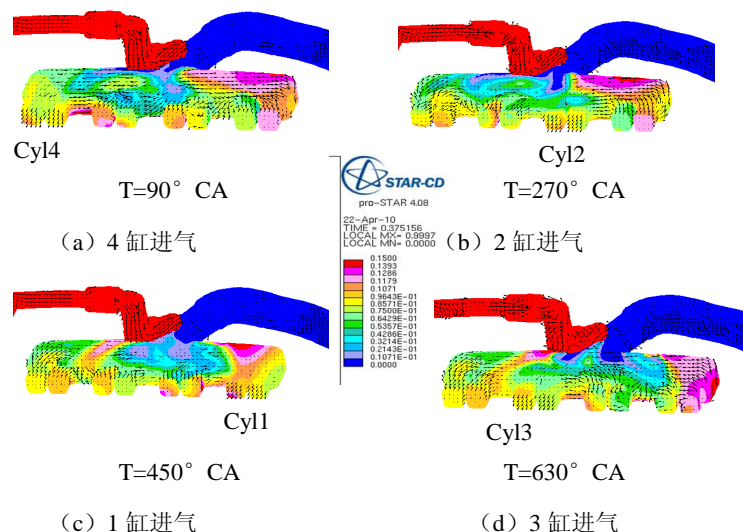


图 8 各缸进气过程中的 EGR 浓度及速度矢量分布

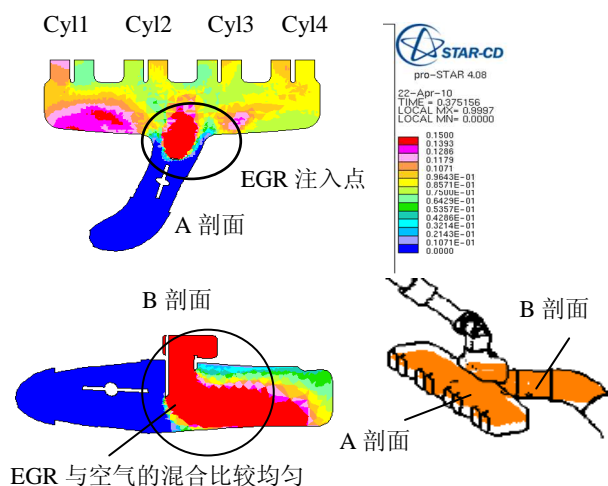


图 9 剖面上的平均 EGR 浓度分布

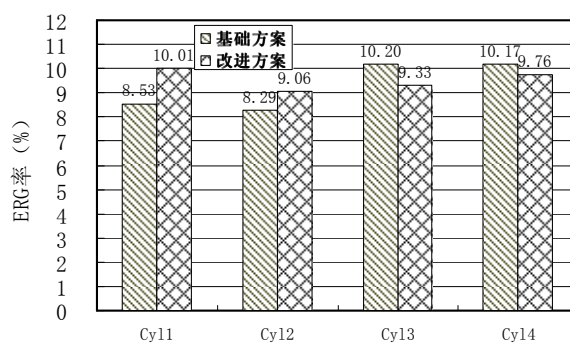


图 10 改进前后各缸平均 EGR 率比较

### 3 结论

通过对上面 3.0L 柴油机进气管基础模型和改进模型的 EGR 分配均匀性耦合计算结果的分析可以得出：

- (1) 采用一维和三维耦合计算分析的方法可以模拟换气过程中 EGR 气体在各缸的瞬态分配情况；
- (2) 借助耦合计算分析技术，可以优化进气管 EGR 气体注入点的位置和结构，提高 EGR 气体在各缸的分配均匀性，从而有效降低 NOX 排放。

### 4 参考文献

- [1] D.A.Kouremenos and D.T.Hountalas. Using Advanced Injection Timing and EGR to Improve DI Diesel Engine Efficiency at Acceptable NO and Soot Levels. SAE paper 2001-01-0199, 2001
- [2] E.Mattarelli. Experimental and Numerical Investigation on the EGR system of a New Automotive Diesel Engine. SAE paper 2000-01-0224, 2000
- [3] Gamma Technologies. STAR-CD CFD Coupling Tutorials.2009