

某双回路 EGR 柴油机瞬态特性计算研究

Simulation Research on Transient Characteristic of Diesel Engine with Double Loop EGR

刘明嘉 许汉君 王鹏 夏兴兰 杨海涛

(中国一汽无锡油泵油嘴研究所, 江苏 无锡 214036)

LIU ming-jia XU han-jun Wang peng XIA xing-lan Yang hai-tao

(FAW Wuxi Fuel Injection Equipment Research Institute, Wuxi 214063, China)

摘 要: 发动机在瞬态条件下较稳态工况的性能和排放会出现明显的劣化。本文采用 1D 和 3D 相结合的手段对双回路 EGR 柴油机的瞬态特性进行计算研究。稳态计算用来标定模型, 并为瞬态计算创造输入条件; 瞬态计算研究了响应性、性能和排放恶化情况, 通过优化给出了瞬态加载过程中高、低压 EGR 系统联合运行时策略。

关键词: 瞬态 GT-power 低压 EGR 高压 EGR

Abstract: The engine in the transient conditions will be significantly degraded, compared to the state conditions. This paper study on the transient characteristic of diesel engine with double loop EGR by simulation, using a combination of 1D and 3D. The steady state simulation is used to calibrate the model, while creating input conditions for transient calculations. The transient simulation studied responsiveness and deterioration of performance and emissions, and gives the optimal operation of high and low pressure EGR in the process of transient loading.

Key words: transient GT-PWER low pressure EGR high pressure EGR

0 引言

发动机实际运行工况复杂, 转速和扭矩随时会发生变化, 与稳态工况相比, 瞬态下发动机的性能会出现明显的劣化。因此研究瞬态工况下的控制策略, 以便采用优化和补偿等手段控制油耗、降低排放恶化程度, 具有十分重要的意义。

EGR 能降低机内的 NO_x 排放, 且相较于 SCR 系统成本较低。双回路 EGR 系统具备高压和低压两个 EGR 回路, 能够有效提升柴油机的 EGR 率, 通过高、低压 EGR 率分配和燃烧控制策略的合理匹配, 可有效的控制排放, 提升柴油机的性能。

本文采用计算手段对某排量为 11L 的双回路 EGR 柴油机的瞬态特性进行研究, 采用 1D 和 3D 计算相结合的方法, 发挥各自的优势, 以 1D 瞬态计算为主, 3D 燃烧计算作为补充和验证。

1 计算方案及设置

1D 模型采用 GT-Power 软件搭建, 计算模型如图 1 所示, 模型中高压 EGR 阀直径为 20mm, 低压

EGR 阀直径为 30mm，背压 1.05bar。首先计算稳态工况，找出控制策略，作为瞬态计算的控制条件。稳态计算转速为 1200rpm 下 BMEP=5bar/4bar/3bar/2bar 的 4 个工况；瞬态计算 1200rpm/BMEP=2bar 切换到 1200rpm/BMEP=5bar 的过渡情况。

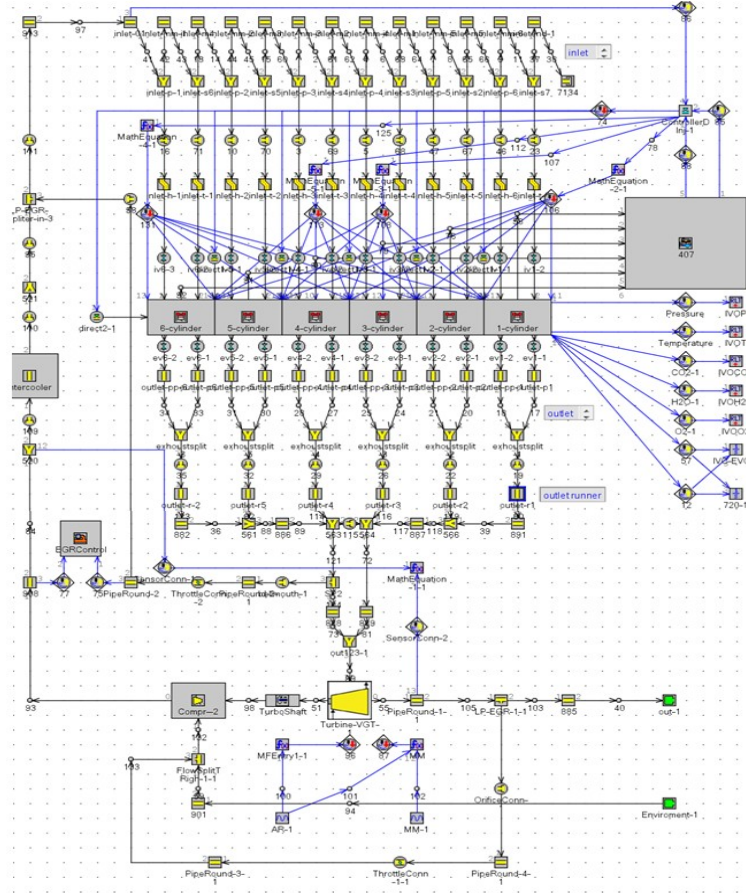


图 1 1D 计算模型

为节约计算成本，3D 燃烧计算采用扇形网格，图 2 为模型示意图；计算模型前期已进行过标定，计算的边界条件由 1D 计算结果提取，3D 燃烧计算为稳态工况计算。

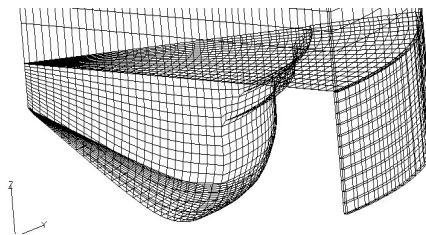


图 2 3D 计算网格

3、稳态计算

首先对 1D 稳态工况进行计算，柴油采用单次喷射，喷射正时为- 4CA/ATDC，以油耗最低为目标，寻找不同负荷下最佳的 VGT 开度。图 3 为计算结果，由图可知，随着负荷的升高，油耗降低。BMEP 为 2bar 和 3bar 的工况，油耗随着 VGT 开度增大而减小；BMEP 5bar 和 4bar 的工况，随着 VGT 开度的增大，油耗先减小后略微增大。分析其原因：一方面 VGT 开度小会导致燃烧后排气压力增大，

随着 VGT 开度的增加, 泵气损失会减小; 另一方面 VGT 开度在 0.5 附近时, 效率最高, 能量回收效率提高, 有利于提升 IMEP, 开度继续增大后会致使 VGT 效率和增压压力降低, 对 IMEP 的提升不利, 导致油耗略有提升。

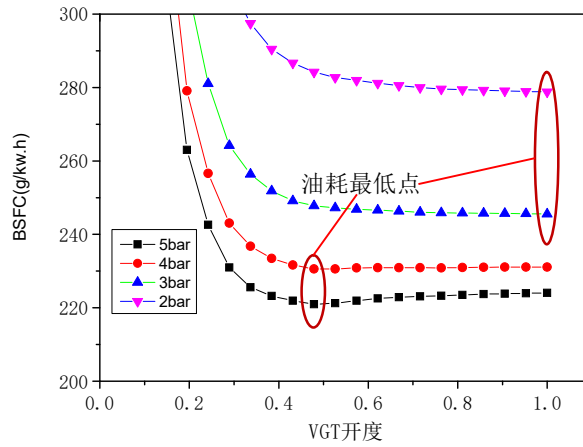


图 3 不同负荷下油耗随 VGT 开度的变化

表 1 1200rpm 各负荷下油耗最佳点 1D 计算结果

BMEP	5	4	3	2
BSFC	223.64	233.70	249.15	283.24
VGT 开度	0.478947	0.4789747	1	1
循环油量	57.206	47.826	38.24	28.982
NOx	6.595	4.948	3.928	3.036
压比	1.1837	1.1392	1.0136	1.0103
P@IVC (bar)	1.4128	1.3578	1.2099	1.2059
T@IVC (K)	375.59	375.68	375.1	374.44
O2 (mole)	0.20048	0.2007	0.20117	0.20163

表 1 为 1D 计算优化出不同负荷下油耗最佳点的结果, 由表可知, 随着负荷的提升, 油耗降低, NOx 排放增加。提取 1D 数据作为 3D 燃烧计算的边界, 考察放热和排放情况。表 2 为 3D 燃烧计算出的不同负荷下指示功和 NOx 排放, 从指示热效率上看, 基本都在 47% 左右, 从 NOx 排放上看, 负荷越大, NOx 排放越高。

表 2 1200rpm 不同负荷下 3D 燃烧计算结果

BMEP (bar)	5	4	3	2
指示热效率 (%)	46.79	47.42	47.58	47.59
NOx (g/kw.h)	6.912	6.5	5.304	3.77

由于 3D 燃烧计算考虑的因素更多, 且已与试验数据进行过标定, 能够更好的模拟缸内燃烧情况, 为了瞬变过程中较准确的预测放热和 NOx 排放, 保证计算可靠性的同时节约计算成本, 利用 3D 燃烧计算结果对 1D 计算模型进行标定。

首先进行燃烧模型的标定, 找出 Wiebe 燃烧模型参数与转速、油量和喷射正时的变化规律。

图 4 为燃烧放热率标定结果，1D 和 3D 计算出的燃烧放热基本一致，表明标定后的 1D 燃烧模型能够用于后续的预测计算。之后对 1D 计算的 NO_x 排放进行标定，图 5 为标定后 1D 和 3D 的 NO_x 排放对比，由图可知，标定后 1D 和 3D 的 NO_x 排放趋势一致，且数值差别小，可以满足计算要求。

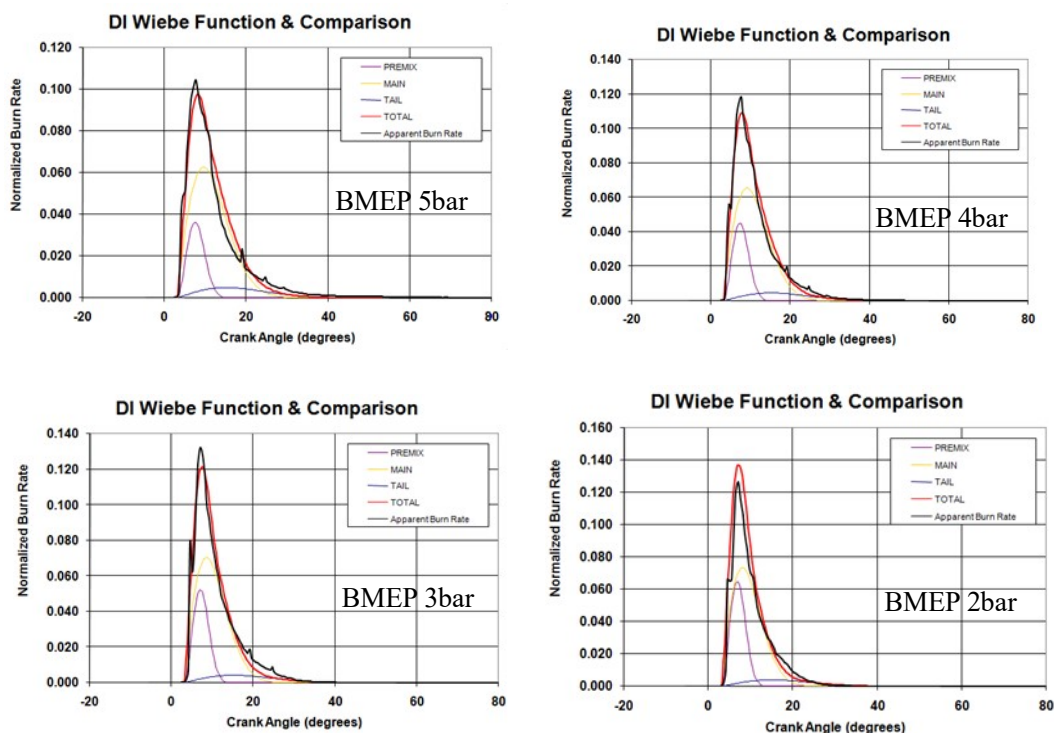


图 4 燃烧放热率对标（黑线为 3D 计算放热率，红线为 1D 放热）

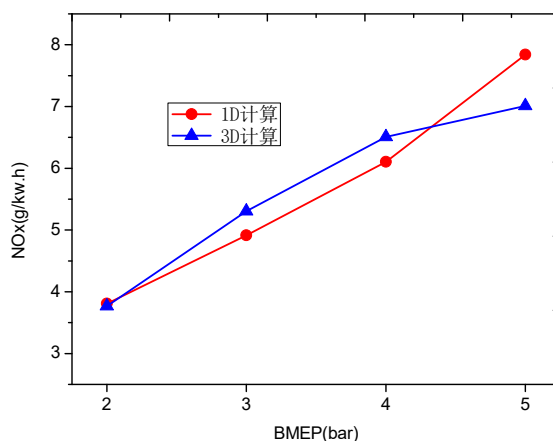


图 5 NO_x 排放标定结果

利用已标定的 1D 模型，对 BMEP 为 2、3、4、5bar 的 4 个工况只使用低压 EGR，根据之前油耗优化计算结果，固定 VGT 开度，对低压 EGR 阀开度进行 DOE 计算。考虑到喷射正时会对 NO_x 排放有直接影响，增加喷射正时为 4° CA /ATDC 的计算作为对比。

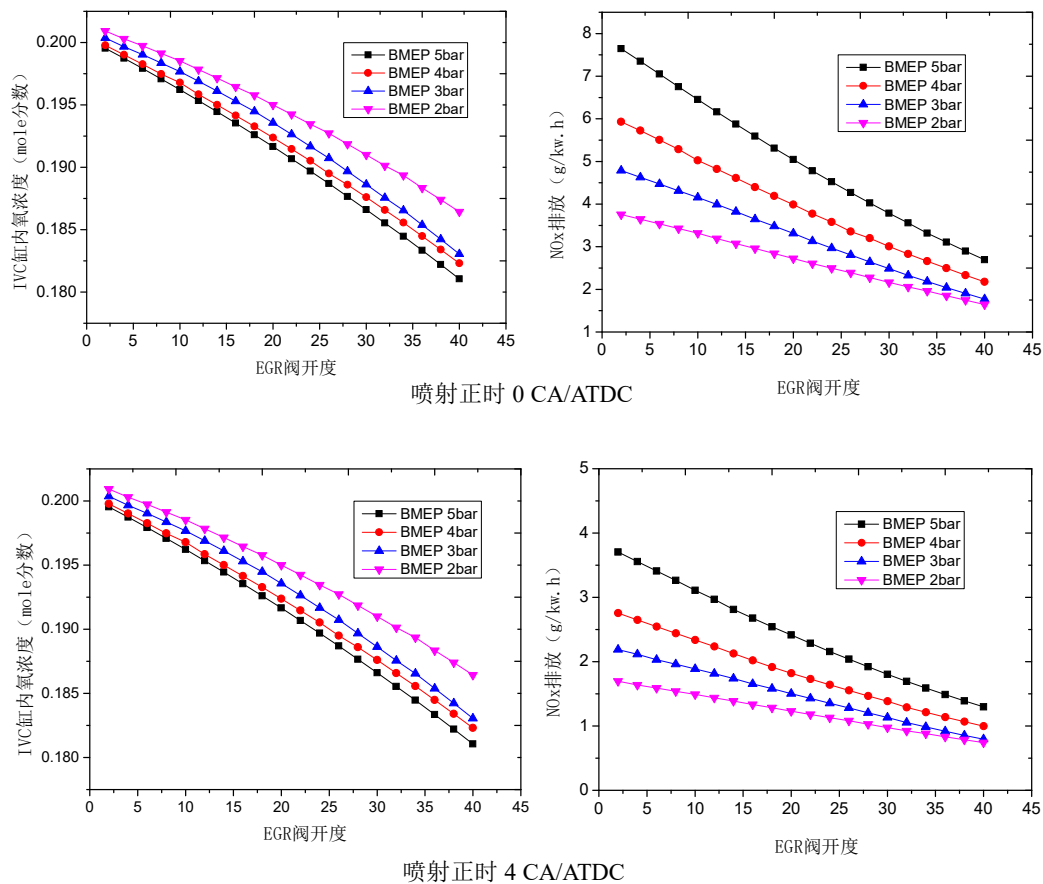
图6 缸内氧浓度、NO_x 排放随低压 EGR 阀开度变化

图6为低压EGR下不同负荷工况的缸内氧浓度、NO_x排放随EGR阀开度的变化,由图可知,不同喷射正时下曲线的变化一致,随着EGR阀开度增加,IVC的缸内氧浓度降低,且负荷越大,氧浓度下降的幅度越大,其原因是:低负荷下缸内的过量空气系数大,废气中氧浓度高。从NO_x排放上看,推迟喷油后NO_x排放值明显降低; NO_x排放随EGR阀开度的增压而降低,其原因是: NO_x的生成环境为高温富氧,缸内氧浓度降低抑制了NO_x的生成,当NO_x排放降低到一定程度时,氧浓度对NO_x排放的降低作用有所削弱。

表3 1200rpm 低压 EGR 下稳态工况计算结果

喷射正时 (CA/ATDC)	BMEP (bar)	低压 EGR 阀 开度 (deg)	缸内 O ₂ (mole 分数)	油耗 (g/kw.h)	NO _x (g/kw.h)
0	5	38	0.182	222.283	2.895
	4	32	0.186	231.782	2.831
	3	26	0.191	246.724	2.808
	2	18	0.196	280.469	2.839
4	5	16	0.195	223.614	2.813
	4	0	0.201	232.253	2.756
	3	0	0.201	246.684	2.188
	2	0	0.201	279.529	1.699

根据低压 EGR 下的 DOE 计算结果,保证 NO_x 排放不超过 3g/kw.h,同时考虑到 NO_x 排放与 SOOT 排放的竞争关系,选取 NO_x 排放为 2.8-2.9g/kw.h 的 case,提取对应的低压 EGR 阀开度和缸内氧浓度等数据作为之后瞬态计算的控制条件,表 3 为满足要求的 case 的相关数据。由表 3 可知,喷射正时为-4CA/ATDC 时,只有 BMEP=5bar 的工况需使用 EGR 来保证 NO_x 排放低于 3g/kw.h 的限值。其主要原因是喷射较晚使滞燃期变长,燃烧接近低温预混燃烧方式,燃烧温度降低导致的 NO_x 排放大幅下降。

4、低压 EGR 下瞬态特性计算

在低压 EGR 下稳态计算的基础上,开展低压 EGR 下的瞬态计算。设定瞬变过程低压 EGR 阀开度为线性变化,0-8s 计算稳态工况为 BMEP=2bar,保证计算稳定,8s 时开始加载,喷油量线性变化,计算加载时间 2s 和 1s 的情况,考察瞬变过程中油耗、NO_x 恶化情况。

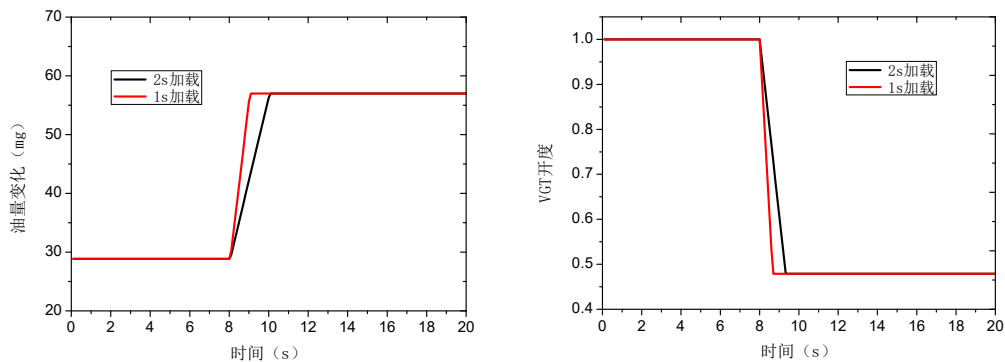


图 7 瞬态计算中喷油量、VGT 开度随时间的变化

图 7 为计算中的喷油量和 VGT 开度变化曲线,都为线性变化;根据之前油耗优化计算结果,BMEP 2bar 和 3bar 下,VGT 开度为 1 时油耗最佳,但 VGT 开度在 0.6-1 间时,油耗的最大差值不超过 1.5g/kw.h,考虑到增压压力的响应性,设定 VGT 开度从 1 过渡到 0.4789。

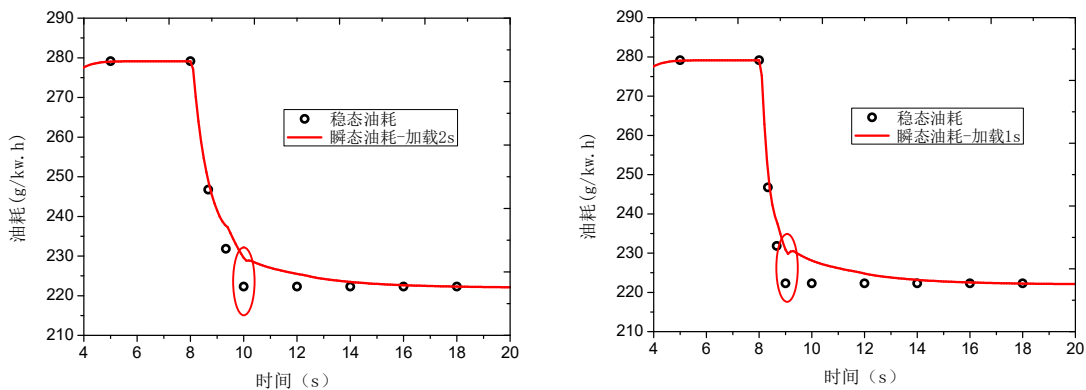


图 8 低压 EGR 瞬态过程中油耗变化 (喷射正时 0° CA ATDC)

图 8 为喷射正时 0CA/ATDC 时,低压 EGR 下瞬态过程与相同油量下稳态工况油耗的对比,从图可知,瞬变过程中,瞬态油耗比稳态油耗有所增加,且在油量刚加载完成时刻,稳态和瞬态间的油耗差别最大,2s 加载约 6.7g/kw.h,1s 加载约 8.72g/kw.h。其主要原因是由于增压器的滞后性,导致进气压力的响应慢,进气量较稳态工况低,致使热效率有所降低(此处未考虑燃烧效率的变化)。

图 9 为低压 EGR 下瞬态过程中 NO_x 排放与稳态工况下 NO_x 的对比,由图可知,只使用低压 EGR 时,加载过程中 NO_x 排放会明显上升,且加载时间越短,瞬变过程中 NO_x 排放的峰值越高。在加载完成一段时间后会现 NO_x 低谷,分析其原因是由于此时 EGR 阀已开到目标位置,且废气流量达到稳定,但由于增压器的滞后作用,进气压力未达到目标,过量空气系数小,缸内的氧浓度要低于稳态工况,同时导致废气中的 O₂ 浓度降低,导致 NO_x 排放继续降低;之后随着增压压力的提升,缸内进气量增大,过量空气系数提升,NO_x 排放随之增加,之后达到稳态工况的水平。

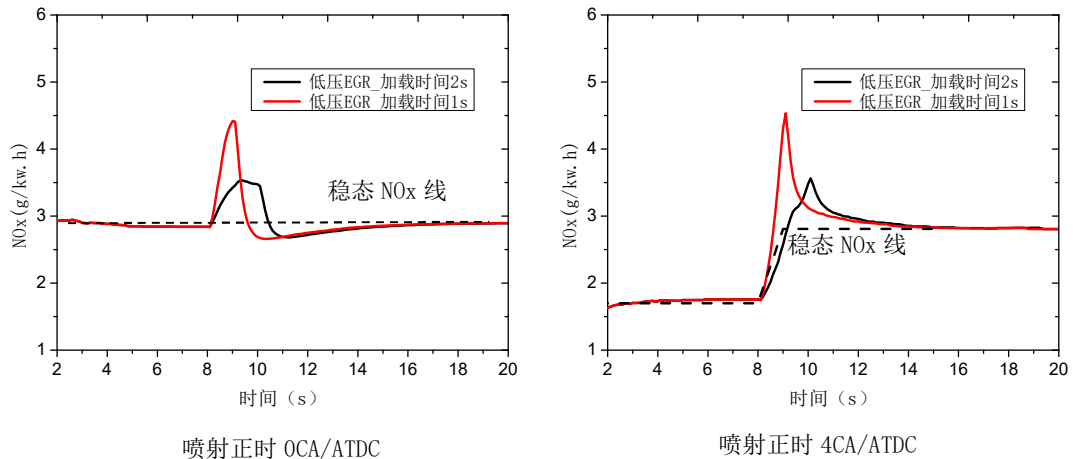


图 9 低压 EGR 瞬态过程中 NO_x 排放变化

5、高、低压配合下瞬态特性计算

根据前文计算分析,若只使用低压 EGR,在控制策略不变情况下,瞬态下 NO_x 排放将远高于稳态工况。因此,在工况切换过程中将高、低压 EGR 配合使用低压 EGR 开度与稳态策略相同,利用高压 EGR 进行补偿,优化寻找高压 EGR 的策略,考察其油耗和 NO_x 排放情况。

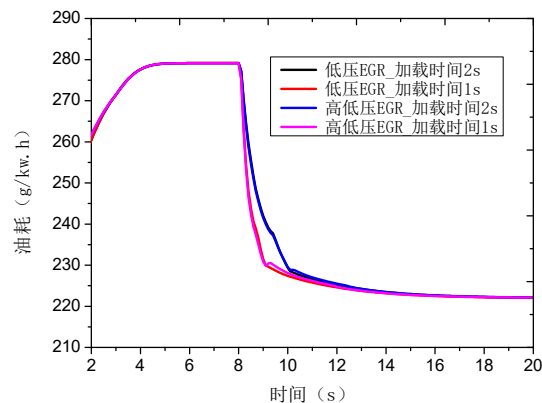


图 10 高低压 EGR 瞬态过程中油耗变化对比 (喷射正时 0CA/ATDC)

图 10 为喷射正时为 0CA/ATDC 时高、低压 EGR 配合与只使用低压 EGR 时油耗的对比情况,由图可知,高低压 EGR 配合使用时的油耗与只使用低压 EGR 时基本相同,只增加了不到约 0.5g/kw.h 左右。其原因是 EGR 的变化对油耗影响很小,虽然高压 EGR 与 VGT 存在耦合关系,但由于负荷低,工况变化范围小,对进气压力的变化影响很小,致使最终油耗同使用低压 EGR 情况下基本相同。

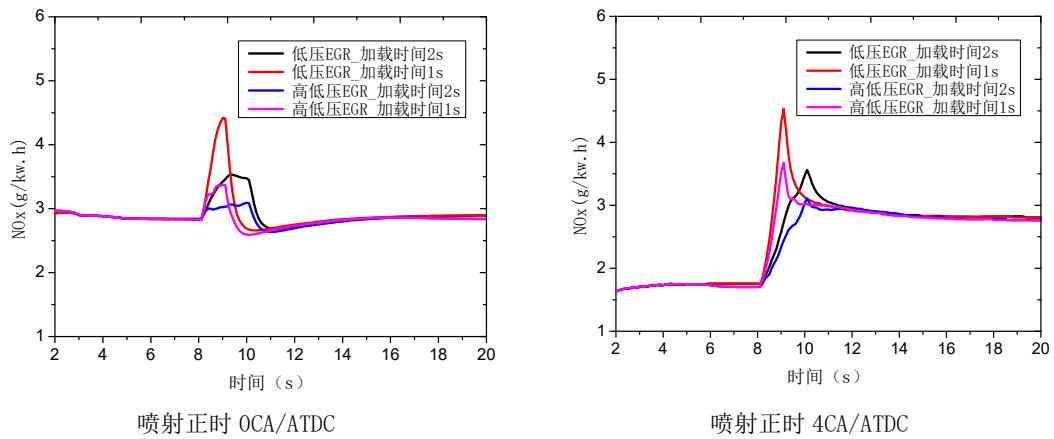


图 11 高低压 EGR 配合下瞬态过程中 NOx 变化

图 11 为高、低压 EGR 配合使用与只使用低压 EGR 时的 NOx 对比曲线，由图可知，使用高压补偿后，瞬变过程 NOx 明显降低，2s 加载时 NOx 基本保持在 3.0/kw.h 以下，整体幅度较只使用低压 EGR 的情况下降了约 15%；1s 加载时在 NOx 最大值为 3.4g/kw.h，整体幅度较低压 EGR 下降了约 26-30%；有效的控制了瞬变过程中的 NOx 排放。喷射正时靠后时，由于其低负荷下不需要 EGR，瞬变过程中 NOx 排放超标的时间变短，累积 NOx 排放会相对较低。

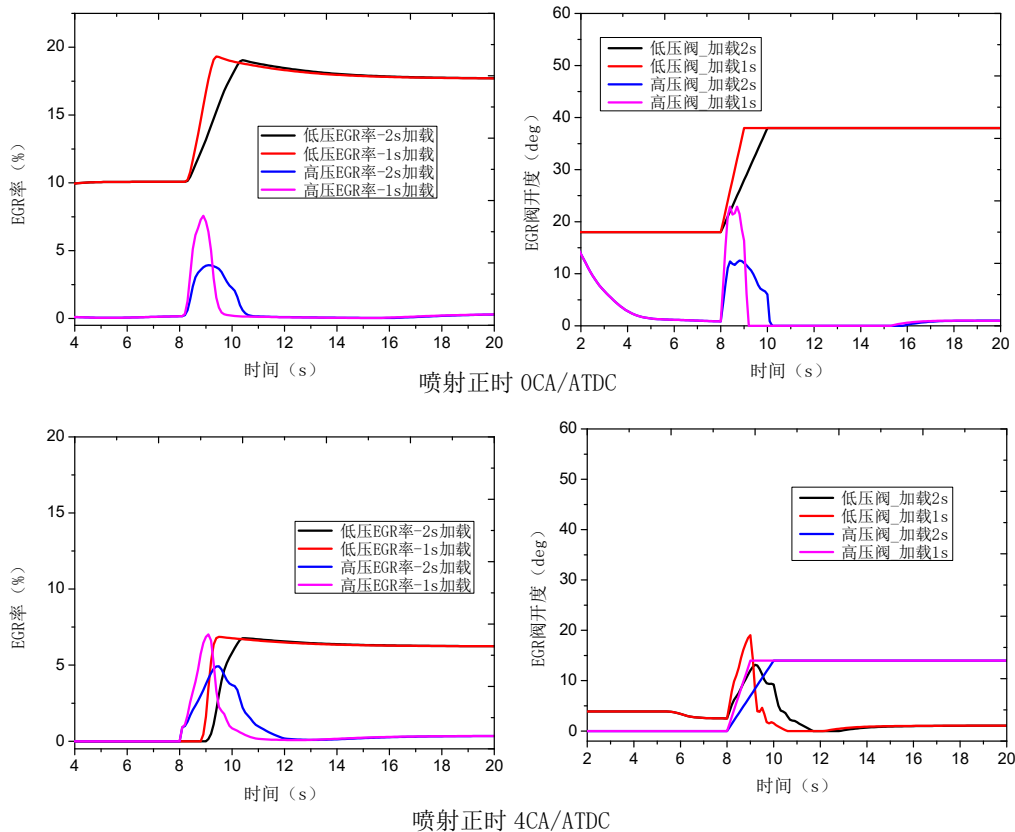


图 12 高低压 EGR 配合下 EGR 率、EGR 阀策略随时间变化

图 12 为从 1200rpm BMEP 2bar 过渡到 5bar 工况时，优化调整出的高、低压 EGR 率、EGR 阀开度随时间变化的策略，由图可知，两喷射正时下，所需高压 EGR 率的最大值接近；1s 加载过程所需的高压 EGR 率最大值为约 7.5%，EGR 阀的开度为 20 度左右；2s 加载过程中所需的高压 EGR 率最

大值约 4%，EGR 阀开度为 14 度左右；加载时间越短，高压补偿的 EGR 率越高，EGR 阀开度越大。

6、小结

本文采用计算手段，对某双回路 EGR 柴油机的瞬态特性进行了计算研究，实现了定转速下低负荷工况的切换，考察了瞬变过程中的油耗和排放的恶化情况，优化找出了高压 EGR 的补偿策略，主要结论如下：

1) 1D 油耗优化计算找出了稳态工况 2、3、4、5bar 下油耗最佳的 VGT 开度，负荷越低 VGT 开度越大，为瞬变过程提供了 VGT 控制策略。

2) 通过 3D 燃烧计算对 1D 模型标定，确定了其燃烧模型参数，可用于瞬态计算中进行燃烧预测，保证了计算的可靠性。

3) 进行了不同正时下稳态工况 DOE 计算，喷射正时靠后时，相同氧浓度下 NO_x 排放减少；保证 NO_x 排放不超标所需的 EGR 率降低，找出了各稳态工况下满足排放和性能需求的低压 EGR 阀开度，可作为瞬态计算的控制条件。

4) 低压 EGR 下瞬态计算表明：加载过程中油耗有所增加，NO_x 排放大幅上升，加载瞬间越短，NO_x 峰值越高；瞬变过程中增压压力的响应较慢，主要是由于涡轮增压器的滞后性导致。

5) 通过高、低压 EGR 联合使用进行了瞬态优化计算，找出了高压 EGR 的控制策略。结果表明：使用高压补偿策略，瞬变过程中的 NO_x 排放较只使用低压 EGR 时降低了约 30%，可将工况切换过程中 NO_x 排放控制在 3g/kw.h 左右。

7、参考文献

[1] 周龙保，内燃机学，机械工业出版社，北京，2005.

[2] GT-SUITE 帮助文档