

基于 CONVERGE 的不同进气晚关角下高强化柴油机缸内流动 与燃烧的仿真研究

The In-cylinder Flow and Combustion Simulation of a High Intensified Diesel Engine with Different Intake Valve Close Timings Based on CONVERGE

王子玉, 王雷, 李海鹰, 刘金龙, 朱伟青, 张岩, 李玉峰
(中国北方发动机研究所, 天津 300400)

摘要: 应用 CONVERGE 软件对一台高强化柴油机上对进气门晚关的米勒循环缸内流动与燃烧进行了仿真研究, 进气门晚关角分别为下止点后 70°CA (原机) 和 94°CA (米勒)。研究结果表明: 随着进气门晚关角的推迟, 缸内形成的涡旋更加明显, 缸内流速更加平均; 原机方案下的燃油喷雾发展速度略快, 但在燃烧后期, 米勒方案下的“高温区”明显较小。此外, 米勒方案能够降低缸内温度, 对于降低 NO_x 的生成有明显的作⽤, 但也会引起 soot 排放量有所升高。

关键词: CONVERGE、高强化柴油机、米勒循环、仿真

Abstract: Effects of the Miller cycle with late intake valve close (LIVC) timings on flow field and combustion of a high intensified diesel engine by CFD simulation. Two LIVC timings, 70°CAABDC (original) and 94°CAABDC (miller), were applied in the research. The results show that as the LIVC timing retards, the swirl level in cylinder becomes larger; more even velocity scale of flow field are found, the combustion temperature and NO_x emissions decrease, but the soot emissions increase.

Key words: CONVERGE; highly-intensified diesel engine; miller cycle; simulation

1. 引言

近年来, 米勒循环由于在减少 NO_x 排放、提高热效率等方面的优越性受到了广泛的研究和开发^[1-5], 它通过进气门早关或晚关的方式, 形成高膨胀比、低压缩比的工作循环, 对于降低缸内燃烧压力和温度有明显作用。Nevin 等^[6]在一台四气门、直喷单缸柴油机上开展了进气晚关角对发动机性能的影响, 发现在保持一定进气压力的前提下, 随着进气门的晚关, 活塞位于上止点时缸内的压力和温度明显下降。Millo 等^[7]针对一款二级增压的重型柴油机进行了仿真研究, 发现采用米勒循环后, 由于抑制了燃烧温度和燃烧压力, 使得发动机的功率可以进一步强化。在维持相同的最高燃烧压力的前提下, 计算结果表明, 发动机功率有大约 5% 的提升潜力, 油耗也有一定程度改善 (约 2%)。Kovacs 等^[8]系统地阐述了重型柴油机应用米勒循环后性能和排放方面的改善潜力, 并且对一台中等负荷的高压共轨柴油机进行了 LIVC (late intake valve close) 米勒循环试验研究, 结果表明: 采用米勒循环后, 发动机的排放明显改善; 与此同时, 由于最高燃烧压力下降, 可以带来近 10% 的功率收益 (燃油消耗率仅增加 0.5%)。

总之, 通过米勒循环技术可以在保持相同的平均有效压力的同时, 通过降低压缩终了的压力, 进而降低最高燃烧压力, 减小机械负荷; 在保持相同的平均有效压力的同时, 降低燃烧温度和排气温度来解决高强化柴油机的热负荷问题。

然而,米勒循环也会产生一些问题:如由于进气门晚关引起缸内的新鲜充量回流到进气管中,造成新鲜空气的存留量降低,对预混燃烧比例也有很大影响;米勒循环还会对充量系数、残余废气系数产生影响,导致可燃混合气浓度的变化。

通过模拟计算方法可以较好地进行多方案的对比分析,特别是三维仿真计算对于柴油机缸内的流动和燃烧过程进行研究,对于柴油机性能的改善也十分有帮助。因此,本研究是通过发动机试验数据对计算模型进行标定后,基于 CONVERGE 软件对一台高强化柴油机上在不同米勒进气相位下的缸内流动、燃烧及排放进行模拟计算与分析。

2.CFD 计算模型的建立及试验验证

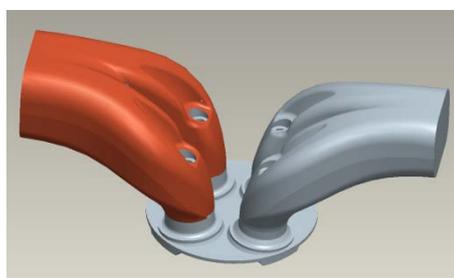
2.1 计算模型控制域的选取与建模

发动机主要参数参见表 1。该发动机为典型的两进两排结构;燃烧廓形为通用的 ω 型设计,发动机主要技术参数见表 1。

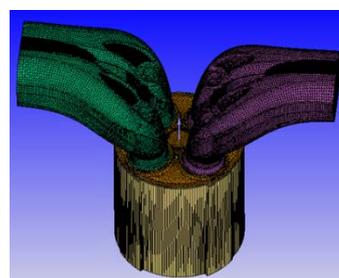
表 1 发动机技术参数

参数	数值
缸径/mm	110
排量/L	1.1
压缩比	13.3
发动机标定转速/rpm	3800
喷油压力/MPa	180
燃烧室	缩口 ω 型
燃油喷射系统	电控高压共轨
配气机构型式	DOHC
气门数目	4
冷却水温度	80℃
气门升程	见图 2

根据发动机的准确几何参数,采用三维 CAD 软件 Pro/E 建立包括进/排气道、进/排气门、活塞顶部和燃烧室的柴油机模型(如图 1a 所示)。在模拟过程中,为了保证网格质量和缩短计算时间,忽略了喷油器伸入燃烧室的部分以及一些倒角和圆角。



(a) 几何模型



(b) STL 文件

图 1 几何模型和 STL 文件

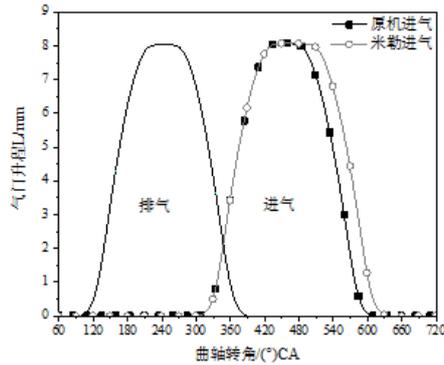


图 2 原机和米勒循环的气门升程曲线

2.2 网格划分

研究中采用的是计算流体力学软件 CONVERGE。与传统的 CFD 计算软件不同, CONVERGE 软件具有自动划分网格功能, 其计算动网格是在计算过程中自动生成, 并且能根据发动机的特点控制网格——在需要的时间和需要的地点进行网格加密, 在保证计算精度的同时提高计算效率。在使用 CONVERGE, 只需要将生成的 STL 格式的几何文件导入前处理软件中进行几何检查和边界设置即可^[9, 10]。如图 1b 所示, STL 文件包括: 进气道、排气道和燃烧室; 按照边界的特征进行分类, 并依据一维计算结果定义其边界条件。在计算中, 为了保证计算精度的同时, 尽可能的提高运算速度, 计算中采用了基本网格+局部加密的方式进行网格设计。具体的设置为: 基本网格尺寸 4mm×4mm×4mm; 根据温度和速度梯度自动加密 3 次; 燃油喷射期间, 喷雾发展区域自动加密 3 次; 气阀运动时, 气阀处加密 3 级, 加密 3 层; 计算过程中, 网格数量不超过 120 万。

2.3 数值计算方法与物理模型

模型建立完成后, 需要通过适合的数值方法将代表模型的偏微分方程进行离散, 计算中所选用的物理模型、算法及机理如表 2 所示:

表 2 计算中的子模型、算法和机理

模型类别	子模型/算法/机理
流动	RNS 流动控制方程
	RNG k-ε 湍流模型
	Redlich-Kwong 真实气体状态方程
喷雾	Liquid.dat 可变燃油物性
	可变流量系数喷嘴模型
	KH-RT 破碎模型
	NTC 油滴碰撞模型
	O'Rourke Turbulent Dispersion 模型
	Dynamic drop drag 模型
	Frossling 蒸发模型
Wall film 壁面模型	
燃烧	SAGE 详细化学反应模型
	Muti-zone 加速算法
排放	Hiroyasu Soot 排放模型
	扩展的 Zeldovich NO 机理

2.4 计算模型的验证

计算从进气门开启前 15°CA (305°CA) 开始, 到下一个循环进气门开启前 15°CA (1025°CA) 结束。计算中的初始条件和边界条件, 是通过试验值和一维性能计算获得的。其中, 循环喷油量、喷油规律和喷油时刻都是根据试验值进行确定的; 由于缺少对优化配气相位的整机试验, 进气压力、排气压力和排气温度等是由一维性能计算提供。气缸盖、气缸套和活塞的表面温度按照经验值选取, 分别为: 523K 、 433K 和 553K 。

为了验证 CFD 计算模型的模拟精度, 选取原机相位下的标定工况点缸内压力数据进行对比, 对比结果如图 3 所示。由图可知, 在原机相位下试验值与三维计算值的曲线走向上基本相同, 模拟值的燃烧始点、最高燃烧压力所对应的曲轴转角与试验值存在一定的差别, 如模拟值的最高燃烧压力略高于试验值, 而且在后燃部分缸内压力比试验值稍高, 说明模拟的燃烧过程比试验中的燃烧过程要稍慢。造成这些差别的因素包括: 试验测量的误差, 参数控制精度, 发动机漏气等。另外, 模型计算所用部分初始条件和边界条件选用的是经验值, 这也会给模拟的效果造成一定的影响。但总体上, 在不同曲轴转角下两者的误差值在 5% 以内, 三维计算的缸内压力结果与试验值相差不大。发动机试验是在原机配气相位 (70°CA ABDC) 下开展的, 在进行米勒循环 (94°CA ABDC) 的 CFD 计算时, 仅对进气门升程曲线进行了修改, 并依据一维计算结果修改了初始条件和边界条件。

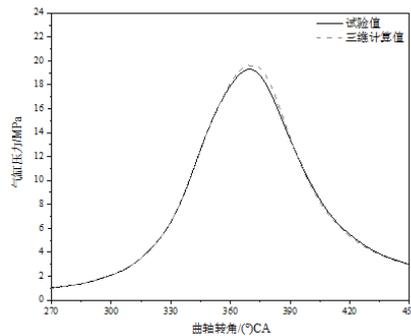
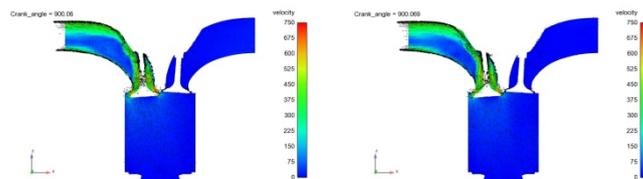


图 3 原机相位下试验与计算结果对比

3. 计算结果分析

3.1 流动分析

排气阶段的气流变化如图 4 所示。可见排气阶段排气道顶部及气门座附近速度较大, 约在 $400\sim 500\text{m/s}$; 最大速度为 759m/s , 在气门座区域; 而气道底部速度相对较小, 大小在 $80\sim 150\text{m/s}$ 。但是, 在排气道中部区域出现了涡旋区域, 这可能是由于排气背压所致, 导致该区域的气流速度更小, 约在 50m/s 上下。在采用米勒进气方案后, 气门座区域的最高速度有所下降, 为 727.4m/s ; 但是排气道中部低速的涡旋区域面积有所减小。

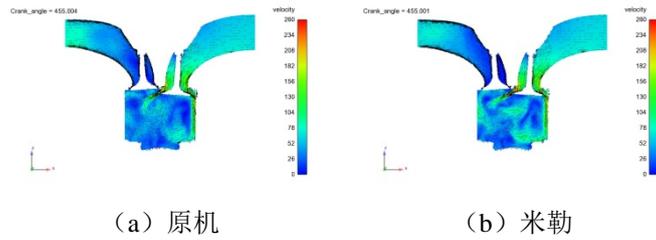


(a) 原机方案

(b) 米勒方案

图 4 不同进气相位下排气阶段气流变化

进气阶段的气流变化如图 5 所示。此时排气门已经关闭，排气道内存在速度较小的气流，速度小于 50m/s（除了排气道入口处流速较大，约为 100m/s）；进气道内高速气流主要集中在进气门附近，气流速度约在 150m/s 上下，最高速度出现在气门座圈附近，高达 267.6m/s；此时气缸内的速度梯度很大，速度范围为 0~180m/s，进气侧速度大于排气侧，上部速度大于下部速度。在采用米勒方案后，缸内流速有所增加，最高速度同样是出现在气门座圈附近，速度增大到 271m/s；并且缸内形成的涡旋更加明显，这可能是由于在进气门推迟导致进气状态发生变化所致；缸内速度大于 100m/s 的高速区域也有所增大。



(a) 原机 (b) 米勒
图 5 不同进气相位下进气阶段气流变化

3.2 油气混合分析

燃料的喷雾使燃油颗粒分散，极大的增加液体的表面积，加速与热空气的交换，混合后进行燃烧^[9, 11]。燃料的喷雾质量的好坏，直接影响着柴油机的性能。图 6 为两种进气相位下气缸内燃油浓度分布（燃空当量比）情况。由图可知，不同方案下燃油的浓度场变化的趋势大体相同。但原机高浓度区更大，这表明原机方案下的燃油喷雾发展速度略快，这是由于原机方案下缸内温度较高，柴油的蒸发速度更快。而随着燃烧过程的进行，米勒方案下的“高温区”明显较小，这也表明采用米勒后对于降低燃烧温度有明显的效果。

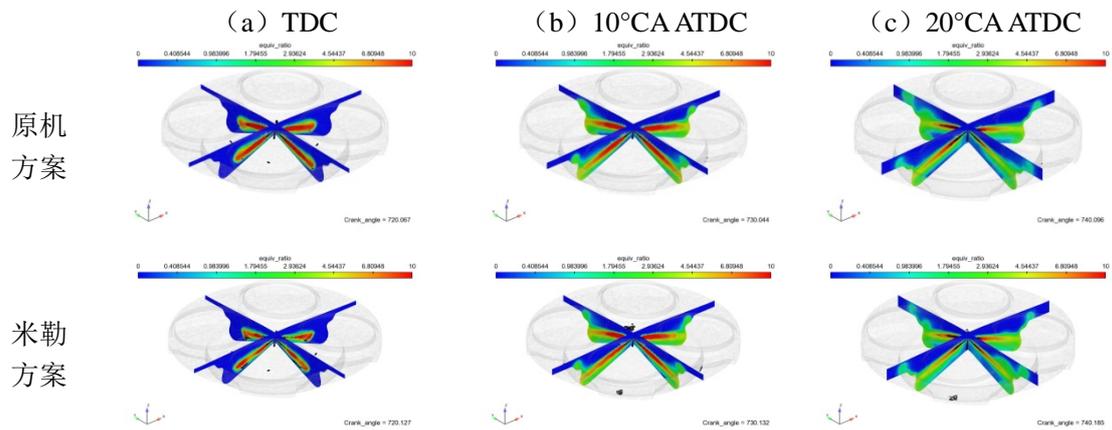
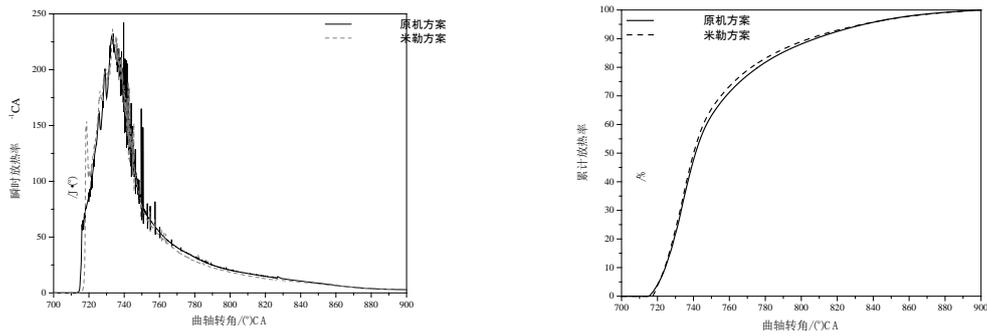


图 6 不同进气相位下缸内燃油浓度场分布



(a) 瞬时放热率

(b) 累计放热率

图 7 不同进气相位下放热率

图 7 为两种进气相位下累计放热率的计算结果。由图 7a 可知，虽然米勒方案下的燃烧放热始点较原机方案略有推迟，但着火后放热速率较快，出现了明显了“双峰”形式，这可能是由于采用米勒进气相位后，缸内出现了明显的“回流”对于油气混合是有所帮助的，而且压缩终了的压力和温度降低后，导致滞燃期延长，因此着火延期期急剧的燃料量更多所致。由图 7b 可知，不同方案下累计放热率的变化不大。但在燃烧中前期，米勒方案的放热速率较快，这是可能是缸内气流运动更快，使得燃烧速度较快，米勒方案下的后燃也得到了抑制。

3.3 温度场分析

图 8 为不同进气相位下气缸内的温度场分布。从图中可以看出，在上止点前 10°CA (图 8a)，米勒方案下的缸内温度要略低于原机相位。但当活塞运动到上止点时，两种方案下的燃油已经着火，缸内平均温度已经到达 900K 以上，喷注表面已经出现了 2000K 以上的“高温区”。随着喷雾的发展，在上止点后，燃烧室凹坑“喉口”和底部出现了壁面燃烧现象，两种工况相比较，米勒方案下的“高温区”明显较小，这也表明采用米勒后对于降低燃烧温度有明显的效果。

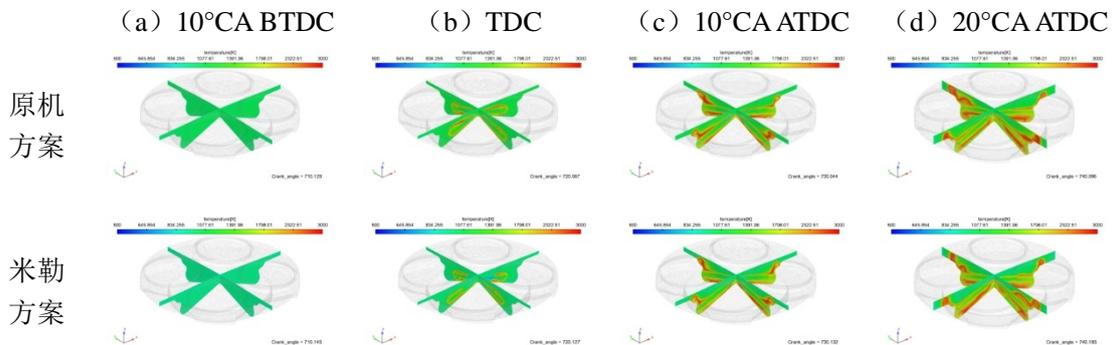


图 8 不同进气相位下缸内温度场

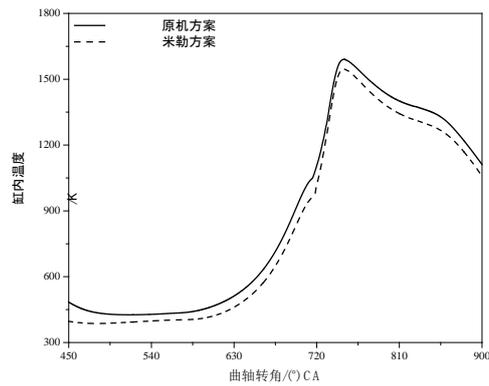


图 9 不同进气相位下的缸内温度

如图 9 所示, 采用米勒方案后, 缸内温度明显下降, 其中最高燃烧温度下降了约 45K, 这对于柴油机缸内热负荷的抑制是有所帮助的。

3.4 排放特性分析

如图 10 所示, 米勒方案对于降低 NO_x 的生成有明显的作, 但也会在一定程度上加剧 soot 的生成, 这主要是由于米勒进气相位对于降低缸内温度有所帮助, 这对于抑制 NO_x 生成是有所作用的, 但同时会对 soot 产生造成不利影响。

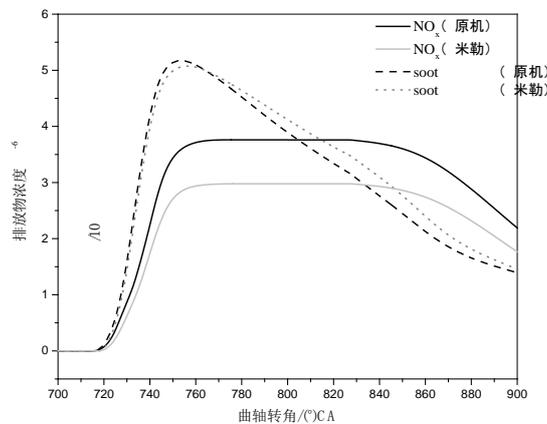


图 10 不同进气方案下的 NO_x 和 soot 浓度

4. 结论

通过三维 CFD 模拟计算, 对不同进气相位下的缸内流场、燃油浓度、温度、 NO_x 与 soot 浓度的分布进行了分析。通过对结果的比较分析, 可以得到以下结果:

(1) 在米勒方案下, 随着进气门晚关角推迟后, 缸内流场略有些变化, 并且缸内形成的涡旋更加明显; 而且缸内流速比原机方案更加平均, 这主要是由于米勒方案的有效流通面积更大, 进气更加充足;

(2) 不同方案下燃油的浓度场变化的趋势大体相同, 但原机方案下的燃油喷雾发展速

度略快,这是由于原机方案下缸内温度较高,柴油的蒸发速度更快;在温度场方面,米勒方案下的“高温区”明显较小,这也表明采用米勒后对于降低燃烧温度有明显的效果。

(3)米勒方案能够降低缸内温度,对于降低 NO_x 的生成有明显的作用,但也会引起 soot 排放量有所升高。

5 参考文献

- [1] Taylor J, Fraser N, Dingelstadt R, et al. Benefits of Late Intake Valve Timing Strategies Afforded Through the Use of Intake Cam In Cam Applied to a Gasoline Turbocharged Downsized Engine [C]. SAE Paper. Detroit, Michigan, USA, 2011, 2011-01-0360.
- [2] Ehleskog M, Gjirja S, Denbratt I, et al. Effects of Variable Inlet Valve Timing and Swirl Ratio on Combustion and Emissions in a Heavy Duty Diesel Engine [C]. SAE Paper. Detroit, Michigan, USA, 2012, 2012-01-1719.
- [3] Theiß I H, Kraxner T, Seitz H, et al. Miller Valve Timing for Future Commercial Diesel Engines [J]. MTZ, 2015, 76(11): 5-11.
- [4] 刘二喜, 战强, 邬斌杨, 等. 进气门晚关与两次喷射协同作用对柴油机中转速中等负荷的影响 [J]. 内燃机学报, 2014, 32(6): 481-488.
- [5] 徐敏, 桂勇, 孙佑成, 等. 米勒循环拓展均质压燃燃烧负荷范围的计算 [J]. 内燃机学报, 2013, 31(1): 15-21.
- [6] Nevin R, Sun Y, Gonzalez D, et al. PCCI Investigation Using Variable Intake Valve Closing in a Heavy Duty Diesel Engine [C]. SAE Paper. Detroit, Michigan, USA, 2007, 2007-01-0903.
- [7] Millo F, Mallamo F, Mego, G. The Potential of Dual Stage Turbocharging and Miller Cycle for HD Diesel Engines [C]. SAE Paper. Detroit, Michigan, USA, 2005, 2005-01-0221.
- [8] Kovacs D, Eilts P. Potentials of the Miller Cycle on HD Diesel Engines Regarding Performance Increase and Reduction of Emissions [C]. SAE Paper. Detroit, Michigan, USA, 2015, 2015-24-2440.
- [9] 曹建明, 程前. 内燃机喷雾研究的现状与发展 [J]. 交通节能与环保, 2007(4): 28-30.
- [10] CONVERGE 2.3 Manual, 2016.
- [11] 刘斌, 欧阳光耀. 影响柴油机喷雾数值模拟精度的若干因素分析 [J]. 海军工程大学学报, 2006, 18(1): 108-112.