

基于 CONVERGE 的柴油机米勒循环流动与换气过程仿真研究

The In-cylinder Flow and Gas Exchange Simulation of a Diesel Engine under Miller Cycle Based on CONVERAGE

王子玉, 刘金龙, 李海鹰, 白洪林, 李玉峰

(中国北方发动机研究所, 天津 300400)

摘要: 在高强化单缸柴油机上, 分别以原机进气门晚关角 (70° CA ABDC)、进气门晚关角 94° CA ABDC 和 110° CA ABDC 这三种不同进气门晚关的米勒进气相位进行了试验测试, 并应用 CONVERAGE 软件对在不同米勒循环相位的流动与换气过程进行研究。结果表明: 随着进气门晚关角的推迟, 压缩过程中进气回流率增加, 但是充量气系数、泵气损失均下降。随着进气门的打开, 缸内的滚流比逐渐减弱, 而且减弱的程度会随着米勒程度的增大而增大。在整个进气-压缩过程中, 米勒循环的缸内平均湍流强度都比原机小。

关键词: GT-POWER、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 the in-cylinder flow and gas exchange were studied on a high intensified single-cylinder diesel engine by using experiment and simulation. Three LIVC timings, 70° CA ABDC (original), 94° CA ABDC and 110° CA ABDC, were applied in the research. The engine test was conducted under the operating conditions and a 3-D CFD simulation model was established for the engine test set up in order to further analyze the influence of the LIVC Miller cycle on the gas ex-change process. The results shows: as the LIVC timing retards, the backflow rate during the compression stroke increases, while the charge coefficient and pumping loss decrease. With the opening of intake valve, the tumble ratio in cylinder decreases, the decreasing degree enhances under miller cycle, the average turbulent kinetic energy of miller cycle is lower than the baseline.

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

1 引言

节能减排是内燃机最亟待解决的问题, 因此小型强化 (Downsizing) 成为车用柴油机发展的重要方向之一, 柴油机强化程度不断提升: 单缸排量 0.5L 以下的柴油机经强化到 $80\sim 110\text{kW/L}^{[1-4]}$; 在单缸排量 1L 左右重型柴油机中, 也出现了升功率高达 $70\sim 90\text{kW/L}$ 的高强化柴油机^[5]。

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^[6-10], 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, 有望成为高强化柴油机抑制热负荷和机械负荷的有效技术手段。

Millo 等^[11]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^[12]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, 可以在带来近 10% 的功率收益 (燃油消耗率仅增加 0.5%)。作者团队^[13]基于高强化单缸试验平台, 开展了米勒进气相对燃烧过程的试验研究, 结果表明: 采用米勒进气相位后, 对于抑制缸内最高燃烧压力有一定的效果, 可以使最高燃烧压力下降 1.5MPa。

但米勒循环由于影响了发动机的有效压缩比，势必会对缸内的流动状态产生一定的影响，事实上，在应用晚米勒循环降低高负荷工况下的气缸压力和缸内温度的同时，也会带来一些不利影响：有效压缩比降低从而导致性能和有效热效率的降低；由于进气回流产生较高的换气损失；为保持功率一定需要较高的进气压力，从而导致增压系统的损失增加。

通过模拟计算方法可以较好地进行多方案下流场细节的对比分析，对于换气过程的研究也十分有帮助。因此，本研究是基于 CONVERAGE 软件对一台高强化柴油机在米勒循环下的缸内流动与换气过程进行分析，以期找出相关规律，指导今后的研发设计。

2 计算模型的建立与校核

2.1 试验装置

试验是在一台单缸高强化柴油机上开展的。试验系统如图 1 所示。试验用发动机的主要技术参数见表 1。主要测试系统见文献[17]。

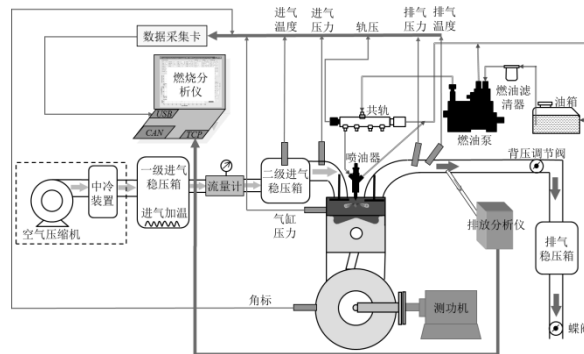


图 1 试验系统布置示意图

表 1 试验机的主要参数

条目	参数
发动机型式	直列，单缸，四冲程
转速	3600 r/min
排量	1.05 L
几何压缩比	14.3
燃烧室形式	ω 型燃烧室
配气形式	双顶置凸轮
喷油系统	180MPa 共轨系统
气门数目	4

2.2 一维计算

换气过程结果主要通过一维计算获得，一维计算模型见图2。一维计算结果还可以作为三维仿真的边界。

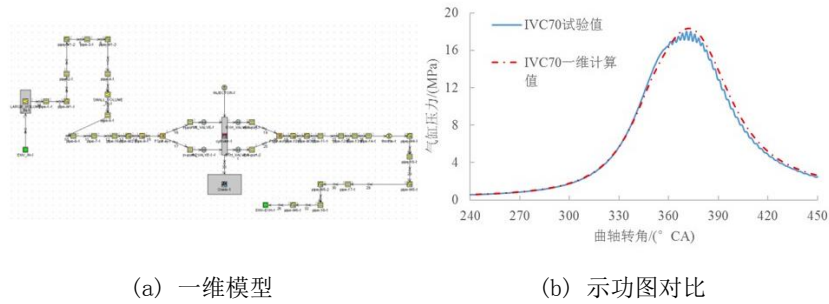


图 2 一维计算模型及其示功图对比

2.2 三维仿真模型与标定

根据发动机的准确几何参数，采用三维 CAD 软件 Pro/E 建立了包括：进/排气道、进/排气门、活塞顶部和燃烧室的柴油机模型（如图3a 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。最终将生成的 STL 文件（图3b）作为初始网格导入 CFD 软件。

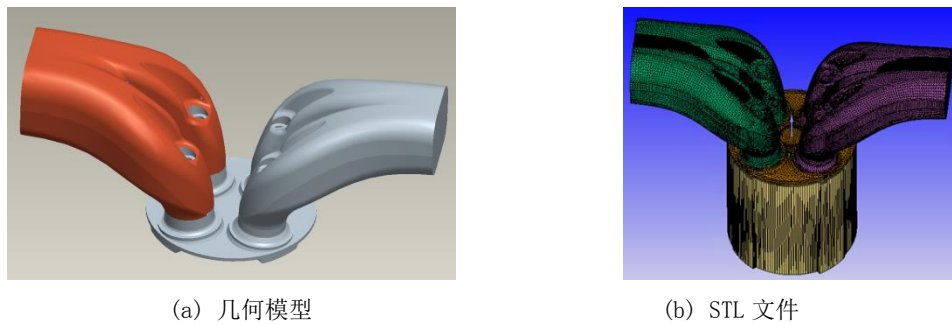


图 3 几何模型和 STL 文件

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 $4\text{mm} \times 4\text{mm} \times 4\text{mm}$ ；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。

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	CTC 特征时间燃烧模型
	Shell 自点火模型

计算从进气门开启前 20°CA (300°CA) 开始, 到下一个循环燃烧结束后, 上止点后 110°CA (1550°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 4 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。

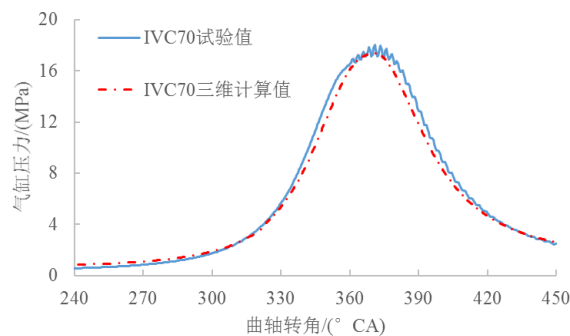


图 4 三维计算模型的校核

2.3 计算方案设计

计算过程中的进、排气门升程规律如图 5 所示。最大气门升程为 8mm 。排气正时保持不变, 而通过更换进气门升程曲线实现三种不同程度的米勒循环。原机进气门晚关角为下止点后 70°CA , 两种不同程度的米勒循环进气门升程曲线在加速-减速阶段都保持与原机一致, 仅通过延长最大升程持续期来实现进气门晚关角的推迟。两种米勒循环工况的进气门晚关角结果分别为下止点后 94°CA , 110°CA 。

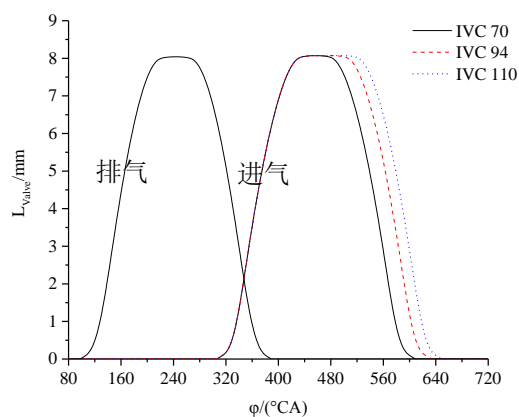


图 5 进气和排气升程曲线

计算目标工况：发动机转速为 3600r/min、平均指示压力为 2.5 MPa。在进行米勒循环（94°CA ABDC、110°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。

2.4 流场分析截面

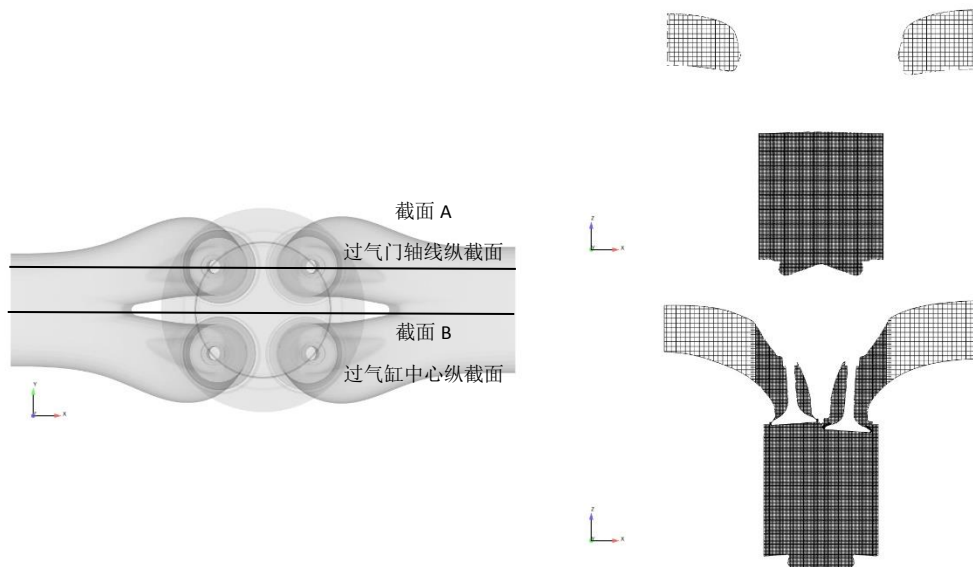


图 6 流场分析主要截面

对缸内流场进行分析时主要选取了图 6 所示的两个截面。

3 计算结果分析

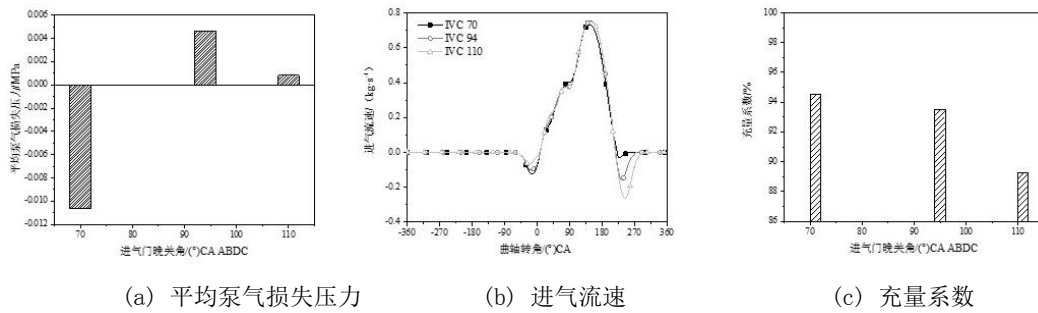
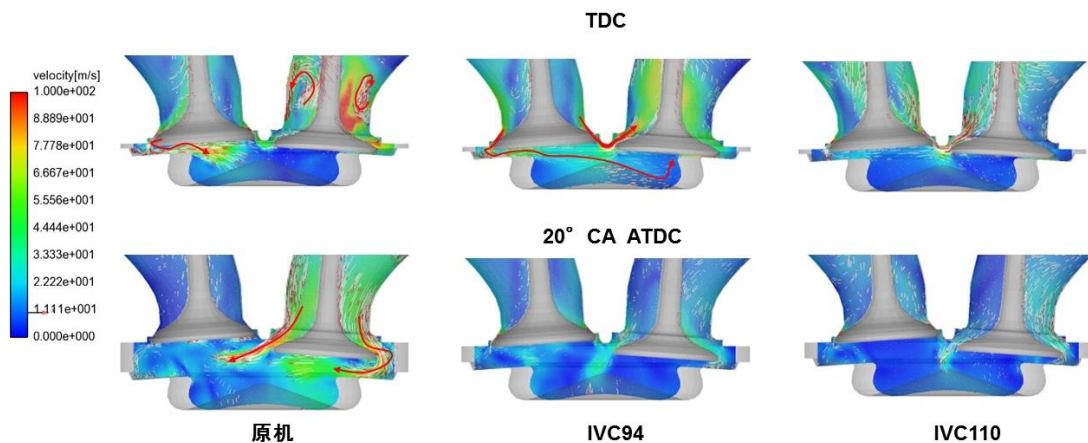


图 7 基于一维模型的换气过程分析

平均泵气压力与进排气压力的变化有关,一般情况下,当进气压力大于排气压力波平均压力时,平均泵气压力为正值;当进气压力小于排气压力波平均压力时,平均泵气压力为负值。如图 7(a)所示,原机相位下泵气损失较大,泵气功为负,平均泵气压力也为负值。随着进气门晚关角的推迟、进气压力提高,平均泵气压力增加,泵气功大于零。

图 7(b)表示在进气门阀座处气流平均速度在进气过程中的变化规律。由图可见,在从上止点到下止点的主要进气阶段,三个进气门晚关角下的进气流速基本相同;但在上止点前进气门开始开启的阶段和在下止点后进气门关闭的过程中,进气流速出现负值,即出现进气回流。上止点前进气门开启时的进气回流主要是由于缸内压力高于进气歧管压力造成的,而且随着进气门晚关角推迟,进气压力提高,此阶段的进气回流减少。而在下止点后进气门关闭过程中的进气回流现象,则主要是由于上行的活塞推动缸内工质,造成缸内工质压力高于进气歧管压力;而且随着进气门晚关角推迟,进气回流量增加。

图 7(c)为不同进气门晚关角下缸内充量系数的变化。由图可知,随着进气门晚关角的推迟,充量系数随之降低,从原机进气相位的 94.5%降低到米勒进气相位 110°CA ABDC 时的 89%。这主要是因为上述进气回流随进气门晚关角的推迟而增加的作用引起的。



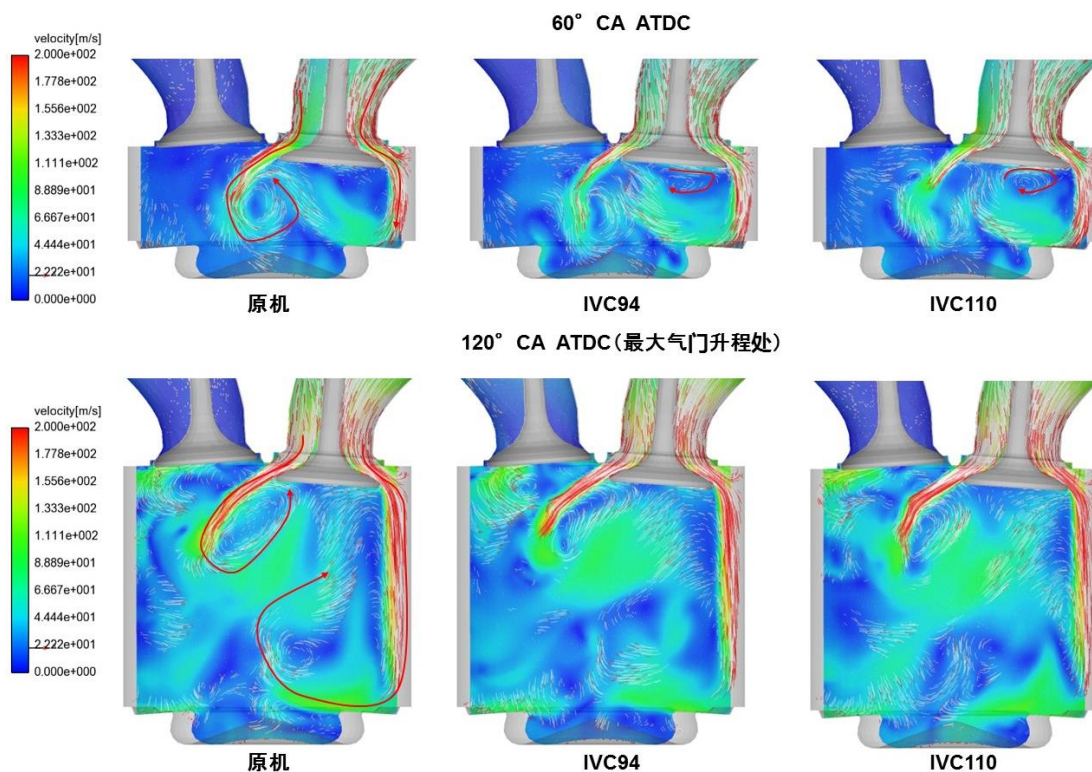


图 8 缸内速度场分布（过进排气门中心线）

图 8 位缸内速度场分布。由图可知，在进气行程初期（排气上止点处），排气道压力较高（由于试验机型背压较高所致），导致废气从排气道经由排气门回流到气缸内，而进气无法进入气缸，在进气道形成了涡旋。在米勒循环进气相位下，由于进气压力有所增加，排气倒流的流速有所缓解，但仍存在回流现象。随着进气门升程的增加，进气量增大，但在气门出分成了两股：一股流经排气侧后，直接流入气缸内，另一股则从另一侧，经气缸壁的挤压后直接向活塞顶运动，在与活塞顶部碰撞后，形成局部的高速，流向进气门下方。

随着进气门的进一步打开，气道喉口处形成高速区域，流向排气侧的气流速度进一步增大，形成绕气缸中心的滚流。另一股气流继续沿着气缸壁向下运动，在与活塞顶碰撞后，流向气缸中心。但随着进气相位的推迟，随着进气压力的增加，进气量更大，进气门下方的气流旋转更加强烈，形成局部涡旋。当进气门打开到最大升程时，进气门下方的气流涡旋消散，流向气缸中心的两股气流更加明显，但整体大尺度旋流强度有所减弱，这是与如图 9(a)所示的缸内滚流比强度变化规律相对应的。如图 9 所示，在 80°CA ATDC ，缸内的滚流比逐渐减弱，特别是随着米勒程度的增大，这种减弱程度就更加明显。

从图 9 中还可以看出，随着滚流比的减弱，相对应曲轴转角的缸内湍流强度却逐渐增加，这说明随着活塞的下行，缸内的大尺度滚流逐渐消散，缸内流动将以湍流为主。

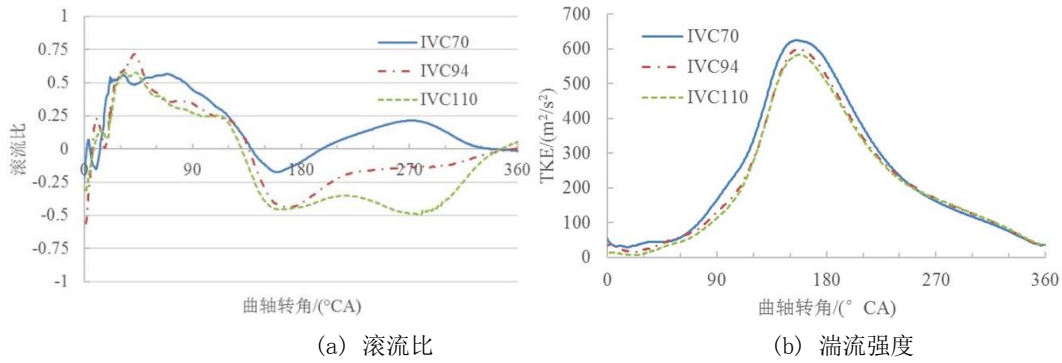


图 9 缸内滚流比与湍流强度

图 10 为进气过程的缸内湍动能分布。在进气形成初期，缸内的湍流强度较小，且随着米勒程度的增加，缸内湍流强度更小。但随着进气门的逐渐打开，缸内湍流强度增大，随着在平均湍流强度上，米勒循环比原机小，但在进气侧，由于进气门下方存在气旋，局部区域的湍动能比原机要大。

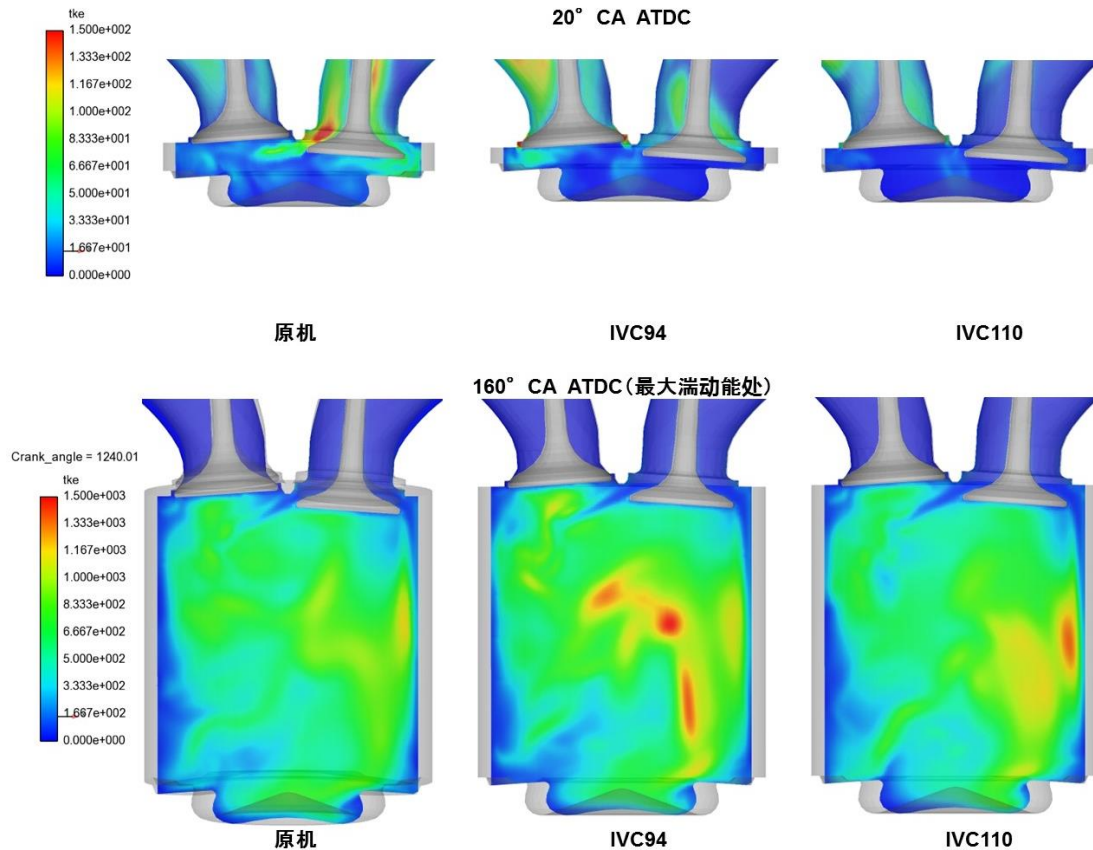


图 10 进气过程的缸内湍动能分布（过进排气门中心线）

到了压缩后期，由于活塞上行引起的大尺度气流运动以及湍流的扩散，使缸内的湍流趋于一致。如图 11 所示，对比不同的工况，随着米勒程度增大，湍动能有所减少，且最大值分布区域也更小，这可能是由于进气门关闭时刻推迟，导致由于“进气回流”等大尺度气流还来不及破碎成小涡团，就受到活塞上行压缩，形成挤压涡流，使得米勒循环工况下，大尺度气流运动较原机工况上更明显，而相应的湍流运动强度较弱。但到随着缸内气体被进一步压缩（350°CA ATDC），不同工况之间的差距变得非常微弱。

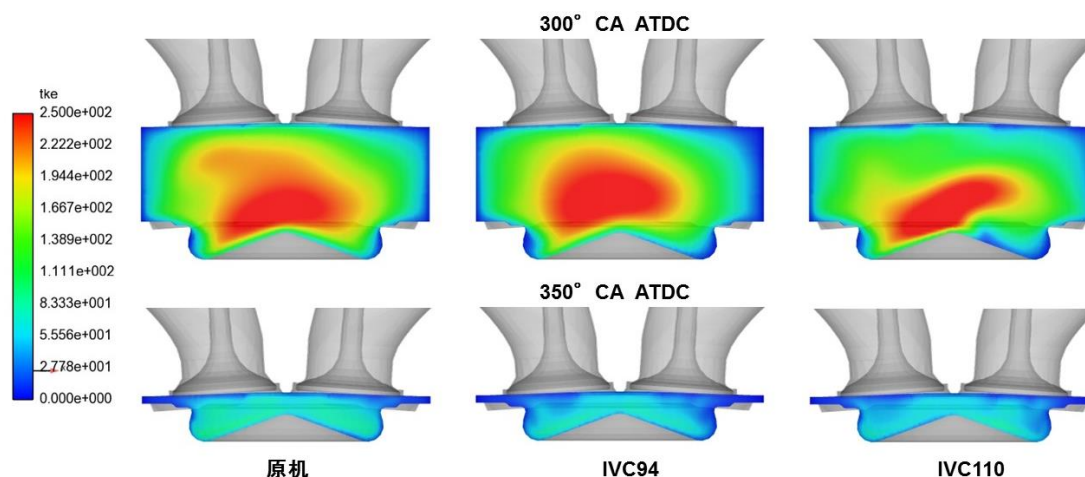


图 11 压缩过程的缸内湍动能分布（过气缸中心线）

4 结论

在保持功率一定的前提下，基于某高强化柴油机计算模型通过调整不同进气晚关角，实现不同程度的米勒循环，得到以下结论：

- （1）随着进气门晚关角增大，压缩过程中进气回流率增加，充气效率、泵气损失下降。
- （2）在排气上止点处，由于排气道气体压力较高，导致废气从排气道经由排气门回流到气缸内，而进气无法进入气缸，在进气道形成了涡旋。在米勒循环进气相位下，由于进气压力有所增加，排气倒流的流速有所缓解，但仍存在回流现象。
- （3）在80°CA ATDC 之后，缸内的滚流比逐渐减弱，而且减弱的程度会随着米勒程度的增大而增大。
- （4）在整个进气-压缩过程中，米勒循环的缸内平均湍流强度都比原机小。但随着缸内气体被压缩后，到了压缩后期，不同工况之间的差异变得很微弱。

5 参考文献

- [1] Bernd, H., Stephan, N., Georg, P., et al. New Diesel Engines for Volkswagen Commercial Vehicle Applications [J]. MTZ, 2010, 71(1): 14-20.
- [2] Steinparzer F, Nefischer P, Hiemesch D, et al. The New BMW Six-cylinder Top Engine with innovative Turbocharging Concept [J]. MTZ, 2016, 71(10): 38-44.
- [3] Heiduk T, Weiß U, Fröhlich A, et al. The New V8 TDI Engine from Audi [J]. MTZ, 2016, 77(6): 20-25.
- [4] Eichler F, Demmelbauer-Ebner W, Strobel J, et al. The New W12-TSI Engine of the Volkswagen Group [J]. MTZ, 2016, 77(2): 16-23.
- [5] Demark R, Grodeck M, Ruetz G. The New Diesel Engines series 890 by MTU [J]. MTZ worldwide, 2006, 67(2): 2-5.
- [6] 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 [R]. 2011-01-0360, Michigan: SAE International, 2011.
- [7] 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 [R]. 2012-01-1719, Michigan: SAE International, 2012.
- [8] Theißl H, Kraxner T, Seitz H, et al. Miller Valve Timing for Future Commercial Diesel Engines [J]. MTZ, 2015, 76(11): 5-11.
- [9] 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.
- [10] 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.
- [11] Millo F, Mallamo F, Mego, G. The Potential of Dual Stage Turbocharging and Miller Cycle for HD

- Diesel Engines [R]. 2005-01-0221, Michigan: SAE International, 2005.
- [12] Kovacs D, Eilts P. Potentials of the Miller Cycle on HD Diesel Engines Regarding Performance Increase and Reduction of Emissions [R]. 2015-24-2440, Michigan: SAE International, 2015.
- [13] Yan Zhang, Ziyu Wang, Honglin Bai, et al. The Reduction of Mechanical and Thermal Loads in a High Speed HD Diesel Engine Using Miller Cycle with Late Intake Valve Closing [R]. 2017-01-0637, Michigan: SAE International, 2017.