

汽油机缸内气体流动循环变动的模拟研究

薄志刚¹, 王天友¹

(1. 天津大学 内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

摘要: 大涡模拟方法是目前研究缸内气体流动的主要方法, 本研究应用大涡模拟方法对一台四气门直喷汽油机进行了三维瞬态数值分析, 通过连续多个工作循环的模拟计算, 探索缸内湍流流动的循环变动特性和规律。由于大涡模拟可以真实的反映内燃机循环过程中缸内气体流动的细节和规律, 所以非常适合研究内燃机的循环变动特性。实验结果表明, 在稳态气道实验验证中, 模拟的结果与实验的结果在总体上吻合; 大滚流比可以降低缸内的循环变动, 缸内气体的湍动能增加, 但是气体流动均匀, 滚流持续时间长。

关键词: 大涡模拟; 汽油机; 循环变动; 滚流比

Abstract: The large eddy simulation (LES) is the mean method to study the in-cycle flow. In this paper, a large eddy simulation (LES) approach was used to study in-cylinder turbulent flows of a direct injection engine. Through the date of several cycles, characteristics of the flow field were analyzed with the emphasis on the cycle-to-cycle variation. As LES is able to describe more real details and rules of the highly transient turbulent flows, it is very suitable to study the cycle-to-cycle variation of engine in-cycle flow. Computational results show that, in the steady flow experiments, the results from simulation and experiments have a lot of similarities. Larger tumble ratio can make the cycle-to-cycle variation become lower, and cylinder gas turbulent kinetic energy increases. At the same time, the gas flow is uniform, and the tumble will keep longer.

Keywords: large eddy simulation; gasoline engine; cycle-to-cycle variations; tumble ratio

内燃机缸内气体流动对混合气的形成和燃烧过程有着决定性影响, 因此也影响着发动机的动力性、经济性、燃烧噪音和有害废弃排放。组织良好的缸内气体流动对提高汽油机的火焰传播速度、降低燃烧循环变动、组织稀薄或层燃有重要作用; 对提高柴油机的燃油空气混合速率, 提高燃烧速率, 促进燃烧过程中空气与未燃燃料混合有重要作用。而缸内直喷汽油机的使用是实现汽油机汽车节能的一种最有前途方法之一^[1]。缸内直喷汽油机与缸内直喷柴油机一样, 通过汽缸盖上的喷油泵直接将燃料喷入汽缸中, 使其燃烧放热。缸内直喷汽油机由于燃料可以直接喷入汽缸。因此可以控制缸内的燃油分布, 通过合理的控制进气管与活塞之间的空气流动, 可以实现传统发动机无法实现的稀燃混合比(40:1), 实现超稀薄混合气的稳定燃烧。

那么要保证缸内直喷汽油机的效率, 就需要保证它的工作稳定, 在每个循环中的变化应

尽可能的小, 以保证其有良好的效率, 实现其燃油消耗率低的特点。根据现有的研究发现, 引起汽油机循环变动的主要因素有三^[2]: (1) 燃烧阶段缸内气流运动的循环变动; (2) 燃油供给量、新鲜空气量以及残余废气量的循环变动; (3) 由于燃油、新鲜空气以及残余废气混合过程的变动导致的混合气成分浓度的循环变动。可见, 缸内气流运动的循环变动对于汽油机性能的循环变动起着至关重要的作用。因此, 研究直喷汽油机缸内气流运动的循环变动, 对于其燃油经济性的提高和排放的改善具有非常重要的意义。

近年来, 大涡模拟(Large Eddy Simulation, LES) 成为研究湍流的新方法, Reynolds^[3]指出大涡模拟可能是模拟往复发动机缸内流动的最佳途径, 当前 LES 作为下一代的工程模拟方法已经得到了广泛认可。LES 方法把对应不同尺度涡团的量分为可解尺度量和亚网格尺度量, 前者可被计算网格分辨出来, 直接通过求解三维非定常流控制方程得出, 后者由于其各向同性的特点可通过一定的假设模化为可解尺度量的函数。LES 能够模拟流场的细节和瞬态变化过程, 随着发动机转速的提高和缸内流场的复杂化, LES 的优越性将更为突出。目前其在内燃机领域的成功应用之一就在于内燃机循环变动的分析^[4]。

Naitoh^[5]等是最早(1992)将 LES 应用于往复式内燃机缸内湍流的研究者。1999 年 Haworth^[6,7]等对大涡模拟方法及其在内燃机缸内这样复杂流动中的应用进行了比较复杂全面的研究, 也是首次将 LES 应用于内燃机缸内气流运动循环变动的研究者。他们分别用三种 SGS 模型, 针对一台冷态下简化的内燃机几何模型(平顶活塞、轴对称进气阀), 进行了气缸内湍流的模拟, 其模拟了多个连续工作循环, 研究了涡流、滚流以及瞬态流场结构的循环变动。结果比雷诺平均方法有非常明显的改进。2007 年 F.Brusiani 等人对 LES 在内燃机冷态流场中应用的进行了评估, 与 RANS 进行比较和试验结果进行比较, 认为采用单方程动态动能方程 SGS 模型能更好的模拟实际的内燃机燃烧室内的流场。Vermore^[8]等人在一台四气门气道喷射汽油机上采用不同密度的网格进行包括燃烧的 LES 模拟, 结果表明循环变动的重要原因之一在于进气湍流对燃烧和火焰传播的影响。

本文通过 PIV 方法测量缸内流场以及在不同滚流强度对直喷汽油机缸内气流运动及其循环变动进行模拟, 将模拟结果与 PIV 流场的测量结果对比。研究直喷汽油机缸内气流运动的循环变动, 同时分析其不同滚流强度下缸内气流运动的循环变动的变化规律。

1 发动机气缸瞬态模型

Smagorinsky 模型为大涡模拟 (LES) 的最基本模型。为了使实验数据更加具有说明性与普遍性, 此模型模拟 12 个循环。在此次研究中, 分别用无挡板的内燃机模型(图 1 小滚流比模型)和有挡板的内燃机模型(图 2 大滚流比模型)进行模拟, 通过观察瞬态模型中速度场分布、每个循环中的滚流比变化和同一曲轴转角下不同循环的滚流比变化, 以及滚流中心的变

化，研究可变滚流比对内燃机缸内气体流动的影响。

在无挡板模型中，歧管的全部横截面积为有效进气面积，此时气道产生的滚流较小；在有挡板模型中，歧管仅部分横截面积为有效进气面积，由于导流板的作用，新鲜冲量由进气道上方区域流入气缸，配合缸套和活塞形成宏观大滚流。

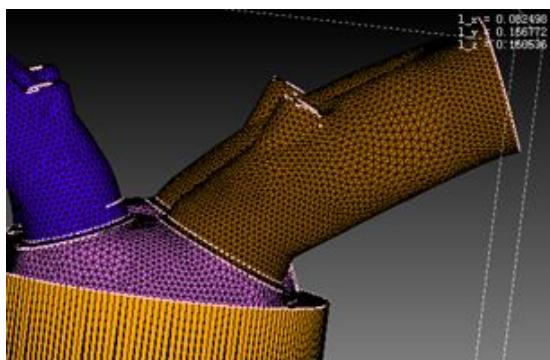


图 1 无挡板模型

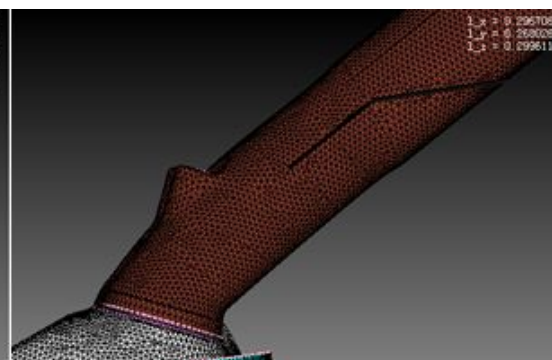


图 2 有挡板模型

2 RANS 模型与 LES 比较

RANS 是利用雷诺平均数法计算滚流强度，先将紊流中的物理量如速度、浓度等分成扰动量及平均量，再利用对控制方程作时间平均，同时采用紊流模型仿真紊流的效应，因此大大降低了计算量，对计算机的要求较低。同时几乎能对所有雷诺数范围的工程问题求解，并得出一些有用的结果。

而 LES 是根据缸内气体流动状态，提前设定一个湍流强度数值，将小于此数值的涡流用近似方法计算出，然后在缸内气体流动视图中表示出，而对于大于这个数值的涡流，则直接表现在视图中。

如下面 3 组图所示对比，在三组图中，左上图为 RANS 模拟结果，其他三个图为大涡模拟得到的结果。其中 -233° 曲轴转角为进气门开启时刻， -180° 曲轴转角为下止点位置， -113° 曲轴转角为进气门开启的最大时刻(0° 为压缩冲程上止点)。

从中可看出，由于 RANS 模型不区分旋涡的大小和方向性，对旋涡的运动学和动力学问题考虑不足，不能用来对流体流动的机理进行描述，是一种平均状态的模拟。而大涡模拟可以明显的显示缸内气体的涡流变化，并且有明显的速度场分布，体现的是气体流动的瞬态变化。

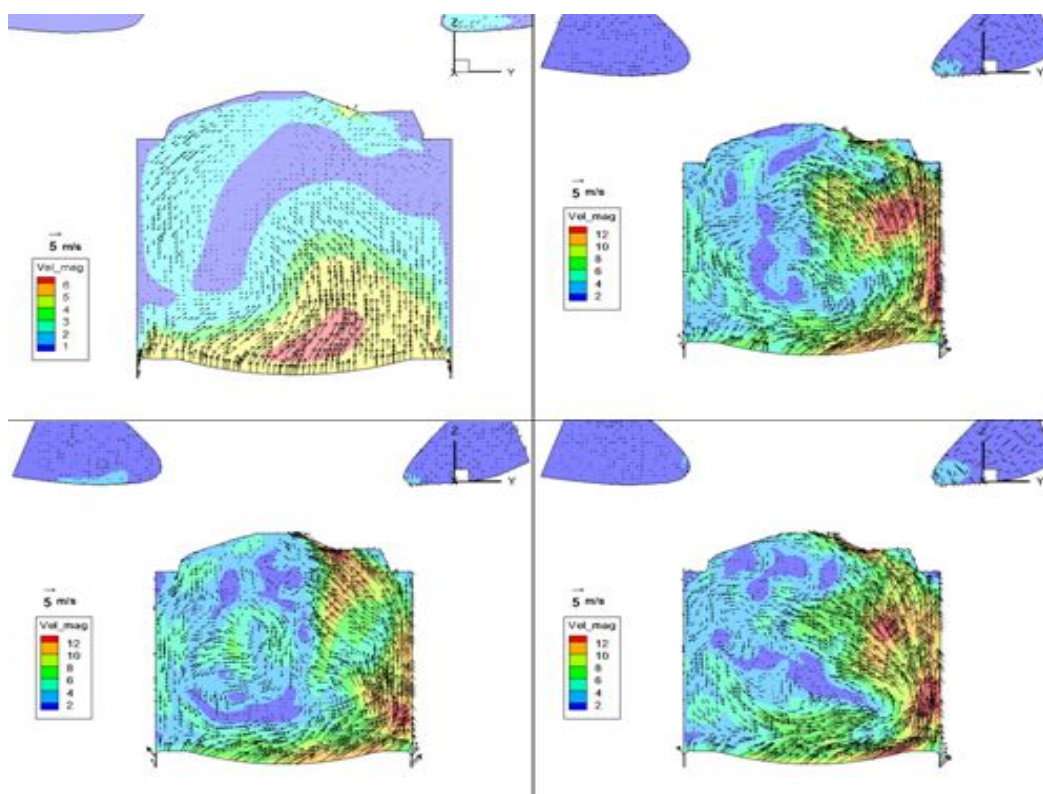


图 3 (a) -113° 曲轴转角

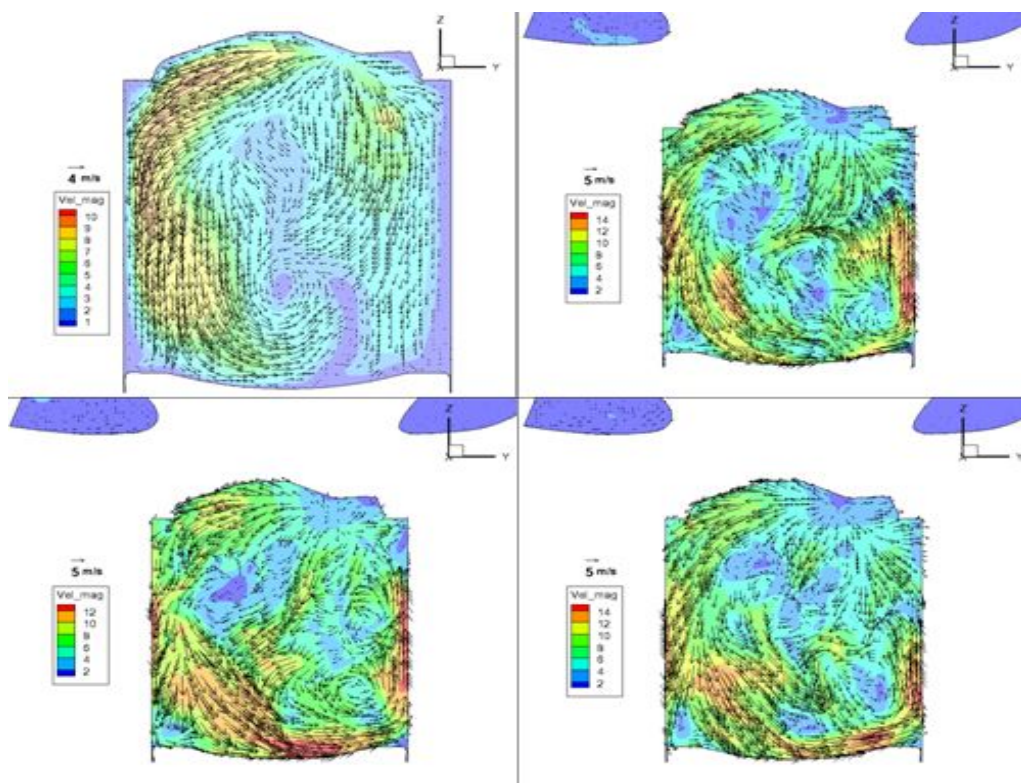


图 3 (b) -180° 曲轴转角

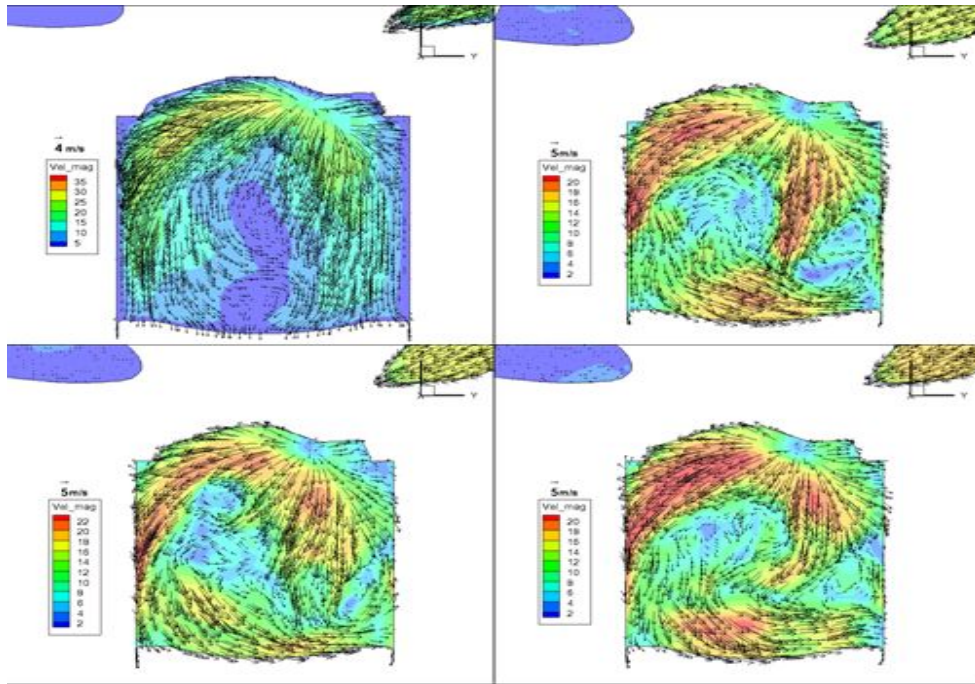


图 3 (c) -233° 曲轴转角

同时平均雷诺数法模拟严重依赖流场形状和边界条件，普适性差，计算很大程度上依赖于经验，对于非定常流动、大分离流动、逆压力梯度数值模拟等问题，受湍流模型条件的限制，很难得到满意的计算结果。与之对比的大涡模拟能够描述小尺度湍流流动，由于网格尺度比湍流尺度大，可以模拟湍流发展过程的一些细节。由于大涡模拟的实际湍流极其复杂，数值模拟仍需要非常可观的计算时间和实验经费，但非均匀网格能够使网格数达到最少，节省计算资源，同时又能够保证足够的计算精度。

相较于 RANS 方法，LES 可以模拟更多的湍流大尺度运动，LES 所用的湍流亚网格应力模型受边界的几何形状和流动类别的影响小，比 RANS 方法所用的 Reynolds 应力更具普适性。

3 瞬态速度分布

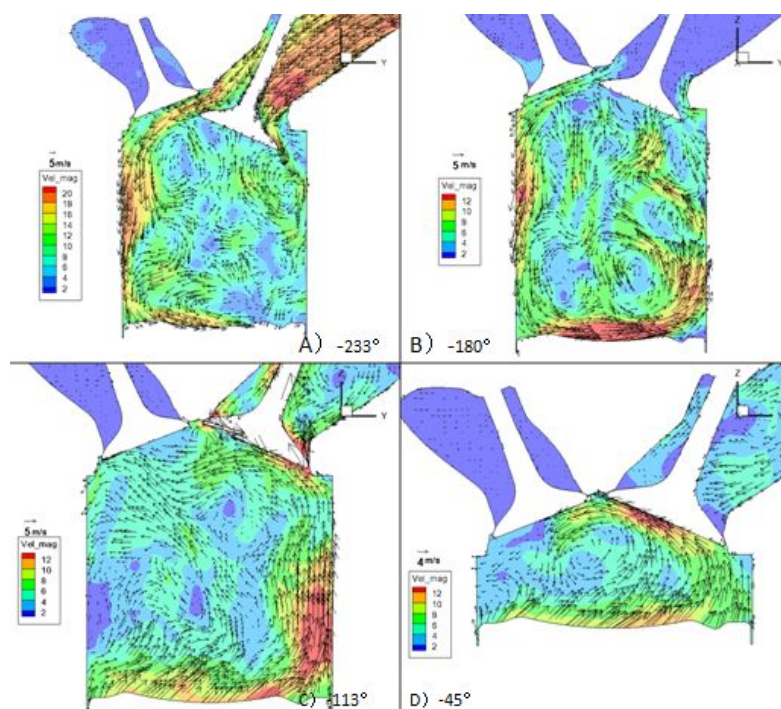


图 4 无挡板模型不同曲轴转角下的纵截面速度分布（0° 为压缩上止点）

由图 4 可看出，进气初期在气门口附近形成两个大涡团，分布在射流方向上，气缸顶部和气门下方都有明显的回流(见图 4-5A)。气流从气门射入气缸后，随着曲轴转角的增大，逐渐靠近壁面，与壁面发生撞击后其流动方向发生改变，产生较强的剪切气流，所以壁面附近气流的速度要高于气缸中心区气流的速度。气流与壁面发生碰撞后由明显的漩涡脱落现象。随着气流的连续流动，外围气流逐渐流向燃烧室中心并掉头向上，从而在燃烧室内形成一对强度很弱的大尺度涡团，在整个进气过程中都有体现。从图 4-5B) 可看出，下止点后，气体流动逐渐平缓，速度降至最低。靠近活塞的区域气体受到扰动的程度小，速度值相对较低。图 4-4C)、D) 分别为气门关闭和湍流破碎时的速度分布。从图 C) 中可看出，在进气门关闭后，缸内仍有明显的滚流。滚流持续时间长，直到点火时刻。随着活塞的运动，到点火时刻缸内平均流速逐渐变小，各区域流速大小差异也变小，流场趋于均匀。

从矢量分布图上可看到，尽管气门结构均为轴对称的，但整个流场呈现明显的不对称性，回流区分布不规则，而且有大量随机分布的小涡。小涡团的存在使进气过程的缸内流场复杂化，这充分显示了内燃机缸内湍流的瞬变性和随机性。

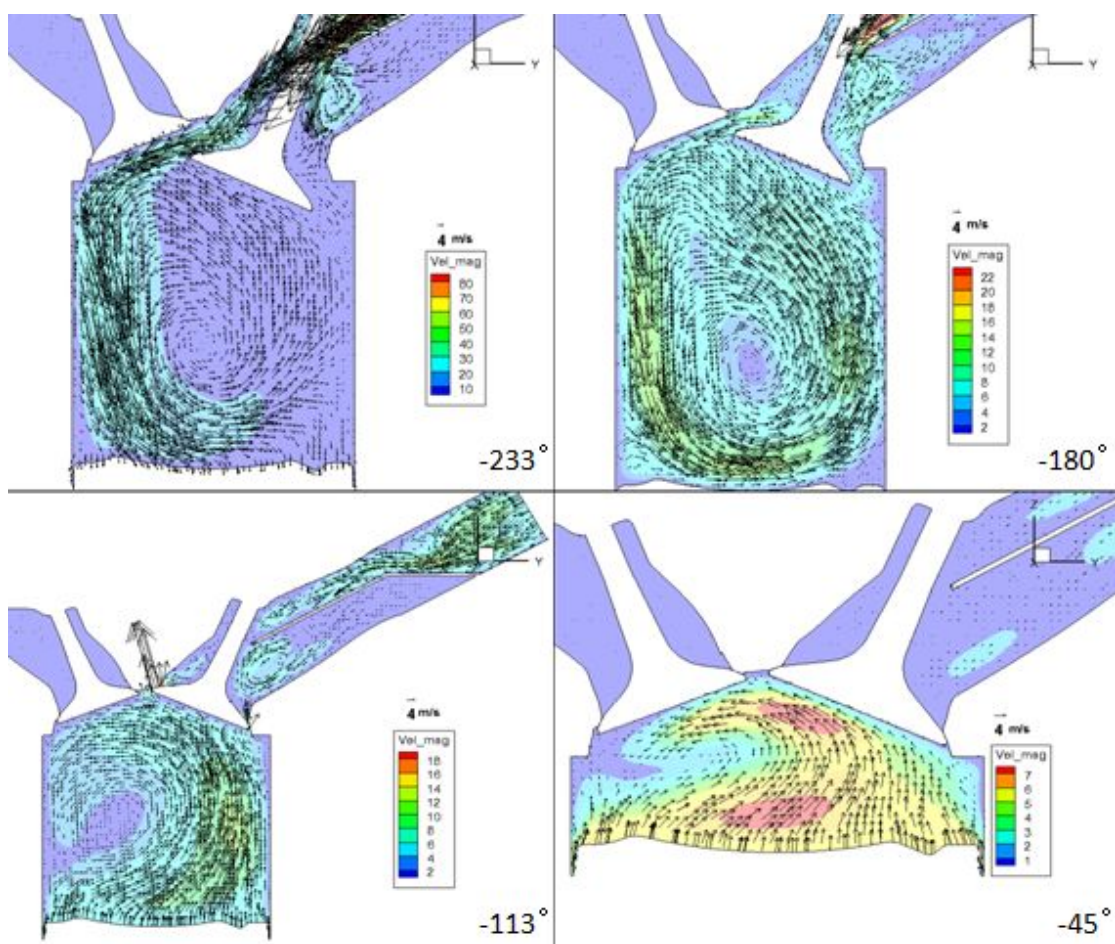


图 5 有挡板模型不同曲轴转角下的纵截面速度分布（0° 为压缩上止点）

由图 5 可看出，由于挡板的作用，气体只从气门一侧进入，进气初期在气门口附近形成一个大涡团，涡心几乎在气缸的几何中心，此时在进气门处出现了较强的回流。气流从气门射入气缸后，随着曲轴转角的增大，逐渐靠近壁面，与壁面发生撞击后其流动方向发生改变，产生较强的剪切气流，所以壁面附近气流的速度依然要高于气缸中心区气流的速度。但是气体的流动速度会小于无挡板模型中的气体流速。随着气流的连续流动，外围气流逐渐流向燃烧室中心并掉头向上，此时进气门处的回流消失。下止点后，气体流动逐渐平缓，速度降至最低。靠近活塞的区域气体受到扰动的程度小，速度值相对较低。在气门关闭时刻，明显看出涡心向左移动，但缸内仍有明显的滚流。滚流持续时间长，直到点火时刻。随着活塞的运动，到点火时刻缸内平均流速逐渐变小，各区域流速大小差异也变小，流场趋于均匀。

从矢量分布图上可看到，与无挡板相比，流动过程的规律性更强，涡心变化范围更小，循环变动明显减小。

3 瞬态滚流比分析

3.1 不同循环同一角度的滚流变化

由于初始周期每个循环的速度场变化不大（可能原因是将初始周期的影响平均分配到其他十几个循环的数据结果中使得该因素影响变得非常微弱），故初始周期不用于研究缸内气体的循环变动。

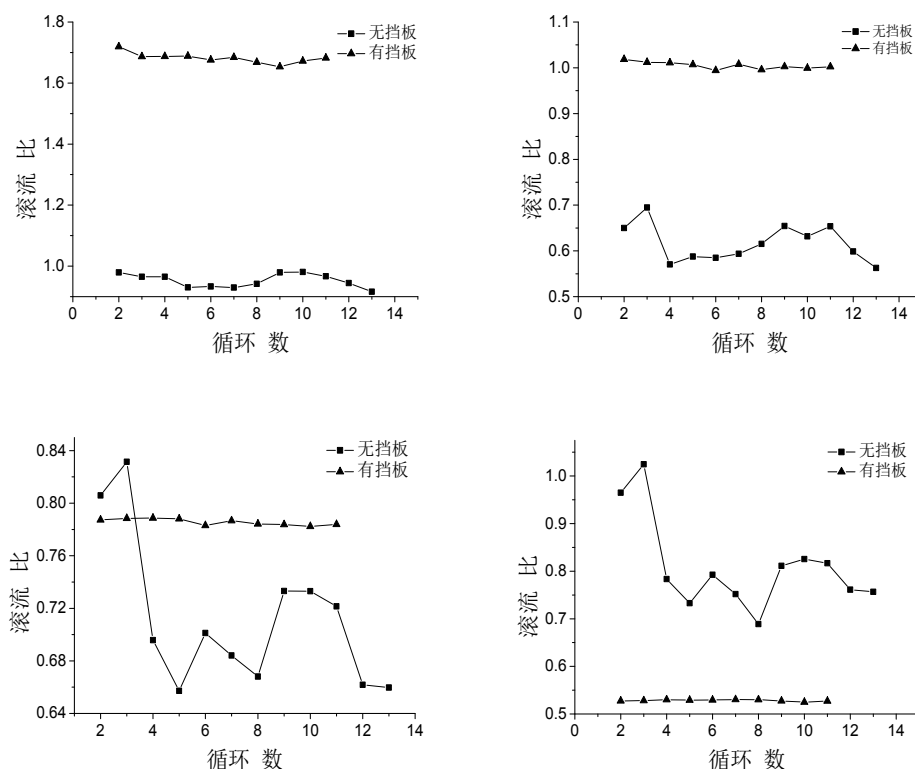


图 6 不同周期同一角度的滚流变化的比较

左上为-233°曲轴转角 右上为-180°曲轴转角 左下为-113°曲轴转角 右下为-45°曲轴转角

由图 6 可看出，在气门开启最大位置(-233°曲轴转角)和下止点位置(-180°曲轴转角)时，有挡板模型的滚流比要明显大于无挡板模型的滚流比，与稳态实验数据相符,同时说明此时缸内气体流动更加剧烈、无规则。在气门关闭(-113°曲轴转角)时，两种模型的滚流比差异降低，但是有挡板模型的滚流比依然略大，这说明在气门关闭后，缸内仍有较为明显的滚流；而在湍流破碎的曲轴转角（-45°曲轴转角）处，无挡板的滚流比反而较大。

同时由上图可看出，有挡板模型中同一角度不同循环的滚流比变化不大，而在无挡板模型中滚流比有较大的波动。这说明有挡板模型缸内混合气的形成相对稳定。有利于缸内气体的燃烧。

3.2 同一周期不同角度的滚流变化

由于内燃机瞬变而又周期性的工作特点，即使在稳定工况下，每个循环过程中参数的演变也不可能完全一致，甚至连续的两个循环气缸中的平均流速也可能有显著的变化。因此缸内的滚流比也在不停地无规则变化。

为分析缸内气体每个循环的变动，将有无挡板模型模拟的多循环结果对比，从而分析可变滚流比对循环变动的影响。在整个研究过程中不考虑内燃机的燃烧过程，故只考虑进气冲程和压缩冲程的滚流比变化，而忽略做工冲程和排气冲程的滚流比变化。对比图 7 和图 8 所示，为使对比更清晰，每个图中有五个循环。

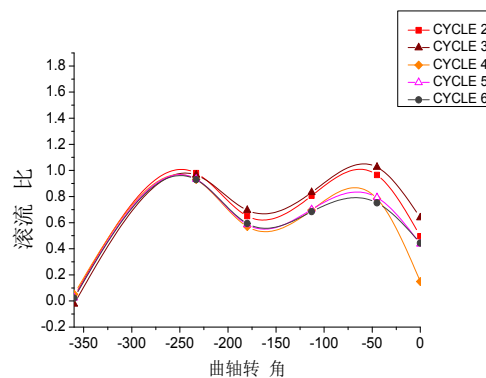


图 7a) 无挡板模型

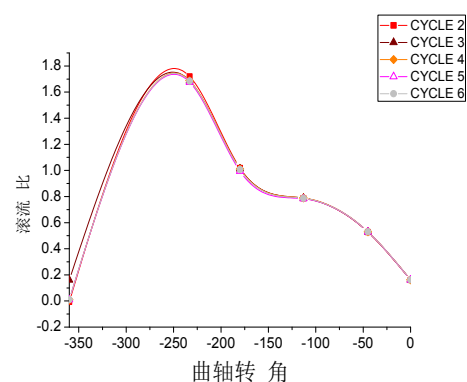


图 7b) 有挡板模型

图 7 第 2 个循环到第 6 个循环的对比

由上图对比可看出：

- 1) 在无挡板模型（即小滚流）中，滚流比的值普遍偏小，峰值大约为有挡板模型（即大滚流比）的二分之一；
- 2) 小滚流比模型中出现了两次波峰，分别在气门最大开度和滚流破碎时；而大滚流比的模型中，滚流比最大值只出现在气门最大开度处；
- 3) 小滚流比模型中，当活塞到达下止点后向上运动的过程中，滚流比的依然有较大的波动；而在大滚流比模型中，滚流比变化平缓，同时有减小的趋势；
- 4) 在湍流破碎时刻，小滚流比模型中的滚流比在不同循环中变化较大；而大滚流比模型中的滚流比在不同循环中的波动较小，数值较为稳定；

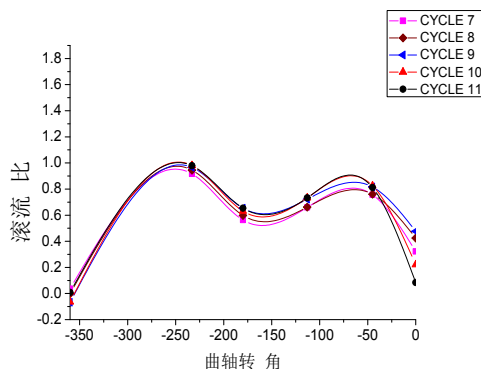


图 8a) 无挡板模型

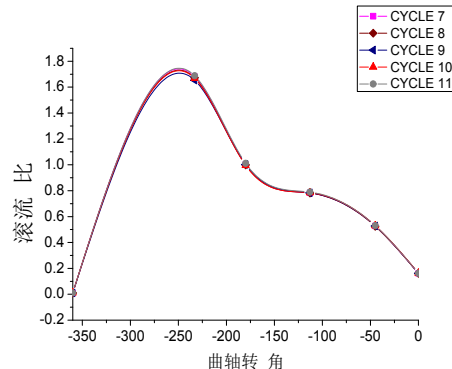


图 8b) 有挡板模型

图 8 第 7 个循环到第 11 个循环的对比

通过两组图的对比，可知挡板的加入迫使气体从气门上方区域进入气缸，强化了流经气门处气流的非对称性，使缸内滚流比大幅上升。进气流动的变化赋予缸内气体强烈的大尺度运动，为形成均质混合气提供了良好的条件^[19]。

同时有挡板模型中的循环变动较小，这意味着高滚流比使循环变动降低，其原因在于高滚流比可使缸内形成有规律的滚流场、进气及压缩行程前期，气流的输运作用使缸内油气混合更为均匀，压缩行程后期，大尺度滚流破碎，缸内湍流强度增大，使点火时刻火花塞附近空燃比循环变动减小，提高了火焰中心形成时刻的稳定性和火焰传播速度^[18]。

3.3 不同循环滚流中心的变化

气缸内的气体流动对于气缸内混合气的形成、燃烧以及热传导具有重要的作用，尤其是接近喷油时缸内气体的流动特性，有助于我们改进燃烧系统的设计^[20]。因此比较不同滚流比下的涡心变化，有助于我们了解缸内的气体流动，同时也预示了燃烧阶段的工作状况。如下图 9 所示，为不同曲轴转角下无挡板模型和有挡板模型在不同循环中的涡心变化。

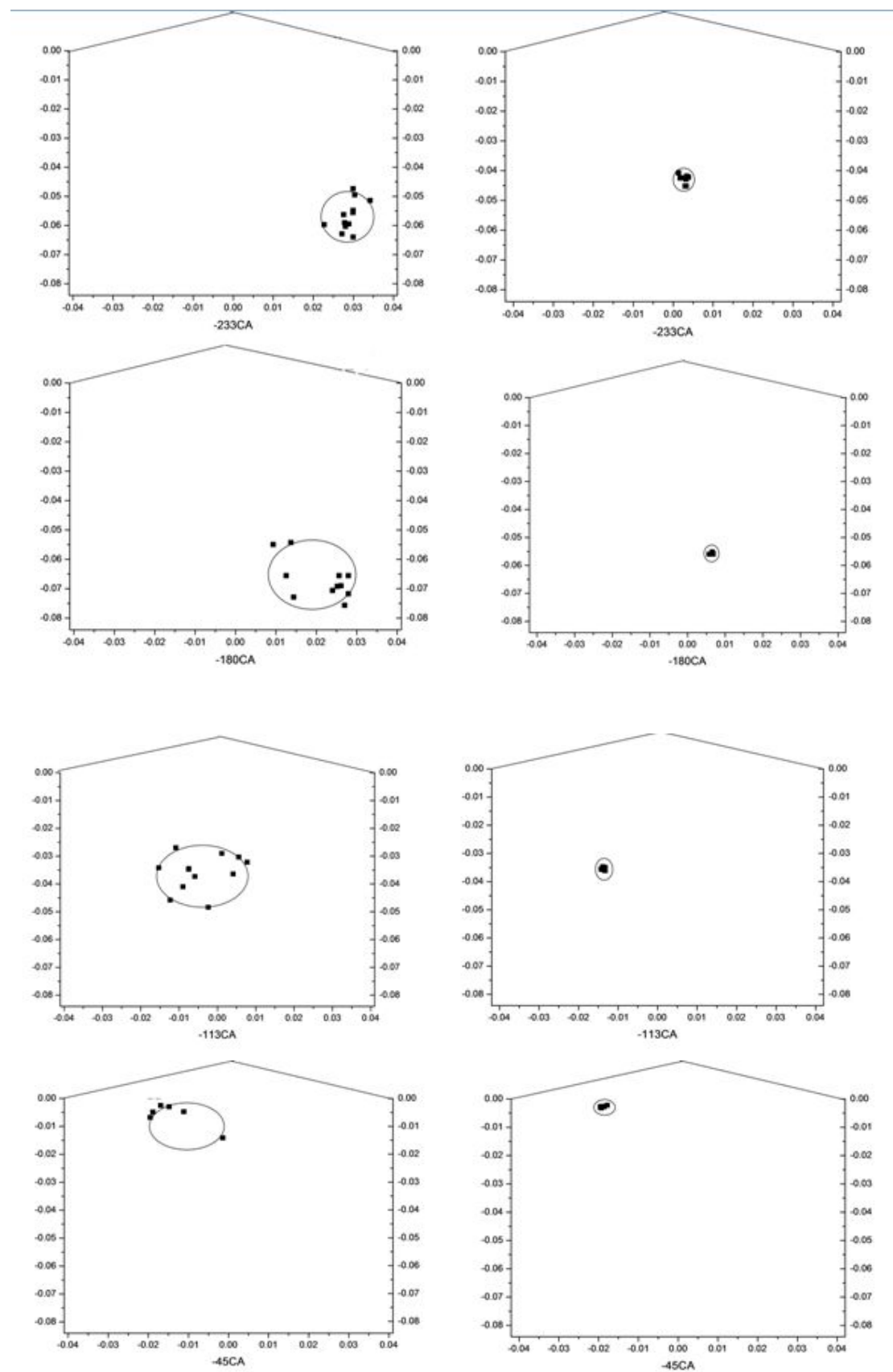


图 4-12 不同曲轴转角在不同周期的变化比较
其中左图均为无挡板模型 右图为有挡板模型

由上图可以看出：

- 1) 无挡板模型中的涡心分布更加散乱，无规则性更强，不同循环中变化明显；而有挡板模型中的涡心分布更集中，不同循环中变化不大；
- 2) 两种模型气体流动的涡心分布在缸内的位置大体相同，即两种模型的气体流动有着相同的趋势；
- 3) 在气门开启最大时刻，此时的气体流速最快，由于气体的对称流动，使得涡心几乎在气缸的几何中心；在下止点位置，由于剪切气流的作用，使得涡心偏向缸内的右下方；在气门关闭时刻，缸内为封闭空间，气体以气缸几何中心为中心运动；在滚流破碎时刻，活塞接近上止点，此时涡心偏上；

在进气过程中，两种滚流比气道均在缸内形成大尺度湍流，高滚流气道所形成的的滚流中心更接近气缸中心且流速较高，使其更容易适应缸内结构而降低能量消耗，其滚流在压缩过程中得到加强并一直保持到压缩后期。随着压缩活塞向上运动，旋转的滚流冲量被压缩使其惯性矩减小，为保持整个流动角动量守恒，滚流冲量的角速度会逐渐增大，同时由于活塞作用使得滚流的自旋向上运动加强。随着活塞的继续上行，滚流结构与不断减小的燃烧室容积不相适应而剧烈破碎成小尺度湍流，滚流比下降而湍动能迅速升高。与低滚流气道相比，高滚流气道所形成的缸内气流在压缩过程中缸内平均湍动能较高，在压缩上止点附近，火花塞附近湍动能也保持较高值，此处较高的湍动能有利于点火成功及早期火核的发展^[21]。

所以在高滚流比下的涡心更加稳定，循环变动减小。有利于缸内的稳定工作。

4 结论

全文采用 CFD 数值模拟研究为主要手段，结合试验研究，对缸内气体流动进行了 RANS 模拟和大涡模拟（LES），进行了气道稳态试验台的验证，并研究了可变滚流比对缸内气体循环变动的影响。主要结论有：

（1）大涡模拟方法不仅可以精确地描述发动机内部的流场演变的瞬态特性，同时对于研究多循环变动也是十分有效的工具。

（2）通过 RANS 与 LES 模拟结果可知：大涡模拟可以更好的观察小尺度湍流，并不过分依赖边界条件和模型建立，有着更好的普适性。

（3）通过气道稳态实验可知：气道的流量系数、涡流及滚流强度随着气门升程的增加

而变大,气道稳态的数值与实验有一定的误差,不过误差都在允许范围内,主要用来验证模型的可行性,并证明模拟数据具有一定的参考价值。

(4) 通过可变滚流比模型的建立,并进行了多循环模拟得知:在无挡板模型(小滚流比模型)中,缸内进气分成左右两股气流进入缸内,在港内形成两个涡旋,循环变动明显;而在有挡板模型(大滚流比模型)中,缸内两股气流发生变化,有挡板一侧气流变弱,占据范围变小,同时无挡板一侧涡旋变大,涡旋的中心逐渐朝气缸中心移动,缸内气体流动循环变动减小。有挡板模型中流量系数有所降低,但是滚流比却明显提高,有利于混合气形成,同时大滚流比可以使缸内气流运动加剧,混合气湍动能增加,但是气体流动均匀,有明显的滚流分布并且滚流持续时间长,这导致火焰传播速度大幅加快,提高最大爆发压力与压力升高率。

参考文献

- [1] Young, M. B.: Cyclic dispersion in the homogeneous charge spark-ignition engine. A literaturesurvey. SAE Paper(810020) (1981)
- [2] Heywood J. B., Internal combustion engine fundamentals, New York: McGraw-Hill, 1988
- [3] Reynolds W. C., Modelling of Fluid Motions in Engine - an Introductory Overview. In: Combustion Modelling in Reciprocating Engine, New York: Plenum Press, 1980
- [4] Samuel S., Morrey D., Whelan I., et al., Combustion Characteristics and Cycle-By-Cycle Variation in a Turbocharged-Intercooled Gasoline Direct-Injected Engine, SAE Technical Paper, 2010-01-0348, 2010.
- [5] Naitoh, K., Kuwahara, K; Large-Eddy simulation and direct simulation of compressible turbulence and combusting flows in engines based on bi-scales method. Fluid Dyn. Res. 10, 299-325 (1992)
- [6] Haworth, D.C.; Large-Eddy simulation of in-cylinder flows, Oil Gas Sci. Technol. 54, 175-185 (1999)
- [7] Haworth, D.C., Jansen, K.; Large-Eddy simulation on unstructured deforming meshes: towards reciprocating IC engines. Comput. Fluids 29, 493-524 (2000)
- [8] Verzicco, R., Mohd-Yusuf, J., Orlandi, P., Haworth. D.C.: Large-Eddy simulation in complex geometric configurations using boundary body forces. AIAA J. 38, 427-433 (2000)

