非道路用柴油机气流运动及喷雾数值模拟分析

Numerical Simulation Analysis of Airflow and Spraying Process in a Non-road Diesel Engine

罗马吉，文醉，向梁山
（武汉理工大学汽车工程学院，武汉 430070）

摘要：利用 CFD 软件 STAR-CD 及 ES-ICE 对柴油机压缩喷雾过程进行了数值模拟分析。模拟计算从进气过程开始，充分考虑了进气过程给缸内流场带来的影响，分析了喷雾前缸内流场及喷雾过程。研究表明，哑铃型燃烧室明显增强了压缩末期缸内涡流强度，燃烧室偏心布置使得缸内气流运动不均匀，燃烧室内的燃油分布也不均匀，各个喷孔方向上燃油喷射状况并不相同。

关键词：非道路用柴油机；ES-ICE；喷雾过程

Abstract：the CFD software STAR-CD and ES-ICE was used to simulate the compress and injection process of diesel engine. the simulation started from the intake process, so the effects of intake process were fully considered, and analysis was focused on in-cylinder flow field before and after injection process. Research shows that dumbbell combustion chamber can obviously increase the intensity of swirl in cylinder, and the combustion chamber located eccentricly can make in-cylinder flow asymmetry, so was the distribution of gas mixture, the appearance of every spray hole was different.

Keywords：non-road diesel engine; ES-ICE; spray process

前言

喷油特性、进气涡流强度、燃烧室的匹配直接影响柴油机的性能及排放。对于非道路用柴油机而言，其喷油压力相较道路用柴油机一般较低，而且使用的机油质量难以保证，使用时功率、负荷变化范围较大，单靠供油系统无法达到满意的油气混合质量。为了降低非道路用柴油机的排放，以满足日益严格的排放标准，组织更为有效的进气涡流以及燃烧室内的气流运动，促进燃油雾化和与空气的混合显得尤为重要[1,2]。

在压缩过程末期，缸内气流运动受到燃烧室形状极为强烈的影响。哑铃型燃烧室中央的凸台比ω形燃烧室要大得多，底部的凸台有助于形成挤流及周向涡流，使燃烧室形状与油束相配合，将空气集中在油束附近，以便更好地利用燃烧室中的空气，使得燃烧充分，燃烧质量高，本文研究的某款非道路用柴油机采用了哑铃型燃烧室。利用 CFD 软件 STAR-CD 对柴油机缸内气流运动、燃油喷射过程进行计算分析，可以为进一步优化燃烧室形状以及寻求更好的油气室的匹配关系提供依据。

作者简介：文　醉（1985-），男，硕士研究生；E-Mail：wenzui2004@163.com
作者简介：罗马吉（1974-），男，博士，副教授；E-Mail：zanelmj@21cn.com

1. 数学模型

1.1 缸内气流运动

柴油机缸内气流运动具有高的瞬变性和高的湍流强度，气体的流动要受到物理守恒定律的影响，即质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律；涉及油气的混合或者相互的作用还要遵循组分守恒定律；由于具有强烈的湍流运动，还必须遵守附加的湍流输运方程，文中采用 High Reynolds k-Epsilon 湍流模型，其基本输运方程如下[3]：

湍动能方程为：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\rho u_j k-\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]=\mu_t(P+P_B)-\rho\varepsilon-\frac{2}{3}\left(\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\rho k\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\mu_t P_{NL}$$

湍流耗散率方程为：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\rho u_j\varepsilon-\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]=C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k}\left[\mu_t P-\frac{2}{3}\left(\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\rho k\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right]C_{\varepsilon 3}\frac{\varepsilon}{k}\mu_t P_B-C_{\varepsilon 2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}$$

$$+C_{\varepsilon 4}\rho\varepsilon\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k}\mu_t P_{NL}$$

式中 ρ 为密度，k 为湍动能， ε 为耗散率，μ_t 为湍流粘度，$P+P_B$ 为湍流动能项，$Ó_\varepsilon$ 为湍流普朗特数；

$C_{\varepsilon 1}$，$C_{\varepsilon 2}$，$C_{\varepsilon 3}$，$C_{\varepsilon 4}$ 为常数。

1.2 喷雾相关模型

喷雾过程涉及到液滴雾化、破碎、液滴与燃烧室壁面碰撞的过程。因此，还需要求解计算两相流的数学模型。本文采用拉格朗日多相流模型，应用拉格朗日运动坐标系研究喷雾液滴的特性。雾化模型采用 Huh 模型，它假设喷嘴内部产生的湍流在喷射表面产生最初的扰动，当扰动达到一定级别后，在与周围气体的作用下，扰动以指数形式增长，导致颗粒从射流表面脱落。液滴破碎模型采用 Reitz/Diwaker 模型，它以两种机制来决定破碎过程：1. 液滴周围的非均匀压力场导致液滴向低压尾涡扩张，最终克服表面张力而分裂；2. 子颗粒从液滴表面被撕裂或剥离出来。而采用 Bai 模型可以较好的反映燃油粒子在壁面附近发生的附着、反弹、飞溅或者破碎并沉积在表面上形成油膜等现象[4]。

2. 几何模型

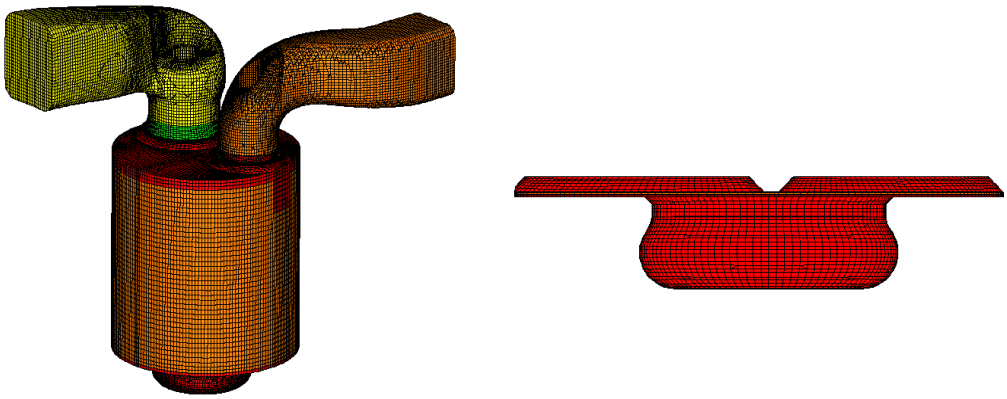
本文从进气过程开始计算，即考虑到了进气对压缩喷雾过程的影响。由于只模拟了进气到喷雾的过程，模型由进排气道、气门座、气门、气缸和燃烧室组成。在三维 CAD 软件 UG 中建立计算域几何模型，并将其导入到内燃机网格生成工具 ES-ICE

中，建立用于计算的网格模型。由于燃烧室中心偏离于气缸中心，且喷油嘴位置偏离于燃烧室中心，因此不能将计算域按照喷嘴数划分为单个扇区进行计算，必须建立整体计算模型。

本文研究的某款非道路用三缸直喷柴油机的基本尺寸参数如下：缸径 100mm，活塞行程 105mm，

连杆长度 174mm，采用较高的压缩比 21.6，活塞运行到上止点时余隙高度为 0.94mm。发动机转速 2300r/min，喷油孔夹角为 147°，喷油提前角 7.5 °CA BTDC，喷油持续期 20.1 °CA。

利用发动机一维性能仿真软件GT-Power 建立了柴油机整机模型，并通过实验验证了模型的准确性。借助GT-Power的计算，可以获得发动机工作时不同曲轴转角下的进气道以及气缸内的压力、温度等参数，GT-Power 的仿真计算结果为三维数值模拟计算提供了初始条件和边界条件。此外，发动机缸内所有固体表面均采用无滑移壁面边界，壁面温度选取固定值，其中气缸壁温度为400K, 活塞头部温度为600K，气缸盖温度为580K。



（a） （b）

图 1 发动机计算模型（a）整体网格（b）上止点

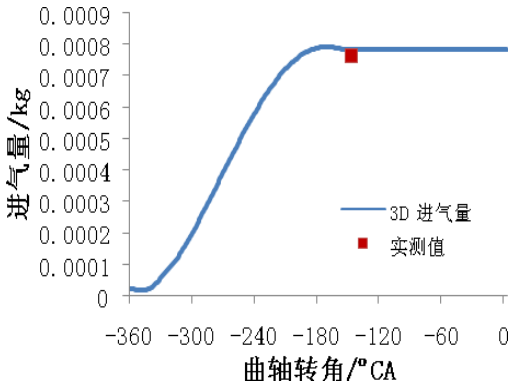


图 2 计算及实验所得进气量

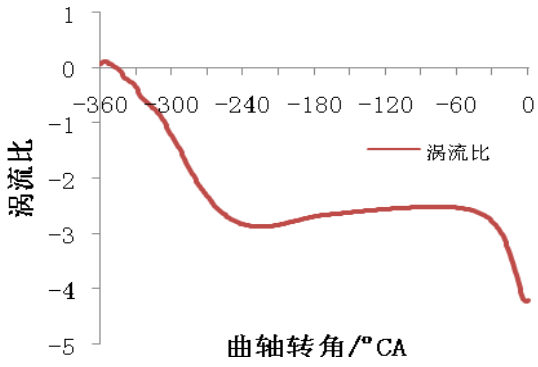


图 3 缸内涡流比及 Z 方向角动量的变化

3. 计算结果分析

3.1 气流运动规律

图2为计算所得的进气量与实测值的比较，图3为缸内涡流比随曲轴转角的变化。该款非道路用柴油机采用了螺旋进气道，主要是为了借助螺旋进气道的导流作用使得在进气过程后缸内能产生较强的涡流，以强烈的气流运动来促进油气的混合[5,6]。由图3可知，涡流比在进气过程中逐渐升高，进入压缩过程，缸内涡流比才开始逐渐下降（0 °CA表示压缩上止点）。直至压缩过程末期，涡流比又会突然增大，这是因为在压缩末期，气体被挤进燃烧室内，而哑铃型燃烧室中央有较高的凸台，使

得燃烧室上方的气体向凹坑内运动，增加了缸内气体整体的旋转速度，因而使得涡流比明显增大。

由于燃烧室偏心布置，压缩末期缸内流场呈非对称分布。如图4所示，燃烧室偏置一侧涡旋的湍动能强度较大，这主要是因为涡流中心并不处在燃烧室的中心，而是比较接近于气缸中心，燃烧室偏置一侧距涡流中心较远，使得这一侧气体的涡流速度较大，较大的涡流速度增强了气体的挤流运动，也使得这一侧的湍动能较强，较强的湍动能则有利于燃油的雾化。

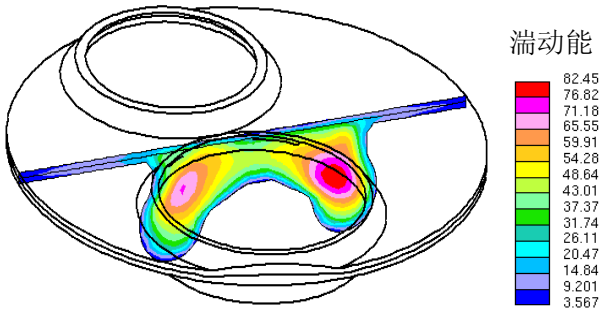


图 4 10 ºCA BTDC 时缸内湍动能纵截面图

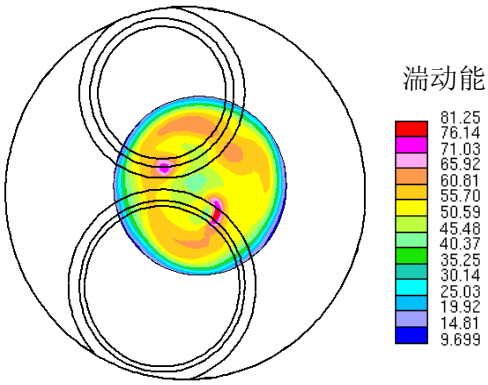


图 5 10 ºCA BTDC 时缸内湍动能横截面图

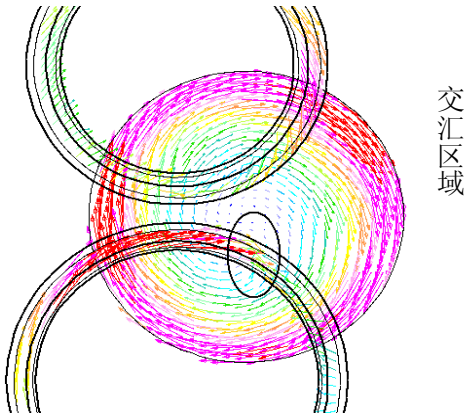


图 6 10 ºCA BTDC 时气门座内气体流动

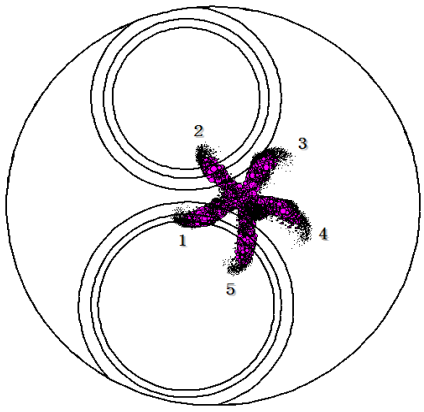


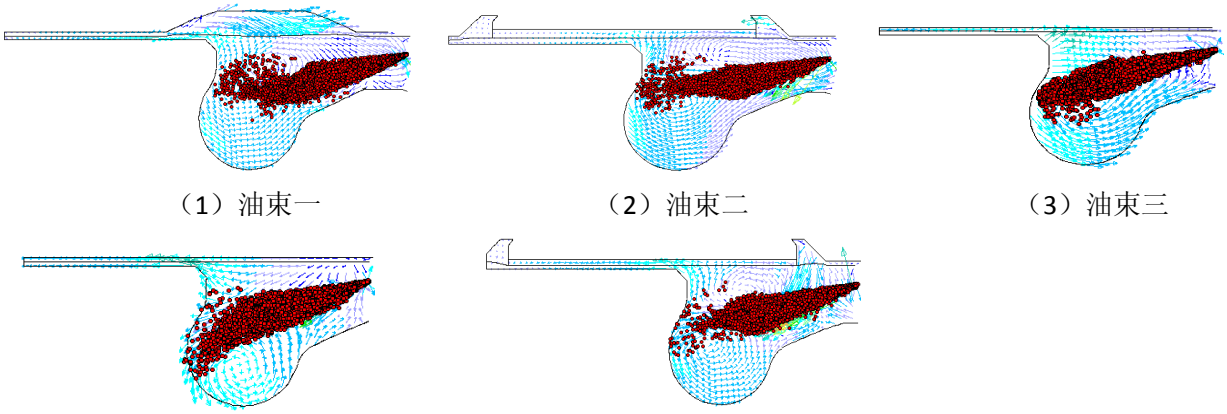
图 7 燃油喷射示意图

从图 5 可以注意到，10 ºCA BTDC 时在进排气门座一段位置的下方，存在较为明显的高湍流强度区（如图 5 所示的红色区域）。产生高湍流强度区的原因在与：

燃烧室缩口处气流旋转速度较为强烈，当缩口处的气流经过气门座和气门间隙处时，高速旋转的气体与气门底部发生碰撞，有一部分气体沿顺时针在气门座间隙内运动，而另一部分沿逆时针在气门间隙内运动。由于缸内气流整体方向是顺时针，所以在气门间隙座内大部分气体也是沿顺时针运动，而且气流运动速度较逆时针运动的气体速度较大。在气门间隙内，沿顺时针运动的气流与沿逆时针运动的气流会在图 6 所示区域内产生交汇，进而造成此处湍流运动剧烈，因而会产生一个较强的湍流区域。排气门与气门座间隙内同样会产生此种现象，顺时针气流和逆时针气流的作用也会产生交汇区，但由于排气门半径较小，而且排气门的气门下沉量小，间隙内空间较小，因此形成的湍流区域较小。由此可见，当活塞运行到上止点附近时，气门座会影响缸内的气流运动；若在整个数值模拟计算中不模拟进气过程，即不建立进排气道时，将看不到这种现象。

3.2 燃油运动规律

由于缸内流场以及涡流强度在缸内分布不均，加之喷嘴位置相对燃烧室中心也偏心布置，势必将导致多孔喷嘴各个油束的贯穿度、喷雾锥角、雾化状况均有比较明显的差别，进而也会影响到燃烧过程。图 8 为活塞运行到上止点后 10ºCA 时每个喷孔方向上的速度矢量图及喷雾粒子轨迹。由图 8 可知，各个喷孔燃油喷射情况存在较大的差异，各个喷孔油束贯穿程度相差也较大。喷孔一和二到燃烧室壁距离较长，油束一和油束二的贯穿度相对较小，这两个方向的燃油颗粒较多的存在于燃烧室凹坑弯曲段与直壁段的交接处，这个区域挤流运动强烈，燃油颗粒也较为分散，但是由于活塞下行，油束前锋的燃油颗粒有在逆挤流的带动下向燃烧室上方运动的趋势，而且油束一方向上的燃油颗粒并未接触燃烧室壁面，喷油贯穿度略显不足。由于油束一和二区域内的燃油颗粒向燃烧室上方运动的趋势明显，流入燃烧室内的燃油的量势必会减少，将使得这一侧燃烧室凹坑内的空气得不到充分的利用。油束三、四和五的油束前锋更接近于燃烧室凹坑内，燃油将在缸内气体涡旋的带动下更多的向凹坑内运动，燃油向燃烧室内扩散的情况较好；油束四和五方向上的燃烧室壁面附近的燃油颗粒较多，而且分布较广，有效利用了燃烧室壁面处的空气，因此这两个方向上的燃油与周围空气的混合效果更优；但油束五方向上壁面处的燃油更靠近燃烧室直壁段，分散的燃油颗粒更容易受到逆挤流的影响而流向活塞上方区域，对燃烧过程将产生不利的影响。



（1）油束一　（2）油束二　（3）油束三

（4）油束四　（5）油束五

图 8 10ºCA ATDC 时各喷孔喷射情况

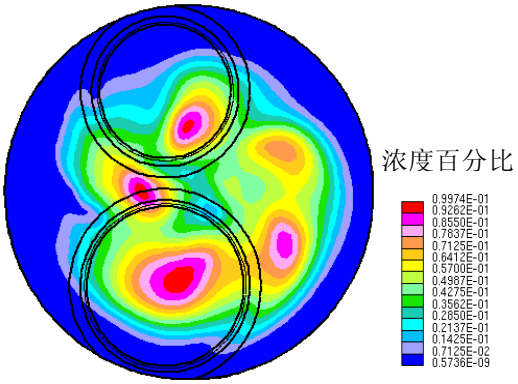


图 9 20 ºCA ATDC 时缸内浓度场横截面图

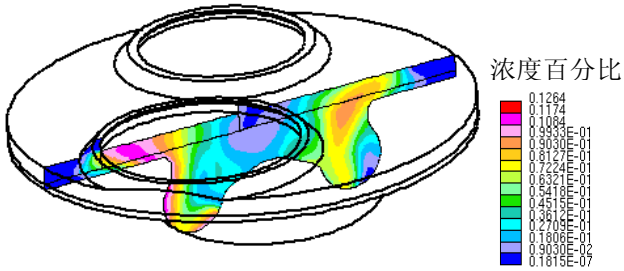


图 10 20 ºCA ATDC 时缸内浓度场纵截面图

如图 9 所示，受缸内流场不均匀、喷孔位置偏心的影响，在 20 ºCA ATDC 时，相应于各个喷孔区域的燃油浓度分布差别较大，进气道一侧活塞上方的燃油浓度相对最高。通过前面的分析可知，在逆挤流的作用下，有一部分油气混合气流向燃烧室外，且随着气流的旋转运动，较多的燃油流向进气道一侧的挤流区，使得这个区域燃油浓度较高。由于此时已处于燃烧过程的扩散燃烧阶段，燃油与温度相对较低的气缸壁以及缸盖底面接触，增加了发生火焰淬息的可能性，容易导致未燃 HC 和碳烟排放的增加。此外，从图 10 可以看出，在进气道一侧，除了活塞上方的燃油浓度较高外，凹坑内壁面处也有较多的燃油堆积，而且燃油浓度梯度较大，将导致局部缺氧，因此容易产生较多的碳烟；而在燃烧室的另一侧，受到缸内旋转涡流的影响，油束一和二方向的燃油运动到这一侧，由于油束一和二的贯穿距离较长，燃油在壁面附近受到挤流的带动向燃烧室上方运动，致使燃油更多的存在于挤流区，而燃烧室壁面附近以及凹坑内的燃油浓度较小，又造成这一侧燃烧室凹坑内的空气利用率不足。

4 结论

（1）数值模拟计算体现了燃烧室及喷嘴的非对称布置所带来的气流运动的不均匀性和各个喷孔喷雾过程之间的差异。

（2）气门与气门座间隙的存在对活塞运行到上止点附近时的缸内气流运动造成一定的影响，并能在气门座下方产生一个有较高湍流强度的区域。在不建立进排气道网格进行数值模拟的情况下将看不到这种现象。

（3）在喷油压力偏低的情况下，油束更容易受气流运动的影响，且每个喷孔的喷雾过程不尽相同。从喷雾粒子的空间分布可以看出，燃烧室一侧壁面处存在燃油堆积，而另一侧燃烧室凹坑内的燃油浓度极低，可以适当减小影响这一侧燃油浓度的分布的两个喷孔的喷雾锥角，使得燃烧室底部的气体得到较充分的利用。结合本文的分析也证明整个燃烧系统有进一步优化的潜力。

5 参考文献

[1] 吕继组，白敏丽. 6110 柴油机喷雾过程的多维瞬态数值模拟研究[J].工程热物理学报，2007，28（4）：658～660.

[2] 王锡兵，马志豪.燃烧室几何形状对缸内气体流动和发动机性能的影响[J].内燃机工程，2002，23（2）：6～11.

[3] Methodology of STAR-CD v4.08, Computational Dynamics Limited, 2008.

[4] Hossainpour.S，Binesh.A.R. Investigation of Fuel Spray Atomization in a DI Heavy-duty Diesel Engine and Comparison of Various Spray Breakup Models[J].Fuel，88 (2009)：799～805.

[5] Benajes J，Molina S，Garca' a J M. The Effect of Swirl on Combustion and Exhaust Emissions in Heavy-duty Diesel Engines[J]. Proc. IMechE: Journal of Automobile Engineering，2004，218（Part D）：1141～1148.

[6] 周龙保.内燃机学[M].北京：机械工业出版社,1999.