

气门开启过程对压缩终了缸内涡流运动的影响

The effect of valve opening process on the swirl motion of the compression end in cylinder

胡玉平¹, 宫婷婷¹

(1. 山东大学能源与动力工程学院, 山东 济南 250061)

摘要: 本文首先采用进气道稳流试验和数值模拟方法对两款柴油机进气道的稳态流动进行研究对比, 然后利用 CONVERGE 软件对于两款柴油机在标定工况下的进气、压缩过程进行了瞬态数值模拟研究, 并对该过程中各个时刻的缸内和燃烧室内涡流运动通过无量纲参数瞬态涡流比来进行分析。结果表明, 柴油机实际工作过程中进气道在气门小开度及中等开度下形成涡流的能力对于压缩终了时燃烧室内的涡流强弱有很大影响。现有的稳态评价方法不足以体现这一特征, 稳态评价方法有待改进。

关键字: 柴油机; 进气道; 稳态涡流比; 瞬态涡流比; 数值模拟

Abstract: The steady flow in two different diesel engine intake-port are studied and compared by steady flow test and simulation calculation. Then the transient simulation calculation during intake and compress stroke of rated condition is conducted with CONVERGE software. The swirl motion in cylinder and combustion at any time during intake and compress stroke bowl is analyzed by the transient swirl ratio which is a non-dimensional parameter. Basing on the above study, it is found that the ability of forming swirl under small valve lift and medium valve lift has a greatly effect on the swirl motion of the compression end in cylinder and combustion bowl. The existing steady evaluation method can not embody this feature and should be improved.

Key Words: Diesel engine; intake port; steady swirl ratio; transient swirl ratio; numerical simulation

随着环境问题日益严重以及公众对于生态平衡的关注, 各国政府对于车用发动机排放的法规也日趋严格。通过改善燃油喷射系统, 从而控制燃烧过程来降低污染物排放被认为是十分行之有效的方法。而通过组织适当的气流运动, 改善燃油与空气混合质量, 对于控制内燃机燃烧过程同样有着显著的影响^{[1][2]}, 从而对内燃机的排放指标、经济性、动力性、燃烧噪音和怠速稳定性等产生重要的影响, 特别是在高速直喷式的柴油机上体现的更加明显^[3]。因此, 中小型高速直喷式柴油机通常利用螺旋进气道来产生适当的进气涡流。

自从 Zimmer、Fitzgeorge^[4]等运用稳流实验台进行进气道研究工作后, 稳流试验台已经成为进气道研制的重要工具。但是由于该方法只能评价气道性能, 无法考虑活塞在缸内的运动与气门运动及燃烧室对涡流运动的影响, 也就无法准确评价压缩终了缸内涡流运动状态, 所以这种研究方法的局限性也很明显。而采用非稳态流动研究试验方法, 主要有激光多普勒测速仪法和粒子图像测速仪法, 但存在测量装置复杂, 代价高的问题。近些年, 随着数值模拟计算技术的发展, 以及计算机性

能的大幅提高,越来越多的国外学者通过瞬态计算方法研究缸内气流运动,并且通过与实验对比取得了满意的精度。证明了数值模拟计算可以作为研究缸内气流运动的有效工具^{[3]~[8]}。

1 评价方法对比分析

气道稳流试验中,测量涡流的方法有叶片风速仪法和涡流动量矩法。主要的评价方法有Ricardo法、AVL法、FEV法,以及SWRI法。此次试验采用的是叶片风速仪式标准AVL方法,该方法假定进气只发生在上止点和下止点之间,并采用一标准气门升程表来计算综合流量系数和综合涡流比。

AVL方法综合涡流比为:

$$R_s = \left(\frac{n_d}{n} \right)_m = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \frac{n_d}{n} \left(\frac{C}{C_m} \right)^2 d\alpha \quad (1)$$

式中, n_d 为叶片风速仪测得的转速, n 为假想发动机的转速, C , C_m 分别为活塞瞬时速度和平均速度。其中 n , C_m 均由稳流试验中的流量,缸径及冲程推算得出。

公式(1)未考虑发动机气门运动与正时、燃烧室形状以及转速,气缸压缩余隙等因素对于压缩终了涡流运动的影响。为了描述瞬态计算中缸内特定区域某一时刻的涡流强度,引入无量纲参数瞬态涡流比^[3],该参数为某一时刻积分区域内气流绕设定轴线的平均角速度与曲轴平均角速度之比。

瞬态涡流比:

$$SR(\theta) = \frac{\omega_{avg}}{\omega} = \frac{\sum_i^n m_i(\theta) r_i(\theta) v_i(\theta)}{2\pi n \sum_i^n m_i(\theta) r_i(\theta)^2} \quad (2)$$

式中: ω_{avg} 为缸内气流绕气缸轴线平均角速度, ω 为发动机曲轴平均角速度, $m_i(\theta)$ 为单元质量, $r_i(\theta)$ 为单元质心距离气缸轴线的距离, $v_i(\theta)$ 为单元质心绕气缸轴线的切向速度。

公式(2)中所有变量均基于各个时刻积分区域的基础物理变量,反映了积分区域整体的规律性的涡流运动。公式的准确性依赖于对整个缸内工作过程流场的计算准确性。

2 稳流试验与数值计算

稳流计算采用 CONVERGE 软件,该软件采用全六面体非结构化网格,计算过程中模型网格尺寸以 5 mm 为主,进气道网格尺寸 2.5 mm,气缸顶部周围网格尺寸为 1 mm,气门周围网格尺寸 0.5 mm。计算采用的边界与试验相同,保持压差 2.5kPa。湍流模型采用 RNG k- ϵ 双方程湍流模型。

图 1 为柴油机 A 与柴油机 B 进气道在不同气门升程下稳态涡流比的数值计算结果与试验结果。表 1、表 2 分别为为柴油机 A 与柴油机 B 进气道的平均流量系数与综合涡流比。由表 1 可见,用 CONVERGE 软件进行螺旋进气道-气门-气缸的数值计算,得到气道性能评价参数与试验值取得良好

的一致性。由图 1 可知,两款柴油机进气道的涡流比都是随着气门升程的增大而逐渐增大,柴油机 A 进气道的综合涡流比与柴油机 B 大 27.7%,表明柴油机 A 进气道形成涡流的能力较强。柴油机 A 在实际工作过程中压缩终了的涡流比的大小与进气道形成涡流的能力有关,但需要通过缸内工作过程瞬态模拟计算确定压缩终了的涡流比的实际大小。

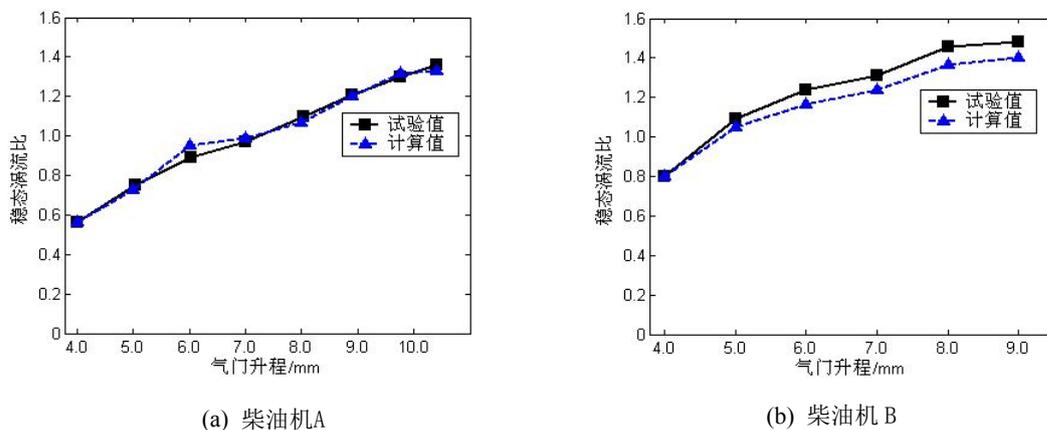


图 1 稳态涡流比随门气升程的变化曲线

表 1 柴油机 A 进气道计算与试验结果对比

对比内容	平均流量系数	综合涡流比
试验值	0.55	1.55
计算值	0.57	1.58
误差	3.6%	1.9%

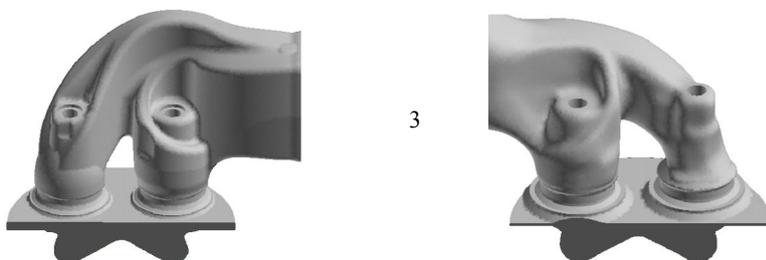
表 2 柴油机 B 进气道计算与试验结果对比

对比内容	平均流量系数	综合涡流比
试验值	0.507	1.98
计算值	0.498	1.86
误差	-1.8%	-6.1%

3 瞬态模拟计算

3.1 瞬态计算设置

为了研究气门开启过程对于缸内涡流的影响,柴油机 A 与柴油机 B 的燃烧室具有相同结构,均为缩口深 ω 型燃烧室,从而便于对比气门开启过程对压缩终了燃烧室内的涡流运动的影响,进气道及燃烧室结构如图 2 所示。



瞬态计算同样采用 CONVERGE 软件。网格划分如图 3 所示, 总体来讲从网格数量和网格疏密两个方面进行控制, 对于流通截面变化大, 流通面积狭小的区域, 以及速度梯度大的区域进行适当的加密, 最终体网格数控制在 30 万-40 万之间。柴油机 A 采用与 B 相同的网格策略。

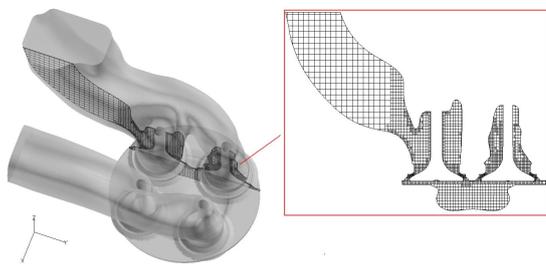


图 3 柴油机 B 网格局部加密示意图

入口边界条件为通过发动机热力循环模拟软件 BOOST 计算得到的随曲轴转角变化的压力入口。为了保证进气道的入口压力与发动机实际工作状态一致, 利用实测示功图对 BOOST 模型进行标定。由于温度不是影响进气压缩终了涡流比的主要影响因素, 所以两个机型施加相同的温度边界, 进气温度为 316 K。

湍流模型采用 rapid distortion RNG $k-\epsilon$ 双方程湍流模型, 选择有限体积法对偏微分方程离散求解, 压力-速度耦合计算采用 PISO 方法。由于计算初期气门开启缝隙非常小, 气流速度高, 所以计算初始时间步长为 5.00×10^{-7} s, 然后逐步增大到 2.50×10^{-5} s。柴油机 A、柴油机 B 的模型参数见表 3、表 4。

表 3 柴油机 A 模型参数

参 数	参数值
缸径 D/mm	126
行程 S/mm	155
额定转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	2200

表 4 柴油机 B 模型参数

连杆长度/mm	253
气缸余隙/mm	3.88
计算始点/°CA	339
计算终点/°CA	720

参 数	参数值
缸径 D /mm	108
行程 S /mm	130
额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	2300
连杆长度/mm	210
气缸余隙/mm	1.1
计算始点/°CA	343
计算终点/°CA	720

3.2 瞬态计算结果分析

图 4 为柴油机 A 与柴油机 B 气缸和燃烧室内的瞬态涡流比随曲轴转角变化曲线。由图 4 可见，当气门开度非常小的时候，气缸内和燃烧室内都没有明显的绕轴线的涡流运动。随着气门开度的逐渐增大，气缸相对于燃烧室率先形成涡流运动，涡流比随气门开度的增大而迅速增大。当气门开度达到最大开始减小时，气缸内的涡流比率先减小，而距离气门较远的燃烧室内的涡流运动在气流惯性和燃烧室形状的共同作用下保持继续增大，直至超过气缸内的涡流比后，随着进气能量的减弱，气流与气流的摩擦以及气流与壁面的摩擦耗散而开始快速减小。直至压缩终了前，由于活塞挤压气缸周围空气，空气被高速旋转着挤入燃烧室内，燃烧室内的涡流比再一次快速的提高^[3]。

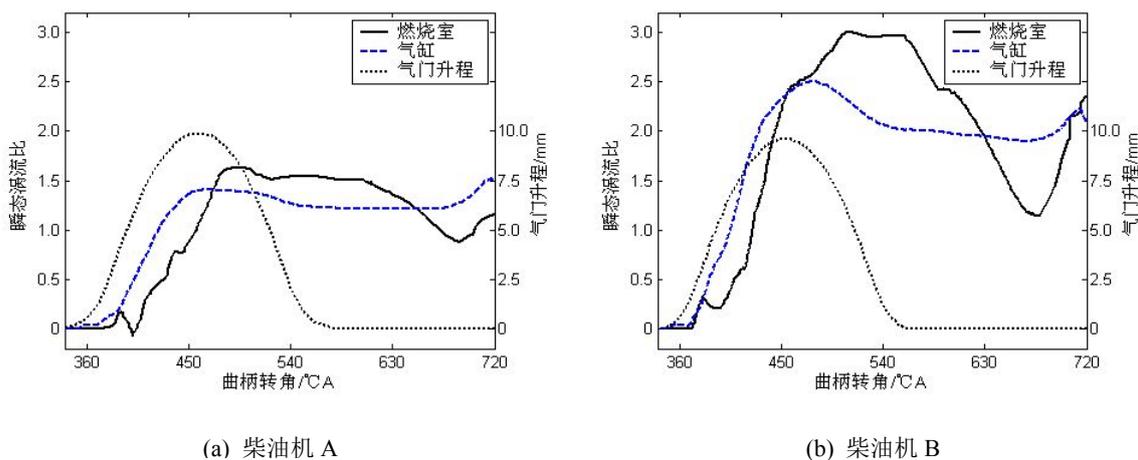
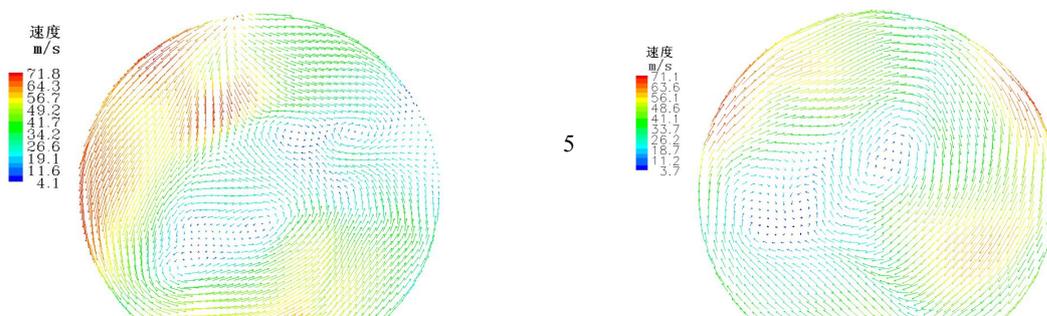


图 4 瞬态涡流比随曲柄转角的变化曲线

图 5、图 6 分别为柴油机 A 和柴油机 B 在最大气门开度时气缸底部和燃烧室中间截面的速度矢量分布。由图 5 与图 6 可见，当气门开度达到最大时，尽管两款柴油机气缸内的气流速度大小范围相近，约为 4~71 m/s，但柴油机 A 的燃烧室内和气缸内气流运动仍然比较紊乱，在各个截面上都同时存在多个旋转方向不同的涡流。而柴油机 B 的燃烧室内气流则比较规则的向顺时针方向转动，因此，柴油机 B 在气门开启过程中气缸与燃烧室内的瞬态涡流比比柴油机 A 高。



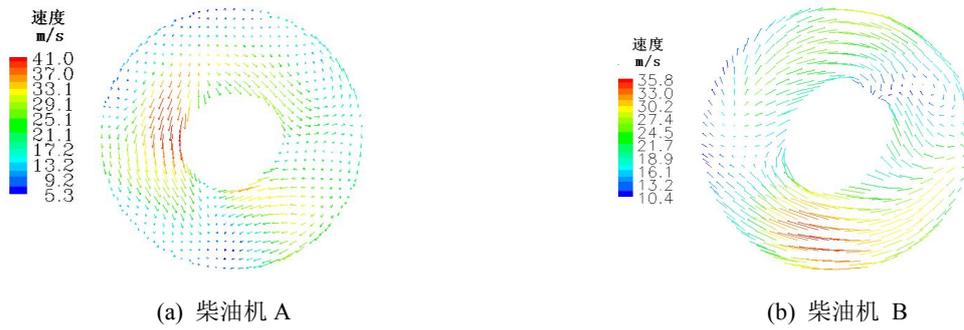


图 6 燃烧室中间截面速度适量分布(最大气门开度)

图 7、图 8 分别为柴油机 A 和柴油机 B 在压缩终了时气缸底部和燃烧室中间截面的速度矢量分布。由图 7 与图 8 可见，在压缩终了时，尽管两款柴油机气缸内的气流旋转方向均比较规则，但柴油机 B 气缸内与燃烧室内的气流速度范围分别为 1~32 m/s、5~18 m/s，而柴油机 A 气缸内与燃烧室内的气流速度范围分别为 1~22 m/s、5~13m/s，因此，柴油机 B 在压缩终了时气缸内与燃烧室内的瞬态涡流比比柴油机 A 高，如图 4 所示。

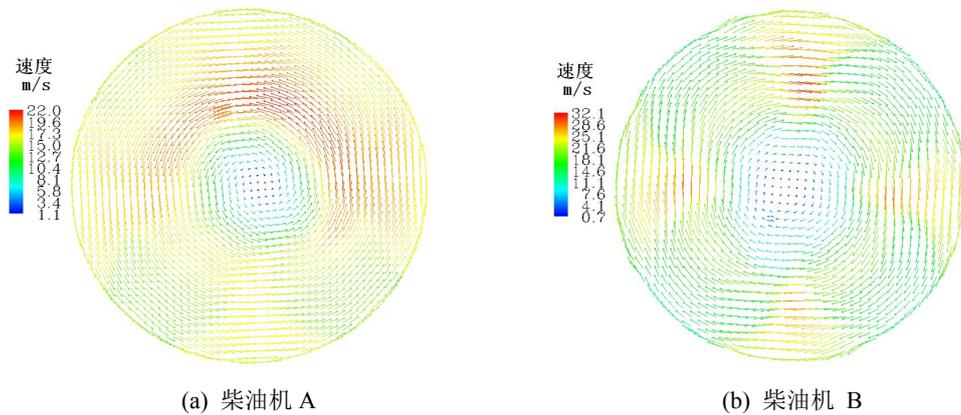
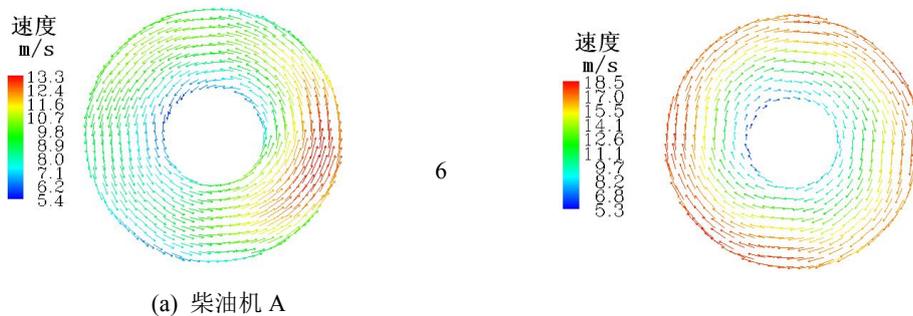


图 7 活塞上方截面速度适量分布(压缩终了)



(b) 柴油机 B

表 5 为柴油机 A 与柴油机 B 的稳态涡流比与燃烧室内瞬态涡流比的对比。由表 5 可知，燃烧室内的瞬态涡流比结果与稳态综合涡流比相差较大。对于柴油机 A，压缩终了瞬态涡流比为 1.15，低于其稳态综合涡流比 1.55，而柴油机 B 的压缩终了瞬态涡流比为 2.35 高于其稳态综合涡流比 1.98。因此，瞬态涡流比更直接反映了缸内涡流强度的大小，这对喷油及混合气的组织更具指导意义。由于柴油机 B 在气门小开度及中等开度下瞬态涡流比比柴油机 A 高，使得柴油机 B 压缩终了的瞬态涡流比较高，因此，在中小气门开度下进气道形成涡流的能力对于缸内涡流组织具有重要影响。实际工作过程中，如果小气门开度下缸内形成统一规则涡流的能力差、气流运动混乱，会很大程度上影响进气冲程及压缩终了时燃烧室内的涡流强度。

表 4 柴油机 A 与柴油机 B 的稳态与瞬态涡流

对比指标	柴油机 A	柴油机 B
综合涡流比	1.55	1.98
最大稳态涡流比	1.39	1.47
最大瞬态涡流比	1.65	2.99
压缩终了瞬态涡流比	1.15	2.35
气门升程 4mm 时瞬态涡	0.55	0.8

4 结论

(1) 在中小气门开度下进气道形成涡流的能力对压缩终了缸内的涡流运动状态有十分重要的作用。传统的稳流气道试验方法不能体现这一特征。

(2) 传统的稳流气道试验评价方法忽略了柴油机燃烧室形状以及转速，气缸压缩余隙等因素对于压缩终了涡流运动的影响，不能准确反映压缩终了燃烧室内的涡流运动状态。

(3) 瞬态涡流比能反映压缩终了缸内涡流运动的整体组织情况，对匹配喷油器、组织混合气及控制燃烧过程具有直接指导意义。

参考文献

- [1] 周龙保. 内燃机学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [2] Kono S, Terashita T, Kudo H. Study of the swirl effects on spray formations in DI engines by 3D numerical calculations [C]. SAE 910264, 1991.

- [3] F. Payri *, J. Benajes, X. Margot *, A. Gil. CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines[J]. Computers & Fluids, 2004 (33): 995 - 1021.
- [4] Fitzgeorge D, Allison J L. Air Swirl in a Road-vehicle Diesel Engine[J]. Proc Instn Mech Engrs (AD), 1962/1963 (4): 151-168.
- [5] Aita S, Tabbal A, Munck G, Montmayeur N, Takenaka Y, Aoyagi Y, et al. Numerical simulation of swirling port-valve-cylinder flow in diesel engine[C]. SAE 910263, 1991.
- [6] Chen A, Veshagh A, Wallace S. Intake flow predictions of a transparent DI Diesel engine[C]. SAE 981020, 1998.
- [7] Celik I, Yavuz I, Smirnov A. Large eddy simulations of in-cylinder turbulence for internal combustion engines: a review[J]. . Int J Engine Res 2001; 2 (2): 119 - 48.
- [8] Dillies B, Ducamin A, Lebrere L, Neveu F. Direct injection Diesel engine simulation: a combined numerical and experimental approach from aerodynamics to combustion[C]. SAE 970880, 1997.
- [9] 夏兴兰, 陈大陆, 王胜利. 内燃机气道性能的评价方法[J]. 现代车用动力, 2007 (2): 7-12.