

提高柴油机进气涡流模拟精度的研究

Research on the accuracy improvement of the swirl motion simulation in diesel engine

包宁, 金华玉, 胡芳, 赵伟, 李达, 吕晓刚
(中国第一汽车股份有限公司技术中心, 长春 130011)

摘要: 精确的模拟柴油机缸内的涡流运动, 对研究其燃烧和排放有着至关重要的作用。然而为了减少计算时间, 在进行柴油机燃烧模拟时经常采用简化模型, 即只模拟喷油器喷孔数分之一的缸内燃烧过程。这样, 缸内的初始气体运动就会与真实情况有较大差别。本研究通过调整初始涡流比的大小和涡流刚性程度提高了柴油机缸内涡流运动的模拟精度, 同时也提高了计算燃烧和排放的精度。

关键词: 涡流比, 柴油机, CFD, 燃烧, converge

Abstract: It is very important to simulate swirl motion accurately on combustion and emission research in diesel engine. For saving simulation time, a sector model is usually used. The sector model is determined by the nozzle number of the injector. Therefore, the air motion in the simulation is different from the actual condition. The objective of this study is to optimize the settings of initial swirl rate and the α in the Bessel function to improve the swirl motion simulation, and the optimized settings can also improve the simulation accuracy of combustion and emission.

Key words: swirl rate, diesel engine, CFD, combustion, converge

1. 引言

柴油机缸内涡流的强度直接影响这缸内混合气的形成, 从而影响柴油机的燃烧和排放。较高的涡流比虽然有利于碳烟的氧化, 但是会导致 NO_x 的升高[1]。如果涡流比进一步提高, 则会导致缸内相邻喷孔的油束相互干涉, 从而产生局部的浓混合气, 不利于碳烟排放的降低。较小的涡流比能够降低 NO_x 的排放, 但不利于混合气的形成和碳烟排放的降低[2]。对于一定的喷油系统和燃烧室结构, 存在一个最佳的涡流强度[3]。

由于柴油机缸内燃烧的特点, 可以采用喷油器喷孔数分之一的简化模型代替完整的缸内模型。国内外很多研究均采取这种简化模型的方式来节省计算时间[1-6]。但是对于简化模型涡流模拟精度的研究很少。本文通过调整初始涡流比的大小和涡流刚性程度探索出了提高柴油机缸内涡流运动模拟精度的方法。

2. 计算模型

2.1 模拟所用柴油机的技术参数

所模拟直喷增压中冷柴油机采用了高压共轨系统, 其主要技术参数见表 1。

表 1: 柴油机主要技术参数

技术参数	指标
缸径/mm	112
行程/mm	145
压缩比	17.0
涡流比	1.37

2.2 计算网格

本研究利用专业计算软件 Converge 进行柴油机进气、燃烧模拟研究，Converge 采用自适应网格，网格参数设置如表 2 所示。

表 2: 网格设置

名称	设定值
最大网格尺寸 (m×m×m)	0.004×0.004×0.004
整体加密指数	1
喷嘴加密指数	3
喷嘴加密区小直径 (m)	0.0005
喷嘴加密区大直径 (m)	0.003
喷嘴加密区长度 (m)	0.02
网格数上限	3000000

2.3 计算模型及边界条件

本研究的湍流模型采用 RNG k-ε 模型。该模型来源于严格的统计技术：重整化群理论 (renormalization group theory)。在形式上与标准 k-ε 模型相似，但是 RNG k-ε 模型应用范围更广，并且计算的准确性和可靠性更高。

其湍动能输运方程为：

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \rho \varepsilon + S_s \quad (1)$$

其耗散率的输运方程为：

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) - c_{\varepsilon 3} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \left(c_{\varepsilon 1} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tau_{ij} - c_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + c_s S_s \right) \frac{\varepsilon}{k} \\ & - \rho \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{(1 + \beta \eta^3) k} \end{aligned} \quad (2)$$

这里，

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} |S_{ij}| \quad (3)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

其中, S_s 是源项, 各项系数如表 3 所示。

表 3 RNG k- ε 模型系数

C_μ	$1/\text{Pr}_k$	$1/\text{Pr}_\varepsilon$	$c_{\varepsilon 1}$	$c_{\varepsilon 2}$	$c_{\varepsilon 3}$	β	η_0	c_s	c_{ps}
0.0845	1.39	1.39	1.42	1.68	-1	0.012	4.38	0	0.03

初次破碎采用 KH-ACT 模型, 该模型是在 KH 模型基础上修改而来。KH-ACT 模型中考虑了空气动力学、空化和湍流对初次破碎的影响。二次破碎采用 KH-RT 模型, 即在大于液核长度 L_b 的距离时, 先考察液滴是否符合 RT 模型的破碎条件, 如果不符合, 再考虑 KH 模型的破碎条件。 L_b 可由下式得出:

$$L_b = C_{bl} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} d_0 \quad (5)$$

其中, C_{bl} 是破碎长度常数, ρ_l 是液体密度, ρ_g 是气体密度, d_0 是喷孔直径。

燃烧模型采用详细化学反应机理, 其反应机理来自文献[7]。用正庚烷 (C7H16) 来代替柴油进行燃烧化学反应计算, 该反应机理包括 41 种组分和 124 个基元反应。

液滴碰撞聚合模型采用 NTC (No Time Counter) 模型[8], 由 Schmidt 提出。该模型的推导源于随机碰撞最基本的概率模型, 该模型具有计算速度快, 准确度高的特点[8]。碰壁模型采用壁面油膜模型, 该模型计算中采用一种混合的计算方式, 即某些计算中采用假设的粒子量, 其他计算中采用油膜量。氮氧模型采用 extended Zel'dovich mechanism, 碳烟模型采用 Hiroyasu-NSC Model。

计算采用的完整模型 (全模型) 如图 1 (a) 所示, 采用的简化模型如图 1 (b) 所示。全模型是计算一个完整的循环, 简化模型是从 290° CA 开始计算到 485° CA, 压缩上止点为 360° CA。全模型的涡流比通过多个循环的计算, 达到循环开始和结束时涡流比相同为止。简化模型的涡流比在开始计算时设置为发动机的名义涡流比, 即气道试验台测量得到的涡流比。

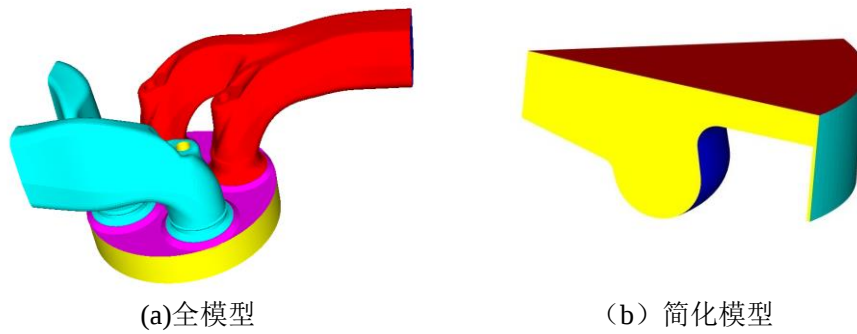


图1 计算模型

3. 结果与讨论

3.1 全模型与简化模型的计算结果对比

为反映出不同转速，不同负荷条件下，全模型和简化模型的区别，分别在 A100、A25、C100 工况下进行了计算分析。图 2 是三个工况下，全模型和简化模型计算出的涡流比随曲轴转角的变化。简化模型初始涡流比设置是发动机的名义涡流比 1.37。可以看出，在低转速时，简化模型计算的涡流比一直较大。而高转速时，简化模型计算的涡流比在压缩行程与全模型的计算结果比较相近。出于对燃烧与排放准确预测的考虑，需要保证喷油时刻附近的缸内气体运动计算准确。因此，对压缩上止点前 15°CA 到前 5°CA 的涡流比取平均值进行对比，本文之后的涡流比对比均采用这种方法。A100、A25、C100 工况，简化模型与全模型的差别分别是 14.56%、10.03%、7.01%。

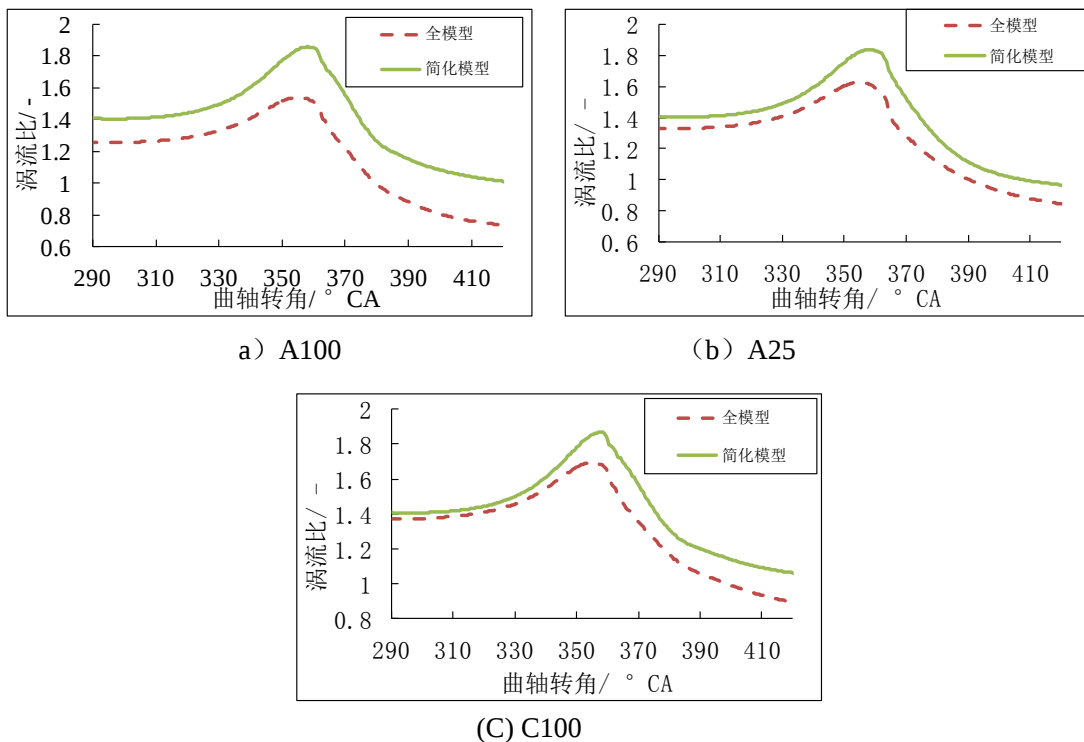


图2 不同工况下，两个模型的涡流比对比

图 3 是 A100 工况下，缸内的一个速度场剖面。可以看出简化模型的速度场剖面与全模型的有一定的差别。主要是简化模型靠近缸壁的速度比较小。A25 和 C100 工况的计算结果与 A100 工况相似。

贝塞尔方程能够较好的给出柴油机缸内的速度场方程[9]，其中调节 α 可以得到不同的速度场剖面，如图 4 所示。图 4 中 r/R 表示到气缸轴线的距离与气缸半径的比，当 α 为零时，流动为刚性流动，即距离中心越远速度越大；当 α 为 3.83 时，缸壁的流速为零。这样，调节 α 就可以使简化模型的速度场与全模型的速度场相似。综上所述，简化模型在低转速时涡流比设置过大，同时涡流的流速分布需要调整。

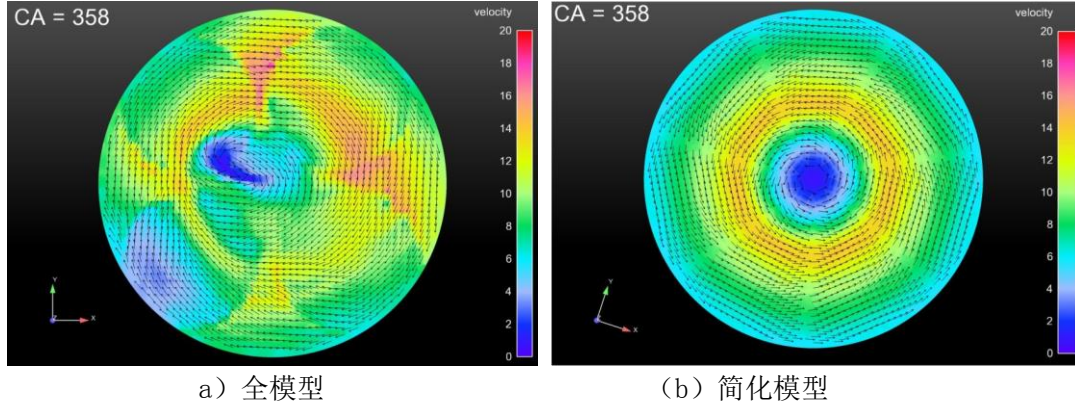


图 3 A100 工况，缸内速度场剖面

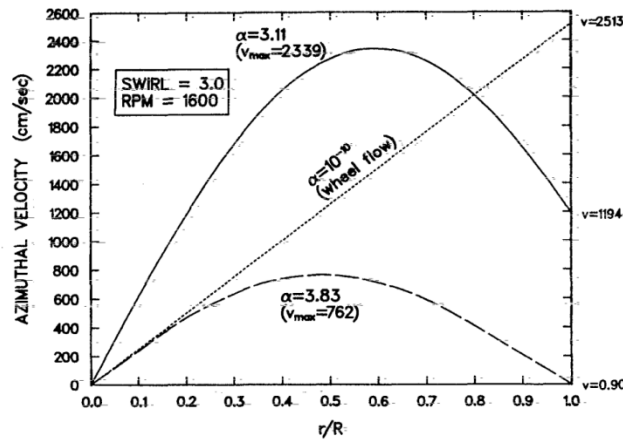
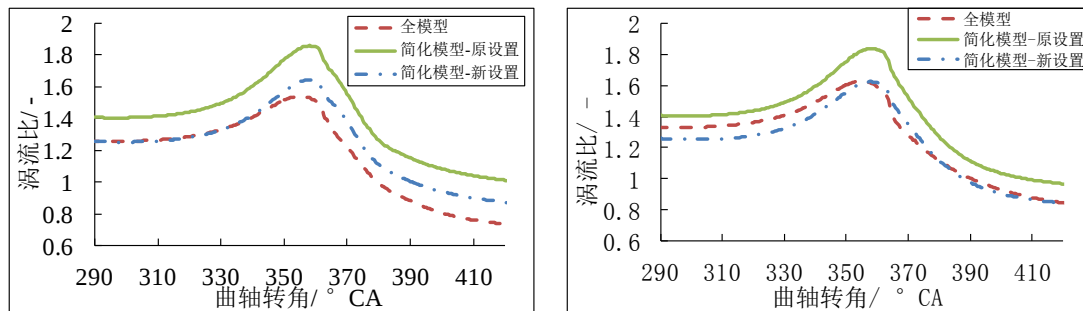


图 4 贝塞尔曲线[9]

3.2 简化模型涡流比修正

对不同初始涡流比值和 α 值的计算流场与全模型的流场进行对比，最终确定涡流设置方法为：在低转速工况，初始涡流比值为发动机涡流比名义值的 0.9 倍， α 为 2。高转速工况，初始涡流比值为发动机涡流比名义值， α 为 2。计算结果如图 5 所示。可以看出，修正后的涡流比曲线与全模型的计算结果更加吻合，尤其是在喷油时刻附件。



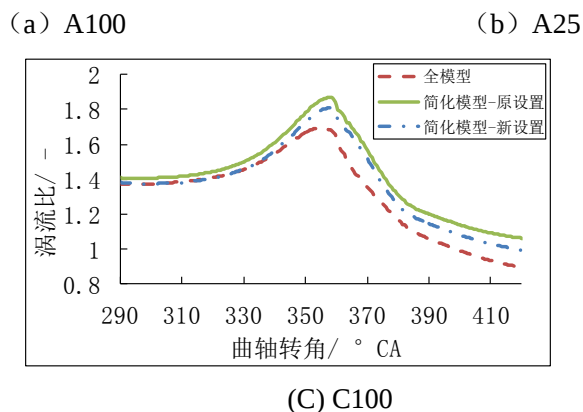


图 5 修正后不同工况下，两个模型的涡流比对比

表 4 为修正前后涡流比精度的对比，其中喷油时刻附近涡流比是压缩上止点前 15°CA 到前 5°CA 的涡流比的平均值。可以看出修正后在喷油时刻附件的涡流比计算精度有明显的提升。图 6 是简化模型修正后 A100 工况的缸内速度场剖面，可以看出图 6 与图 3 (a) 的速度场比较接近。通过这种修正方法，缸内涡流运动的模拟在统计值和微观剖面上的精度均有较大提高。

表 4 修正前后涡流比精度对比

工况	涡流比设置方法	喷油时刻附近涡流比	涡流比误差	提升精度
A100	全模型	1.54	—	12.99%
	原涡流比设置	1.77	14.56%	
	新涡流比设置	1.57	1.57%	
A25	全模型	1.60	—	7.49%
	原涡流比设置	1.76	10.03%	
	新涡流比设置	1.56	-2.54%	
C100	全模型	1.66	—	3.15%
	原涡流比设置	1.78	7.01%	
	新涡流比设置	1.73	3.86%	

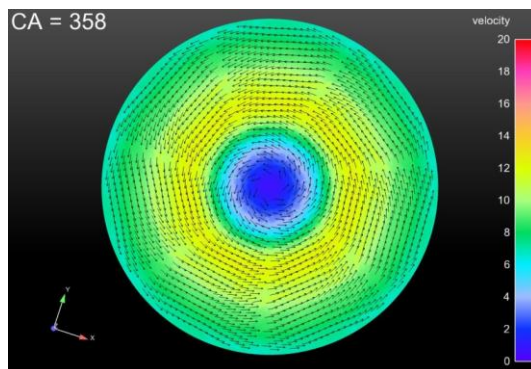


图 6 修正后 A100 工况，缸内速度场剖面

3.3 简化模型涡流比修正对燃烧和 NO_x 排放的影响。

简化模型修正涡流比前后，计算的油耗和 NO_x 排放结果，如表 5 所示。可以看出，涡流比修正后对油耗影响较小，小于 1%；对 NO_x 排放影响较大，能够提高 NO_x 模拟精度 5%左右。

表 5 简化模型修正对油耗和 NO_x 的影响

工况	涡流比设置方法	油耗误差	NO _x 误差
A100	原涡流比设置	-0.15%	6.00%
	新涡流比设置	0.09%	0.82%
A25	原涡流比设置	-0.05%	11.25%
	新涡流比设置	0.41%	7.64%
C100	原涡流比设置	-0.08%	12.33%
	新涡流比设置	0.64%	6.24%

4 结论

本文研究了提高柴油机进气涡流模拟精度的方法。最终确定在低转速工况，初始涡流比值为发动机涡流比名义值的 0.9 倍， α 为 2。高转速工况，初始涡流比值为发动机涡流比名义值， α 为 2。这种设置方法在各个工况计算涡流的比精度均有提升，平均大约提高计算精度 7%，同时还能提高 NO_x 模拟精度 5%左右。

参考文献

- [1] 赵昌普, 宋崇林, 张延峰, 郭振鹏. 涡流运动降低柴油机混合气浓度及碳烟排放的数值分析. 燃烧科学与技术, 2014 (6): 489-496.
- [2] 肖 民, 祁爱英. 涡流比对柴油机 NO_x 排放的影响. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2007 (4): 66-69.
- [3] 朱玲玉. 浅析涡流技术与直喷式燃烧室的结构型式对柴油机排放的影响. 内燃机与动力装置, 2010 (1): 48-51.
- [4] N. A. Henein et al..Effect of Injection Pressure and Swirl Motion onDiesel Engine-out Emissions in Conventionaland Advanced Combustion Regimes. SAE, 2006-01-0076.
- [5] Taewon Lee, Rolf D. Reitz. The Effects of Split Injection and Swirl on a HSDI Diesel Engine Equipped with a Common Rail Injection System. SAE, 2003-01-0349.
- [6] Pai-Hsiu Lu et al..Combustion Visualization of DI Diesel Spray Combustion inside a Small-Bore Cylinder under different EGR and Swirl Ratios.SAE, 2001-01-2005.
- [7] 刘耀东. 基础燃料 (PRF) 及汽油表征燃料 (TRF) 化学反应动力学骨架模型的研究: [博士论文]. 大连: 大连理工大学, 2013.
- [8] Schmidt, D. P. and Rutland, C. J.. A New Droplet Collision Algorithm. Journal of Computational Physics, Vol.164, p.62, 2000.
- [9] Amsden et al..KIVA-II: A Computer Program for ChemicallyReactive Flows with Sprays. Nasa Sti/recon Technical Report N. 1989