

柴油机双进气道流动特性试验与数值模拟

胡云萍, 李秋霞

(聊城大学汽车与交通工程学院, 山东聊城 252059)

摘要: 对 170 系列柴油机双进气道进行了 AVL 气道稳流试验, 得到了不同气门升程下对应的 AVL 流量系数和涡流比; 在与稳流试验对等的边界条件及评价方法下, 利用 CFD 软件 Fire 对气道稳流试验进行了数值模拟。模拟结果与试验结果的对比表明, 数值模拟所得流量系数和涡流比与试验结果基本吻合, 模拟结果具有一定的可信度; 另外, 从两者涡流比随气门升程的变化曲线来看, 切向气道气门座孔加工出的偏心倒角, 对气道形成涡流的能力影响比较大, 尤其是在气门开度较小时, 能使气道产生相对较大的涡流比。

关键词: 柴油机; 双进气道; 稳流试验; 数值模拟

中图分类号: TK421.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2010)04-0024-25

Test and Numerical Simulation of Flow Performance in Diesel Double-intake Port

Hu Yunping, Li Qiuxia

(School of Automotive & Transportation Engineering, Liaocheng University, Shandong Liaocheng 252059)

Abstract: AVL steady flow test was carried out on 170 series diesel double-intake port, and the AVL flow coefficient and swirl ration under different air valve lift were obtained. With the same boundary conditions and evaluation methods, CFD software Fire was applied to simulate the steady flow in intake port. The comparison results show that the flow coefficient and swirl ratio from numerical simulation are consistent with those from testing, and the accuracy of simulation is acceptable. In addition, according to the proportional relation between swirl ratio and valve lift, the machined eccentric chamfer on valve seat of tangential port has a profound impact on swirl generation, especially in condition of small valve lift, which may result in bigger swirl ratio.

Keywords: diesel engine; double intake port; steady flow test; numerical simulation

1 概述

在内燃机中, 进气道的合理设计是决定混合气形成、充量更换和燃烧过程优劣的关键环节之一。传统的进气道设计采用经验设计和反复试验相结合, 气道形状须经多次修改。近年来, 随着计算机技术的迅速发展, 特别是计算机存储量和计算速度的提高以及 CAD 技术的逐渐完善, 计算流体力学

(CFD) 已经成为解决三维流动问题尤其是气道设计的重要手段。

本文对 170 系列柴油机的双进气道(切向/螺旋组合气道)进行了稳流试验和 CFD 数值模拟研究。首先, 运用气道稳流试验获得双进气道的流量系数和涡流比; 然后, 借助 CFD 软件 Fire, 对气道在不同气门升程下的流动特性进行了数值模拟; 最后将模拟结果与试验结果进行了对比分析。

收稿日期: 2009-10-28; 修回日期: 2010-01-22

作者简介: 胡云萍(1980-), 女, 硕士, 助教, 主要研究方向为内燃机气体流动的数值模拟, E-mail: huyunping@1cu.edu.cn。

2 气道稳流试验

气道稳流试验是用来评价气道的流通能力和形成涡流能力的主要方法。为使不同形状和尺寸的气道其流动特性具有可比性, 通常利用无因次流量系数和涡流比来评价不同气门升程下气道的性能^[1,2]。

2.1 研究方法

目前通常采用的稳流试验方法主要有: 等压差法、等体积流量法、模拟气缸轴向流速法和非稳定流动的逐点模拟法^[3]。在这些方法中, 后三种方法较符合相似理论, 较接近实际过程, 但在模拟较高转速时, 风机的功率必须足够大, 同时试验操作和试验数据处理都比较复杂; 而等压差法恰恰克服了以上这些缺点, 所以应用范围最广。因此, 一般气道稳流试验是指在稳压流动的条件下测取缸内进气涡流强度、进气道阻力特性的试验。

2.2 测量方法

目前在稳流试验台上测量气道进气涡流的方法主要有两种: 叶片风速仪法和动量涡流计法^[4,5]。叶片风速仪法很早就用于稳流试验台上, 它虽然不太准确, 但是在同一试验台上还是可以比较不同气道的性能。动量涡流计法不受轴向速度和切向速度分布的影响, 并且外界环境对其影响也较小, 因此测得的误差较小。本文对进气涡流的测量采用的是叶片风速仪法。

2.3 评价方法

不同的发动机生产厂家和研究机构, 所采用的稳流试验装置尽管不完全相同, 但基本上差别不大。而如何进行试验和性能评价, 所用的方法差别较大, 国内外尚没有统一的评判标准。目前对稳流试验的评价方法主要有: Ricardo 方法、AVL 方法、FEV 方法和 SWRI 方法^[6~9]。在接下来的数值模拟中采用的是 AVL 公司开发的 Fire 软件, 所以模拟计算结果中程序直接输出的是采用 AVL 评价方法得到的 AVL 流量系数 $\mu\sigma$ 和涡流比 SR 。图 1 所示为 AVL 气道稳流试验台原理图, 其叶片风速仪叶轮尺寸如图 2 所示^[10]。170 系列柴油机稳流试验台以及数值模拟中的 CAD 建模、Fire 软件的计算参数设定等都是以此原理为依据的。

170 系列柴油机气道试验装置和数值模拟计算中气缸长度均定为 $2.5D$ (D 为缸径), 叶片风速仪位置均定在离气缸盖下底面 $1.75D$ 处。这样定义均是为了提高试验测量的准确性。一方面, 1.75 倍缸径平面上速度已经具有规律性, 流向也基本上

趋于一致; 另一方面, 2.5 倍缸径长度避免了出口条件对叶片风速仪测量值的影响。

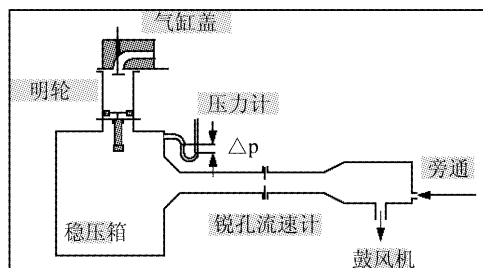


图1 AVL 气道稳流试验台原理图

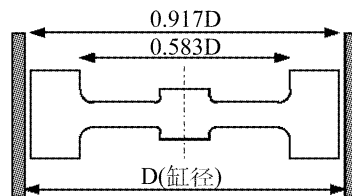


图2 AVL 稳流试验装置中叶片风速仪叶轮尺寸

3 170 系列柴油机双进气道稳流试验

3.1 试验条件

气道稳流试验台示意图如图 3 所示, 所有试验装置完全符合 AVL 气道稳流试验台的要求。

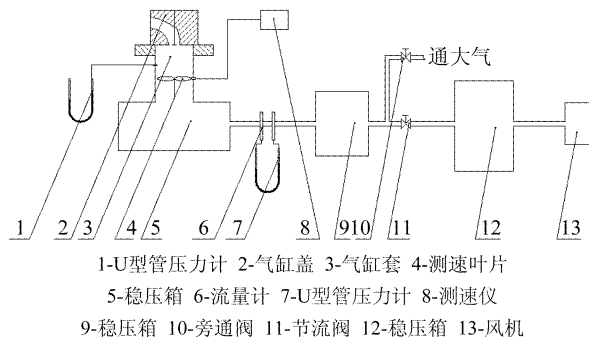


图3 170 系列柴油机气道稳压试验台示意图

3.2 试验方法

- (1) 采用风机吸风的气道等压差法;
- (2) 将气门升程从 0 增至最大升程, 间隔为 1 mm, 调节旁通阀和节流阀, 使气道压降达到规定值;
- (3) 记录每个气门升程下的参数: 气道压降、流量计前压力、流量计压差、叶片风速仪转速以及环境状况, 按照 AVL 评价方法, 计算每个气门升程下的 $\mu\sigma$ 和 SR , 并绘制相关曲线。

3.3 试验计算参数

稳流试验所需参数列于表 1。

表 1 稳流试验所需参数

参 数	取 值
缸径 D/mm	170
行程 S/mm	200
曲柄半径 r/mm	100
连杆长度 l/mm	360
连杆比 λ	5/18
额定转速 $n/(\text{r}/\text{min})$	1 350
单缸进气门数量	2
进气门摇臂比	1.59
单缸排量/L	4.54
活塞销中心线偏移量/mm	0
冷态进气门间隙/mm	0.4 ± 0.05
试验时气道定压差/kPa	1.5

4 170 系列柴油机双进气道 CFD 数值模拟

4.1 进气道三维模型的建立

根据缸心距、气缸中心线、气缸底平面、两进气道轴线和气道中心面得到气道 CAD 几何模型,如图 4 所示。为保证气道计算模型与实物完全一致,利用激光扫描仪对气道实物进行扫描,然后利用曲面造型软件对扫描数据进行造型处理,最后对气道曲面进行缝合和封闭之后,成为图 4 中所看到的气道模型。

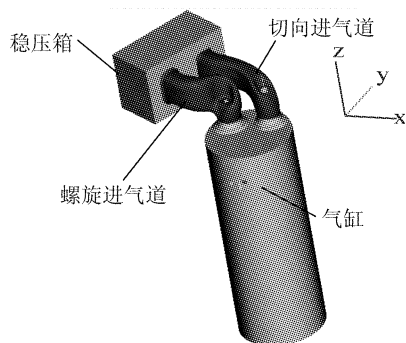


图 4 气道-气缸几何模型

为了避免在气道进口处产生湍流,气道入口处加稳压箱,并且稳压箱与气道交界处采用圆弧过渡。在建模过程中还要考虑进气门冷态气门间隙。另外,在几何模型上要定义一局部坐标系(三坐标方向同图 4 中的全局坐标系),其位置定在气缸盖下底面中心处,以方便几何模型转换成 *.stl 格式文件,导入 Fire 进行体网格划分后,确定叶片风速仪的位置坐标 Z_h 。

由于气门座和气门形状对流动很敏感,此区域属于关键流域,建模一定要精确。同时,特别注意

气缸盖在机械加工时,切向气道气门座孔要加工出一个倒角,并且倒角圆的中心线与气门、气门导管中心线不重合,偏心距离为 3 mm,具体位置详见图 5。

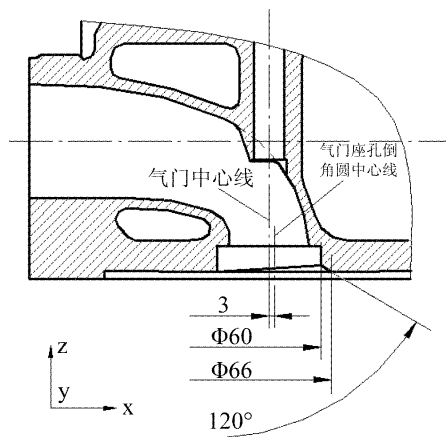
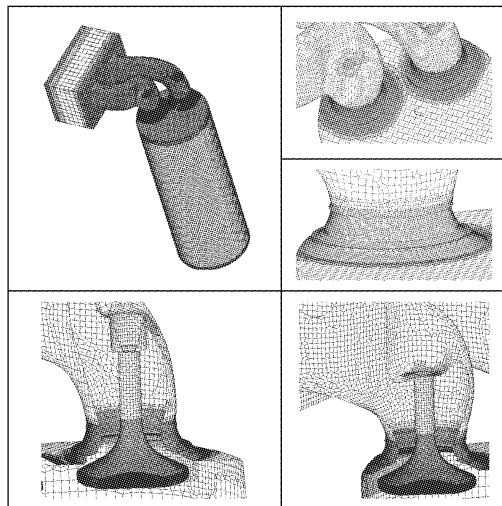


图 5 切向气道气门座位置尺寸

4.2 网格的划分

应用 FAME^[10] 技术,自动生成 Dual Mesh 网格,除要保证整个模型网格过渡有序不出现断面外,还要对流动很敏感的区域,如气门座和气门局部加密,使其能反映出气体的真实流动。气门升程为 1mm 时,气门最小流通截面至少要有 6 层网格,以保证 CFD 计算时气流能顺畅通过此截面。分别对不同气门升程($L=1 \sim 12 \text{ mm}$)下气道-气缸划分网格,总共 12 组网格,每组网格数大约在 60 ~ 70 万。图 6 为气门升程 $L=12 \text{ mm}$ 下数值模拟的三维计算模型。

图 6 气门升程 $L=12 \text{ mm}$ 下的气道计算模型

4.3 边界条件的确定

4.3.1 调用函数时要确定的参数

(1) 定义叶片风速仪叶轮尺寸时所需参数

定义叶片风速仪叶轮所需参数如下, 计算模型中所定义的叶轮形状如图 7 所示。

叶轮内径: $d_1 = 0.583D = 99.11 \text{ mm}$

叶轮外径: $d_2 = 0.917D = 155.89 \text{ mm}$

叶轮位置: $Z_h = -1.75D = -297.5 \text{ mm}$

单元格高度: $h = 5 \text{ mm}$

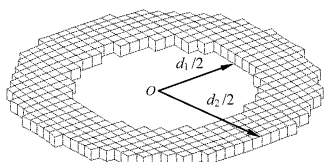


图 7 计算模型中所定义的叶轮形状

(2) $\mu\sigma$ 计算所需参数

进气门数目为 2, 进气门落座时内径定为 $\Phi 53$, 进口边界类型采用总压边界条件。

(3) SR 计算所需参数

活塞冲程为 200 mm, 气缸直径为 170 mm。

4.3.2 边界条件

(1) 固定壁面边界

壁面温度采用绝热边界条件, 固定温度为 293.15 K, 壁面速度采用无滑移边界条件, 对边界层采用湍流壁面率进行处理^[11,12]。

(2) 进出口边界

进口压力采用 AVL 稳流试验中测量值, 气道压差也与试验时压差保持一致。另外, 通常为保证计算过程的收敛性, 入口采用总压边界条件, 出口采用静压边界条件, 并且应人为地采用可压缩性^[10]。

4.4 方程的离散及求解

湍流模型采用 $\kappa - \varepsilon$ 双方程模型, 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 SIMPLE 方法。每组气门升程下计算耗时 16 h 左右, 计算结束并收敛。

5 模拟结果与试验结果对比

图 8 和图 9 分别显示了 170 系列柴油机双进气道在不同气门升程 L 下对应的流量系数 $\mu\sigma$ 、涡流比 SR 数值模拟结果与试验结果的对比情况。

从图 8 中可以看出, $\mu\sigma$ 模拟结果与试验结果均随着 L 的增大而增大, 只是在气门非最大升程下试验结果全部略大于模拟结果。在 $L = 12 \text{ mm}$ 时, 两者之差最小, 其模拟结果 $\mu\sigma = 0.56$, 试验结果 $\mu\sigma = 0.57$, 两者之差为 0.01, 相对误差约为 1.75%; 而在 $L = 5 \text{ mm}$ 时, 两者之差最大, 其模

拟结果 $\mu\sigma = 0.31$, 试验结果 $\mu\sigma = 0.37$, 两者之差为 0.06, 相对误差约为 16.2%。

从图 9 中可以看出, SR 模拟结果与试验结果均随着 L 的增大, 先降低再升高, $L = 10 \text{ mm}$ 时, SR 值相对最小。当 $L < 10 \text{ mm}$ 时, 模拟结果与试验结果吻合得较好; 在 $L = 12 \text{ mm}$ 时, 模拟结果 $SR = 0.99$, 试验结果 $SR = 1.24$, 两者相差最大为 0.15, 相对误差约为 12.1%。

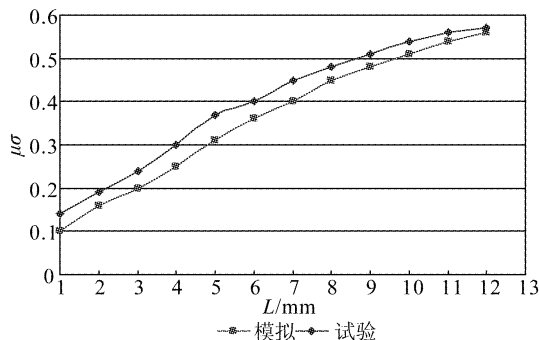


图 8 流量系数 $\mu\sigma$ 模拟结果与试验结果对比

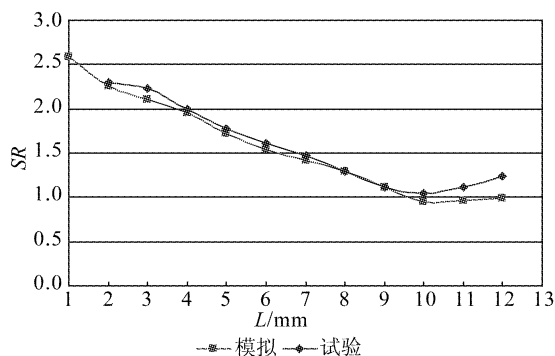


图 9 涡流比 SR 模拟结果与试验结果对比

涡流比存在先降低后升高的趋势, 其原因如下: 当气门升程较小时, 因进入气道内的气体量少且气流速度相对较小, 此时螺旋气道不易形成相对较大的涡流比, 因此只能归结于切向气道气门座孔偏心倒角对气体的导流作用, 同时从切向气道出来的气体与从螺旋气道出来的气体流速均相对较小、二者相互干扰小, 湍动能耗散少, 因此也就产生了图 9 中所示相对较大的涡流比; 随着气门开度的增加, 进气量增加, 进气流速增大, 此时切向气道气门座孔偏心倒角对气体的导流作用已不明显, 涡流的产生主要是由螺旋气道贡献, 同时随着两股气流干扰的增大, 湍动能的相对耗散量是先增大后减少的。所以, $L < 10 \text{ mm}$ 时, SR 随 L 的增大一直是减小的, 而当 $L > 10 \text{ mm}$ 后, SR 随 L 的增大又略有增大。

总的来说, 170 系列柴油机双进气道对应的 $\mu\sigma$ 和 SR 数值模拟结果与稳流试验结果基本吻合,

本次数值模拟结果具有较好的可信度。

6 结 论

(1) 为使稳流试验结果和数值模拟结果具有可比性, 数值模拟计算应取与稳流试验相同的边界条件以及评价方法;

(2) 在小气门升程下涡流主要是由切向气道形成的, 并且切向气道在进气量比较少的情况下, 能形成相对较大的涡流强度, 而在大气门升程下涡流以螺旋气道形成为主, 切向气道主要对气体的流入起导向作用, 以增加进气量;

(3) 切向气道气门座孔加工出的偏心倒角, 对气道形成涡流能力的影响比较大, 尤其是在气门开度较小的情况下, 其偏心倒角可使气道产生相对较大的涡流比;

(4) 通过计算与试验对比分析可以看出, 数值模拟结果与试验数据基本相吻合, 由此可见气道内纯流动模拟计算已有了较高的预测精度, 可以部分地代替试验。

参考文献

[1] 蒋德明. 内燃机燃烧与排放学[M]. 西安: 西安交通大

学出版社, 2001.

[2] 周龙保. 内燃机学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1996.

[3] 夏兴兰. 6110 柴油机进气过程的三维数值模拟及其性能改进[D]. 浙江: 浙江大学, 2001.

[4] 韩义勇. 应用 CFD 评价和改进柴油机进气道[D]. 广西: 广西大学, 2005.

[5] 吴志军, 黄震. 柴油机气道试验中缸内涡流转速的测量方法[J]. 汽车工程, 2000, 22(5): 358 ~ 360.

[6] 白慧星. 发动机进气道稳流试验的计算机模拟[D]. 大连: 大连理工大学, 2003.

[7] 赵振武. 内燃机气道的稳流试验研究[D]. 天津: 天津大学, 2003.

[8] 张宁宁. 小缸径直喷式柴油机螺旋进气道的设计和试验研究[D]. 上海: 同济大学, 2003.

[9] 曹暑林, 黄荣华. 四气门柴油机进气道的三维实体造型及流场数值模拟[J]. 内燃机工程, 2004, 25(6): 38 ~ 43.

[10] AVL Fire User Manual[R]. AVL List GmbH Graz, 2002.

[11] Fuchs T R, Rutland C J. Intake flow effects on combustion and emissions in a diesel engine[C]. SAE Transactions, 1998, 107(3): 566 ~ 581.

[12] 王志, 黄荣华. 4BTAA 柴油机螺旋进气道三维数值模拟[J]. 燃烧科学与技术, 2004, 10(2): 176 ~ 180.

(上接第 4 页)

$130 \leq P < 225$ 、 $75 \leq P < 130$ 、 $56 \leq P < 75$ 、 $37 \leq P < 56$ 、 $19 \leq P < 37$ 、 $8 \leq P < 19$ 、 $4.5 \leq P < 8$ 、 $0 < P < 4.5$, 共 10 档。

(2) 标定工况燃料消耗率不能反映非道路用柴油机实际燃料消耗情况, 加权燃料消耗率才能真实反映柴油机实际燃料消耗情况, 因此, 本标准采用加权燃料消耗率作为限值指标。

(3) 我国柴油机标定工况燃料消耗率与国外发达国家相比还有一定的差距, 尤其是 4.5 kW 以下和 $75 \leq P < 130 \text{ kW}$ 功率范围内柴油机, 差距较大, 这两个功率档内柴油机生产企业还须加大节能技术研究和开发, 缩小与国外柴油机的水平差距。

(4) 节能减排既有矛盾, 又相互促进, 要根据各柴油机自身特点, 研究和开发适宜于本柴油机节

能减排的措施, 在节能与减排、企业效益和社会责任中寻求最佳的解决方案。

参考文献

[1] 中国内燃机工业协会. 内燃机工业综合动态[R]. 2010(1).

[2] GB20891-2007, 非道路移动机械用柴油机排气污染物排放限值及测量方法(中国 I、II 阶段)[S].

[3] 国産エンジンデータブック編集委員会. engine data book 06/07[R]. 2007.

[4] GB/T 1147.1-2007, 中小功率内燃机第 1 部分: 通用技术条件[S].

[5] 蒋德明. 内燃机原理[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1981.