

柴油机排气系统流通性能数值模拟及结构优化

郭盛场¹, 朱 钰^{1,2}, 陈 丹^{1,2}, 高小瑞^{1,2}, 程 涛¹, 林智宏¹

(1. 集美大学 轮机工程学院, 厦门 361021; 2. 福建省船舶与海洋工程重点实验室, 厦门 361021)

Numerical Simulation of the Flow Performance of a Diesel Engine Exhaust System and its Structural Optimization

GUO Shengchang¹, ZHU Yu^{1,2}, CHEN Dan^{1,2}, GAO Xiaorui^{1,2}, CHENG Tao¹, LIN Zhihong¹

(1. Marine Engineering Institute, Jimei University, Xiamen 361021, China;

2. Architecture and Ocean Engineering Key Laboratory of Fujian Province, Xiamen 361021, China)

Abstract: In order to implement the electronic control reform project of a 4190Z_LC marine medium speed diesel engine fuel injection system, the exhaust port steady flow test and numerical simulation were adopted to analyze the exhaust flow performance and optimize the structure of the exhaust system. Research shows that there are many unreasonable flow losses in the original exhaust system such as the exhaust port, the exhaust valve seat near the cylinder, the valve seat and valve. Among them the structure of the exhaust port and the position of the exhaust valve seat relative to the cylinder have a great influence on the flow performance. After optimization of the overall exhaust system structure, the flow coefficient has been greatly improved, which makes the average flow coefficient increased by 16.7%, thus greatly improving the flow performance of the exhaust system.

摘要: 针对 4190Z_LC 船用中速柴油机燃油系统电控化改造项目, 以该机排气系统为研究对象, 以优化排气系统性能为目标, 采用气道稳流试验和数值模拟相结合的方法对排气流动进行分析, 发现结构不合理之处并进行优化。研究结果表明: 原机排气道、排气阀座紧靠气缸的位置、气阀座和气阀等多处存在不合理的流动损失, 其中排气道结构和排气阀座相对缸盖位置对流通性能影响较大; 排气系统整体结构优化后, 流量系数大幅提高, 平均流量系数提高了 16.71%, 流动性能得到改善。

关键词: 柴油机; 排气道; 流动性能; 数值模拟; 结构优化

Key words: diesel engine; exhaust port; flow performance; numerical simulation; structural optimization

DOI: 10.13949/j.cnki.njgc.2017.05.019

中图分类号: TK417.1

文献标识码: A

0 概述

随着全球能源危机和环境污染问题的日益严

重, 急需进一步提升柴油机的工作性能。发动机进排气系统的气体流动影响发动机的充气效率和换气损失^[1-2], 而良好的进排气道可以增加充气量, 提高

收稿日期: 2016-06-26

基金项目: 福建省自然科学基金项目(2012J01230); 福建省科技厅项目(JK2013025)

Fund Project: Natural Science Foundation of Fujian Province of China(2012J01230); Department of Science and Technology of Fujian Province of China(JK2013025)

作者简介: 郭盛场(1989—), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为船舶柴油机性能优化, E-mail: 790634680@qq.com;

朱 钰(联系人), 女, 教授, 主要研究方向为船舶柴油机性能优化、机电液一体化, E-mail: zy40820@jmu.edu.cn。

功率,降低比油耗与烟度,对发动机的动力性、经济性和排放性有重要影响^[3]。排气道设计不合理会导致排气过程中缸内压力下降缓慢,排气不通畅,排气冲程消耗的活塞推出功更多,因此排气道的结构设计是发动机开发过程中的关键技术之一^[4]。由于气道结构的复杂性,通常气道流动性能的评估是采用定压差的稳流试验来完成的,如文献[5]和文献[6];而针对气道内气体流动的三维流场的分析,通常采用数值仿真的方法实现。

本文采用逆向工程与几何建模相结合的方法,建立船舶中速 4190ZL C 柴油机排气系统的几何模型;通过比较模型的稳态计算流量系数与排气道稳流试验数据,验证模型的正确性;通过分析数值模拟得到的排气系统中气体流动情况,发现不合理流动损失部位;通过对排气系统结构的优化设计,消除不合理的流动损失,提高流动性能。

1 排气道流通特性试验研究

1.1 评价方法

排气道的好坏主要用流量系数评价,评价方法包括 Ricardo 法、FEV 法、AVL 法、SwRI 法和 SKLE 法^[7-8]。本文采用 AVL 评价法,该方法基于以下假设:从气缸进入排气道及在稳流试验台上的气体是绝热不可压缩的;排气道内的涡流为强迫涡流,即刚体涡流;容积效率是 100%;流出排气道的运动只出现在排气行程的上止点与下止点之间。

根据 AVL 定义,每个气阀升程的流量系数 C_F 是实际质量流量和理论质量流量之比,反映了不同气阀升程气流经过气道的流通能力,即

$$C_F = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (1)$$

式中, $\dot{m}$ 为实际测得的质量流量; $\dot{m}_{th}$ 为理论质量流量。

$$\dot{m}_{th} = z \frac{d_v^2 \pi}{4} \rho \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (2)$$

式中, z 为气阀数; d_v 为气阀座内径; ρ 为空气密度; Δp 为压降。

根据每个气阀升程的流量系数可以计算出平均流量系数 $\overline{C_F}$:

$$\frac{dZ(\theta)}{d\theta} = \frac{1}{2} \sin \theta + \frac{\lambda}{4} \sin 2\theta \quad (3)$$

$$\lambda = \frac{r}{L} \quad (4)$$

$$\overline{C_F} = \frac{1}{\pi} \frac{1}{\sqrt{\int_0^\pi \left[\frac{dZ(\theta)}{d\theta} \right]^3 \frac{1}{C_F^2} d\theta}} \quad (5)$$

式中, r 为曲柄半径; L 为连杆长度。

1.2 稳流试验

本次试验在天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室内完成。气道稳流试验台主要由模拟缸套、变频器、离心式风机、稳压箱、气道压差传感器、气阀升程传感器、孔板流量计、数据采集仪和计算机组成,排气道稳流试验台原理图如图 1 所示。采用 AVL 定压差评价法,在气阀升程 1 mm~16 mm 之间以 1 mm 间隔进行测量。

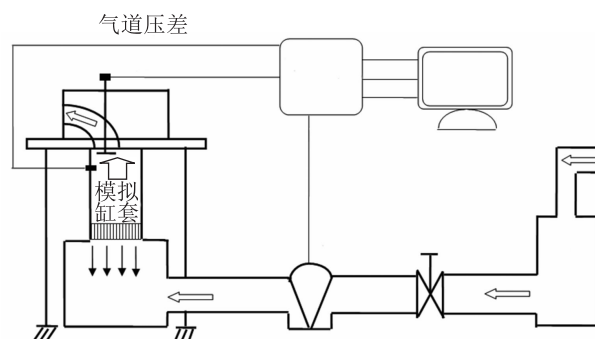


图 1 排气道稳流试验台原理图

测试排气道时,气体由稳压箱进入,通过管道、流量计、模拟缸套,最后从排气道流出。在模拟缸套处安装有气道压差传感器,试验时通过控制气道压差进行试验,用稳压箱来保证气流的稳定性。另外,也都由专门的传感器测量大气压力和气体温度等环境变量。管路当中孔板流量计用来测取流量。孔板流量计测量原理为:孔板前后进出截面的大小不同,当流体流过时在前后产生压差,根据公式进行计算即得出流量。试验台气阀升程可以通过摇臂机构手动进行控制,实现气阀在不同位置的开启与关闭。气阀升程还可以由直线步进电机自动控制,以节省气阀开启与关闭的时间。

试验时,首先制作模拟缸套及定位板;然后标定各个传感器;再将模拟缸套、缸盖、定位板、压头、百分表分别安装好,并最终固定在试验台上,确保各个连接部分密封性良好,同时进行密封性检测;最后输入缸盖参数,进行试验,得到 16 个排气阀升程下的流量系数值。

2 排气道三维数值模拟

2.1 建立几何模型

逆向工程是根据已经存在的产品的,反向推出该产品的的设计参数(包括外形尺寸和数字模型等)的过程。Imageware 软件具有先进的点云数据处理、曲线和曲面构建能力,工作流程是:制作硅胶模型→点云数据→构建曲线→构建曲面^[9]。利用液态硅胶对

4190Z_LC型柴油机排气道进行灌注,凝固后得到排气道硅胶模型;采用日本 Roland 三维激光扫描仪对排气道硅胶模型进行分段扫描,获取点云数据;将点云数据导入 Imageware 软件中,进行曲线构建,由于柴油机缸盖是铸造件,造成硅胶模型表面凹凸不平导致点云数据不准确,在曲线构建之前必须对点云数据进行降噪处理,消除噪声点;删除扫描过程中产生的不平整的点,确保模型的光滑度;在 Imageware 软件中进行排气道的曲面构建,在生成排气道自由曲面时,应确保曲面轮廓与点云数据贴合,曲面与曲面之间过渡平缓、光顺和无突变,使构建的曲面与实际模型误差最小;曲面构建完成后在三维设计软件 Pro/E 中对排气道几何模型进行实体化,获得排气道几何模型;建立与排气道稳流试验台相一致的排气系统几何模型,其中稳压箱、排气阀、气阀座圈和气缸为标准几何形状,可根据实际尺寸在 Pro/E 中直接生成,和排气道进行装配后,得到排气系统几何模型如图 2 所示。

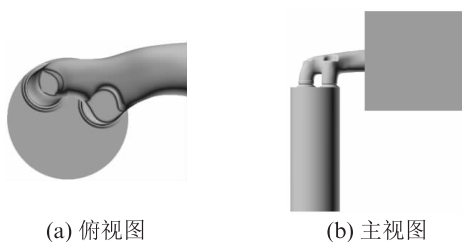


图2 排气系统几何模型

2.2 网格划分

将排气系统几何模型以 STL 格式导入 AVL FIRE 中,利用 FAME HEXA 模块对排气道几何模型进行网格划分。由于排气道外形结构复杂,所以采用网格贴体效果更好的非结构化网格,该网格主要是六面体和四面体混合型网格。网格的质量决定计算时间、计算精度和收敛度,网格数目过多会导致计算时间大幅度增加,网格数目过少则会导致网格与模型贴体不好,影响仿真计算结果。

网格最大尺寸 4 mm,由于气阀喉口处的气流流动复杂,对气缸顶部、气阀和气阀附近部位进行不同尺度和深度细化,网格总数约为 500 万,经过网格质量检查,其可以用于稳态模拟计算。

2.3 边界条件及数学模型

本文边界条件的设置参考气道试验台的实际情况。当气阀升程小于 4 mm 时,进口边界的总压为 100 kPa,出口的静压为 95 kPa;当升程大于 4 mm 时,进口边界总压为 100 kPa,出口的静压为 97.5 kPa。入口湍动能根据经验公式换算得到;壁面为绝热无滑

移、无渗透,边界层采用标准壁面函数,温度壁面边界采用定温条件,即 293.15 K;气道内的气体流动是三维不可压缩黏性流动,气流成分取标准空气。

柴油机排气系统的流动十分复杂,仿真计算需要选择最符合本机实际的物理-数学模型,本文采用 $k-\zeta-f$ 四方程湍流模型,与常用的 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型相比,计算精度和稳定性更好,但会增加计算时间。与之匹配的壁处理选择 Hybrid Wall Function 复合壁函数。由于边界层的存在,越靠近壁面的位置,湍流黏性越近似于分子级,为了减少此处网格过细而积累的计算时间,AVL 推荐用标准壁函数处理近壁面问题。流动模式采用 Potential Flow,以加快稳态计算中的迭代速度。边界计算采用外插法插值,压力场采用 Simple 算法求解,连续性方程采用中心差分法,湍动能方程和动量方程采用二阶 Minmod REXLAXED 格式,采用拉格朗日-欧拉法对流体的控制方程进行迭代求解,迭代 3 000 次,压力、动量和湍动能收敛标准均为 10^{-4} ,经过约 18 h 计算结果收敛。

2.4 模型验证

对排气道不考虑涡流的影响,其主要性能指标为流量系数,图 3 为 16 个气阀升程的流量系数的试验值与仿真计算值的对比曲线。

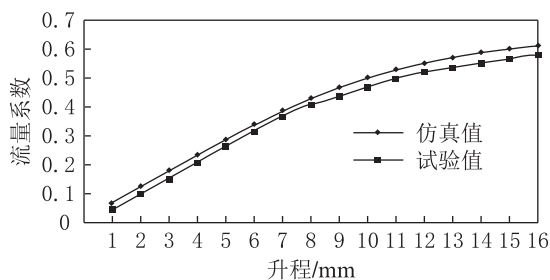


图3 排气道流量系数试验值与仿真值对比曲线

由图 3 可见:流量系数随气阀升程的增加而增加,这是因为气阀升程增加,流通面积增大,气体流动阻力减小;与试验值相比,仿真值偏大,但整体趋势吻合良好,绝对误差约为 0.025,相对误差在气阀升程较大时小于 5%;平均流量系数试验值为 0.369,仿真值为 0.392,相对偏差为 6.23%,小于 10%。

分析误差产生原因如下:(1) 排气道几何模型是通过逆向工程获取的,曲线、曲面构建及光顺处理均会导致模型与实际排气道存在一定的误差;(2) 实际排气道是铸造件,表面并不光滑,而计算用模型是光滑表面,流动阻力小;(3) 在气阀升程较小进行试验时,进气质量流量很小,不易读数,这就产生了比较大的测量误差;(4) 气阀区附近气体流动复杂,虽进行了网络细划及整体优化,但是仍不可避免网格模型在一

定程度上脱离几何模型,造成计算误差。

综上分析认为:仿真值曲线光滑平顺,与试验值的总体趋势吻合。仿真计算数据足够精确,整体上虽然存在计算误差,但是不影响流场分析,可以认为所建立的排气系统仿真模型是正确的。

3 排气道三维流场分析

本文选取图 4 所示几个截面进行流场分析: $A-A'$ 、 $B-B'$ 、 $C-C'$ 和 $D-D'$ 分别为过两气阀中心及气缸中心轴线的纵向截面, $E-E'$ 、 $F-F'$ 和 $G-G'$ 分别为平行于气缸上顶面且距离分别为 26 mm、56 mm 和 96 mm 的横向截面。按图定义左气道、右气道、主气道和鼻梁区,排气阀座与气缸壁面相靠,如图 4 箭头所示。

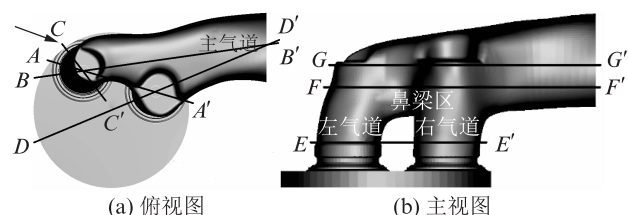


图 4 排气道流场分析截面

图 5 和图 6 为气阀升程分别为 4 mm 和 16 mm 时,排气道内的三维流线和 $A-A'$ 截面流线图。由图 5 可见:当气流流经气阀与气阀座之间间隙后,由于受到节流和气阀表面的导向作用,气流主要沿着两个气阀阀杆中心区域向上流动,左气道气流在鼻梁区处产生旋转气流运动,升程越小,旋流越剧烈。由图 6 可见,在左气道和右气道的气阀上方存在回流区,气阀升程越小,该回流区越大,且右侧气道较左侧气道严重。另外,来自左、右气道的气流在鼻梁区处发生碰撞,碰撞的位置随气阀升程的增加向右侧移动。

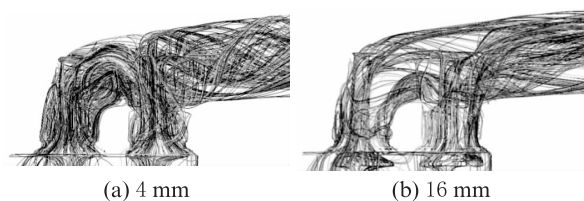


图 5 4 mm 和 16 mm 升程时排气道内的三维流线图

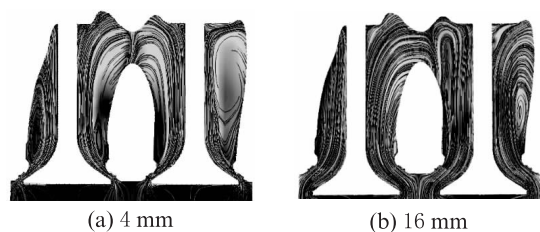


图 6 4 mm 和 16 mm 升程时 $A-A'$ 截面流线图

图 7 为气阀升程 16 mm 时截面 $E-E'$ 、 $F-F'$ 和 $G-G'$ 的速度矢量图。由图 7(a) 可见:由于排气阀布置紧挨气缸壁面,气缸壁面对排气流动产生的影响,使得靠近气缸壁侧的气道壁面处没有回流,但其余区域均存在回流现象。由图 7(b) 图可见:右气道排出流速较大,左气道的气流受右气道阻碍;右气道靠近壁面区处(黑圈部位)速度为负值,说明存在回流。由图 7(c) 图可见:右气道的气流流动受左气道气流的影响,且在右气道靠近壁面处(黑圈部位)存在回流区域。

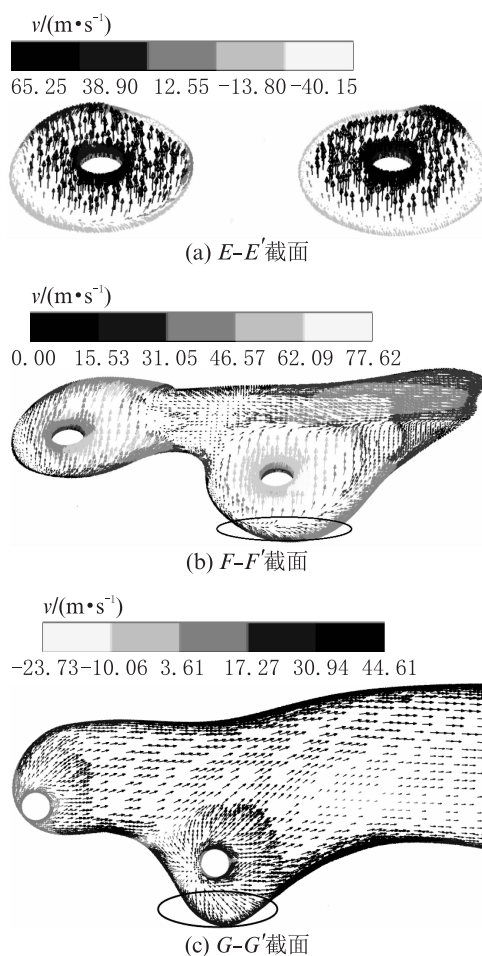


图 7 16 mm 升程时各截面速度矢量图

图 8 为气阀升程 16 mm 的左气道 $B-B'$ 截面和右气道 $D-D'$ 截面速度矢量图。由图 8 可见,在左右气道的气阀杆顶部、左气道鼻梁区处都存在回流,如图上黑圈部位。气阀顶部的回流区是由于此处结构图不合理,气流脱离气道壁面造成的,因此排气道此处的壁面结构应设计成流线型,使气流沿着壁面平顺流出;左气道鼻梁区处存在较大旋涡,说明鼻梁处壁面设计应抬高;另外,右气道下侧的速度矢量方向表明该处壁面也应抬高。

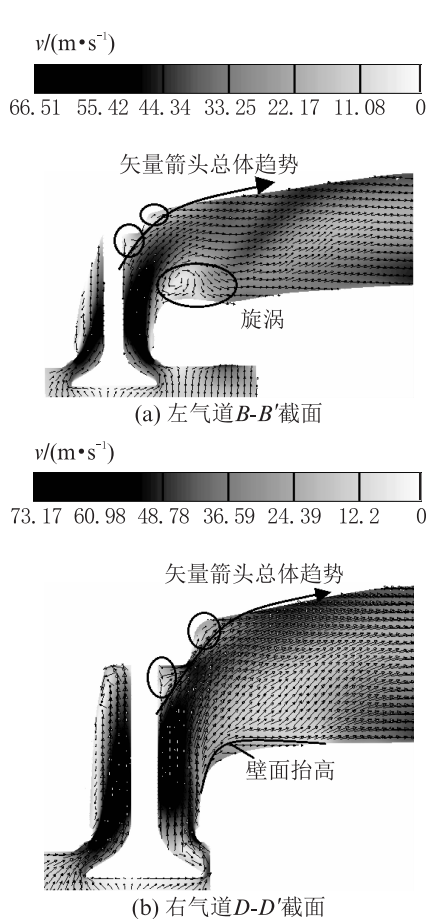
图8 16 mm 升程时 $B-B'$ 及 $D-D'$ 截面速度矢量图

图9为不同气阀升程时 $A-A'$ 截面的速度矢量图。图中显示:气阀升程增大,喉口处的最大排气速度减小。结合图6可以清楚看出,气流流经气阀喉口后以一定的锥角射出,气阀升程越大,射流的锥角越大,左右气道靠近壁面处的回流区域越小。

气流流经气阀喉口后,以一定的锥角射出,再沿气阀杆垂直向上流动,总体趋势呈现“喇叭”形,气流流出的示意图如图10所示。在进行气道结构优化时,气道壁面的设计应尽量符合这样的形状。对于气阀座和气阀结构,应该增大气阀座圈倒角或增大气阀锥角;在保证气道内径不小于气阀座内径的前提下,为减少气道壁面处的回流,把存在回流区域的这一段气道内径减小并设计成垂直壁面。

图11为升程16 mm时喉口处的速度矢量图。从图11中可以看出,在靠近气缸壁侧的左、右气阀上表面都存在一个较大的旋涡(黑圈处)。这是由于此处排气阀紧靠气缸壁面,节流作用加强,气流受到气缸壁面和气阀的约束沿着气缸壁面垂直上升,无法及时改变方向沿气阀上表面流动旋涡。因此,在排气道相对于气缸位置的设计时,应尽量往气缸中

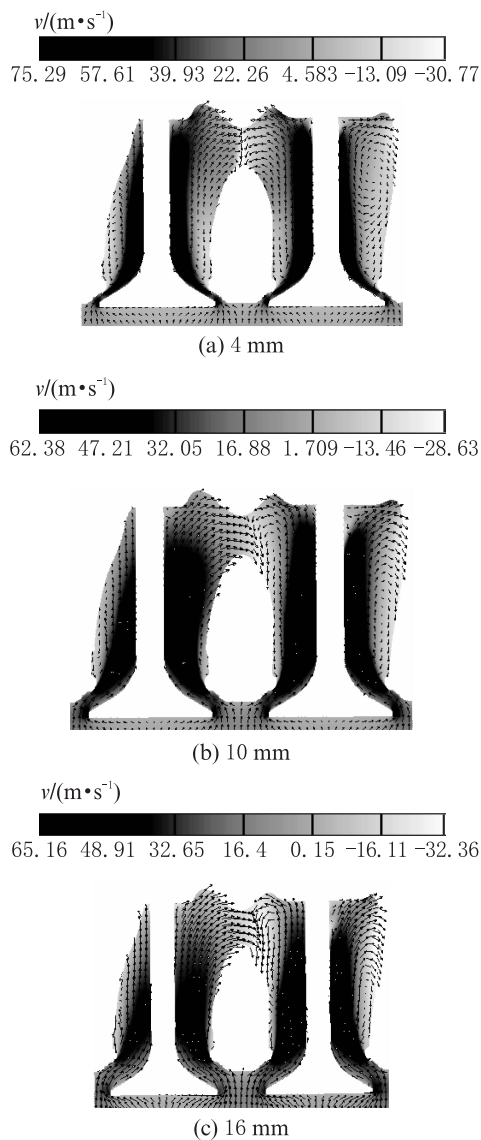
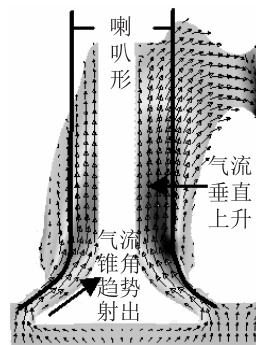
图9 不同气阀升程的 $A-A'$ 截面速度矢量图

图10 左右气道气流流出示意图

心靠拢一些,减小节流作用,消除气阀壁面处的旋涡。

4 排气系统结构优化

根据以上分析,在保证排气道出口位置和两气

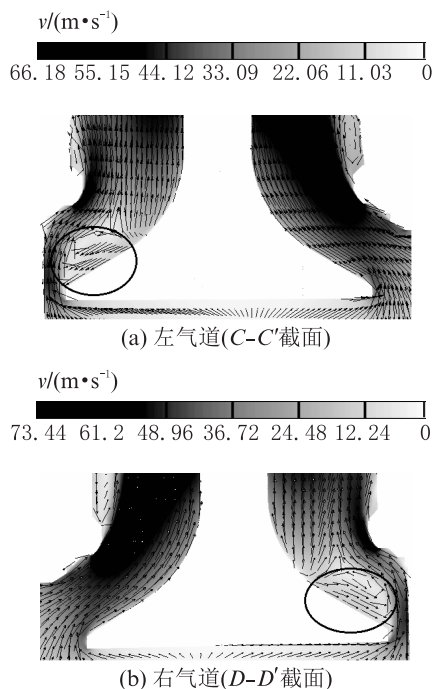


图 11 16 mm 升程时喉口处的速度矢量图

阀高度相等的条件约束下,在 Pro/E 软件中对原机排气系统进行改进。方案 1:在保证气道内径不小于气阀座内径的前提下,把存在回流区域的左右气道内径减小,并设计成垂直壁面;气阀杆顶部的气道壁面设计成流线型;鼻梁处壁面抬高,左右气道在鼻梁区处推后汇合,右气道部分壁面抬高。方案 2:阀座中心离气缸中心的距离由 60 mm 改为 50 mm,避免排气阀紧靠气缸壁面。方案 3:在保证气阀座圈密封面和座圈内径的前提下,改变气阀座圈部分结构,减少直角拐角。方案 4:将排气阀锥角由 30° 增加到 45° 。排气系统各改进方案如图 12 所示。

按照上述方案进行整体上结构优化,设计出新的排气系统,几何模型如图 13 所示。

将按方案 1~方案 4 分别改进后的排气系统几何模型及整体结构优化后的排气系统几何模型导入 AVL FIRE 软件平台,重新仿真计算得出优化后流量系数值。表 1 为排气系统按方案 1~方案 4 流量系数的对比。由表 1 可见:排气道改进和阀座中心改进后的流量系数提升幅度较大,气阀座圈和气阀锥角改进后的流量系数提升幅度较小,但在小升程时相对较大;整体优化后的流量系数大大提高,且提高幅度随着气阀升程的增大而增大,在最大升程时达到 17.14%,整体结构优化后平均流量系数提高了 16.71%。整体优化前平均流量系数 0.395,整体优化后平均流量系数 0.461。

图 14 为排气系统整体结构优化后气阀升程



图 12 排气系统各改进方案图

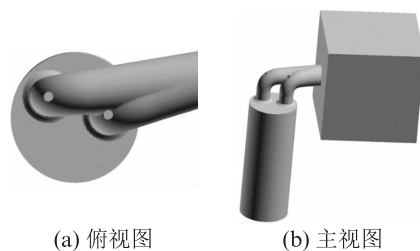


图 13 整体结构优化后的排气系统几何模型

16 mm 时的流场图。由整体优化后的 A-A' 截面流线图和速度矢量图可以看出:气阀座与气阀之间喉口处的气体流动更为平顺,左右气道的回流区域基本消除;左右气道的气流推后汇合,不再在鼻梁区处发生碰撞。从左气道 B-B' 截面和右气道的 D-D' 截面速度矢量图可以看出:整体优化后,左右气道气阀顶部拐角处的回流区域减弱,左气道 B-B' 截面鼻梁区处及气道下侧的旋涡基本消除,气流的总体趋势是顺着流线型的气道壁面流出,整体优化后流通性能明显改善。

5 结论

(1) 采用逆向工程与几何建模相结合的方法,成功的完成了 4190ZL 柴油机排气系统的建模工作,通过在 AVL FIRE 软件平台上进行稳态仿真计算,得到不同气阀升程下排气道的流量系数,与气道稳流试验数据对比,确认所建模型正确。

表 1 排气系统按各方案改进及整体结构优化前后的流量系数仿真值对比

项目	参数							
排气阀升程/mm	2	4	6	8	10	12	14	16
原机流量系数	0.119	0.228	0.338	0.430	0.497	0.545	0.583	0.609
方案 1 流量系数	0.125	0.238	0.354	0.452	0.523	0.586	0.621	0.656
方案 1 提升/%	5.04	4.39	4.73	5.12	5.23	7.52	6.52	7.72
方案 2 流量系数	0.124	0.235	0.346	0.442	0.526	0.578	0.620	0.649
方案 2 提升/%	4.20	3.07	2.37	2.79	5.84	6.06	6.35	6.57
方案 3 流量系数	0.124	0.244	0.356	0.444	0.512	0.564	0.593	0.620
方案 3 提升/%	4.20	7.25	5.33	3.26	3.02	3.58	1.72	1.81
方案 4 流量系数	0.123	0.235	0.346	0.439	0.504	0.554	0.588	0.615
方案 4 提升/%	3.36	3.30	2.37	2.09	1.41	1.74	0.86	0.99
排气系统整体优化后流量系数	0.135	0.266	0.393	0.495	0.576	0.636	0.679	0.735
排气系统整体优化后提升/%	11.85	14.29	13.99	13.13	13.72	14.31	14.14	17.14

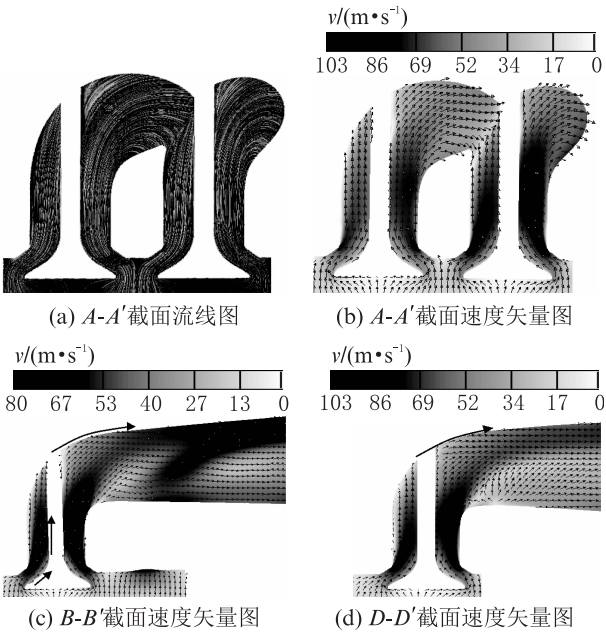


图 14 整体优化后 16 mm 气阀升程流场图

(2) 通过分析排气系统中气体流动的三维流场,可知存在旋涡损失的部位分别为:气阀上方的左右气道侧壁附近、鼻梁区、靠近气缸侧的气阀表面上方较大的旋涡、气道水平段的下侧存在流动的死区、靠近气阀杆的气道顶部、气阀座圈的直角结构部位。本文针对以上部位进行了结构优化,优化后的仿真结果显示:平均流量系数提高 16.71%,流动性能得到改善。

参考文献:

[1] 何学良,李疏松. 内燃机燃烧学[M]. 北京:机械工业出版社,

1990:147.

[2] 孙培廷. 船舶柴油机[M]. 大连:大连海事大学出版社,2002: 84-108.

[3] 刘胜吉,曾瑾瑾,韩维维,等. 基于 CFD 及稳流试验的柴油机进/排气系统的性能[J]. 内燃机学报,2016,34(1):68-73.

LIU S J, ZENG J J, HAN W W, et al. Intake and exhaust system performance of diesel engine based on CFD and steady flow test method[J]. Transactions of CSICE, 2016, 34(1): 68-73.

[4] 殷玉恩,康彦红,刘胜,等. 基于 CFD 的柴油机排气道仿真与优化设计[J]. 柴油机,2010(8):9-12.

YIN Y E, KANG Y H, LIU S, et al. Simulation and optimization design of the diesel engine's exhaust port based on CFD[J]. Diesel Engine, 2010(8):9-12.

[5] WANG Y, SEMLITSCH B, MIHAESCU M, et al. Flow induced energy losses in the exhaust port of an internal combustion engine[J]. J Fluids Eng, 2014,137(1):011105.

[6] SEMLITSCH B, WANG Y, MIHĂESCU M. Flow effects due to valve and piston motion in an internal combustion engine exhaust port[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 96:18-30.

[7] 王天友,林荣文,刘书亮,等. 直喷式柴油机进气道变压差稳流试验方法的研究[J]. 内燃机学报,2005,23(2):131-136.

WANG T Y, LIN R W, LIU S L, et al. Study on steady flow test method for inlet port of DI diesel engines with variable pressure drop[J]. Transactions of CSICE, 2005, 23(2): 131-136.

[8] 李玉峰,王子玉,姜莉,等. 柴油机进气道流动特性评价的新方法[J]. 内燃机工程,2015,36(6):53-59.

LI Y F, WANG Z Y, JIANG L, et al. A new method to evaluate intake port flow characteristics for diesel engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2015,36(6):53-59.

[9] 金涛,童水光. 逆向工程技术[M]. 北京:机械工业出版社,2003.