性能与排放

脉冲排气系统三维非定常流动的计算研究

朱战锋1, 宋希庚1, 刘艳朝2

(1. 大连理工大学能源与动力学院, 辽宁 大连 116024; 2. 大连机车车辆有限公司, 辽宁 大连 116024)

摘 要:采用三维非定常流动计算对某大功率六缸柴油机的脉冲排气系统进行了研究。计算物理 模型采用 Fluent 多面体网格单元,排气管进口边界条件由发动机工作过程模拟软件 GT-Power 给 定,湍流模型采用标准 k-E 模型;结合对排气管开启、关闭时刻点以及排气最大流量点的分析, 探讨了该脉冲排气系统的流动特性;并提出了优化方案。 关键词:柴油机;脉冲排气系统;非定常流动;数值模拟

中图分类号: TK421⁺.5 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2013)02-0009-04

Research on Calculation of 3D Unsteady Flow for Pulse Exhaust System

Zhu Zhanfeng¹, Song Xigeng¹, Liu Yanzhao²

(1. School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Liaoning Dalian 116024;2. Dalian Locomotive and Rolling Stock Co. Ltd., Liaoning Dalian 116024)

Abstract: Calculation of three-dimensional unsteady flow for the pulse exhaust system of a 6-cylinder diesel engine was carried out. For the actual exhaust manifold shape, the Fluent polyhedral mesh cells were used for calculating the physical model, the 1D GT-Power results for performance calculation were used as the boundary conditions of exhaust manifold, and the standard $k-\varepsilon$ model was used as the turbulent model. The flow mechanism of pulse exhaust system was discussed by analyzing opening points, closing points and max mass flow points of exhaust manifold, and the optimization program was given. Keywords: diesel engine; pulse exhaust system; unsteady flow; numerical simulation

0 引 言

排气系统的设计对发动机的性能有着重要的影响,不但会影响发动机的充量更换,对涡轮增压发动机而言,还将影响废气能量的利用。脉冲排气系统一般是三个缸连一根排气管,排气管做得短而细,每根排气管中的压力波连续且互不干扰^[1]。和定压排气系统相比,脉冲排气系统可以更好地利用废气能量,增加进气密度,提高柴油机的经济性;同时,脉冲排气系统对排气的压力变化反应灵敏,从而可改善发动机的加速特性和转矩特性^[2]。

目前,对排气系统的数值模拟大都采用一维非

定常流特征线法和非定常流有限体积法^[3]。一维 模拟可以反映压力和速度等参数在排气管中的传 播、反射及干扰,但不能完全反映排气管形状和结 构等对流动的影响。此外,对有缩口和管路较长的 排气管一维非定常流动无法考虑管道截面速度和压 力分布,难以对管道的形状进行完整的优化设计。 因此,要完全了解发动机实际工作过程中排气系统 的内部流动规律,必须采用三维非定常计算,从而 为排气系统设计提供更准确的参考依据^[4]。

1 发动机工作循环模拟

三维非定常计算所需要的边界条件在试验中不

收稿日期: 2012-07-02; 修回日期: 2012-11-01

作者简介:朱战锋(1988-),男,在读硕士,主要研究方向为内燃机振动与排放控制,E-mail: zhanfengzhu@ yeah. net.

易获得,因此,本研究采用基于发动机工作过程模 拟软件 GT-POWER 建立大功率六缸柴油机的计算 模型,模拟该发动机实际的工作过程,为三维非定 常计算提供边界条件。通过对比不同转速下发动机 的有效功率 *P*_e 和有效燃油消耗率 *b*_e 的试验值与计 算值(图1、2),评价一维性能计算的准确性。



图 2 b。试验值与计算值比较

由图 1 和图 2 可以看出,各特征参数在不同转 速下的试验值与计算值的偏差均比较小,有效功率 的最大偏差为 0.8%。有效燃油消耗率的最大偏差 为 0.72%。通过试验值与计算值的对比,认为性 能计算的结果能够反应发动机真实的工作过程,其 提供的排气管进、出口边界条件可作为三维非定常 计算的定解条件^[5]。

2 数学模型

2.1 流动控制方程

排气管内气体的流动是非定常、黏性、可压缩 的流动,且流动过程满足质量守恒和动量守恒。在

直角坐标系中, 令速度矢量 *u* 在 *x*、*y*、*z*方向的分量为 *u*、*v*、*w*,考虑可压流动, 湍流瞬时控制方程如下:

 ∂p

 ∂x

质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u) = 0$$

$$\vec{\partial} \pm \vec{\partial} t = \vec{\partial} t$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u u) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + S_u - \vec{\partial} t$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho v u) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + S_v - \frac{\partial p}{\partial y}$$
$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho w u) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + S_w - \frac{\partial p}{\partial z}$$

式中: ρ 为流体的密度;p为压力; μ 为动力黏度; S_u 、 S_v 、 S_w 为三个动量方程的广义源项。

湍流流动采用标准的 *k*−*ε* 双方程模型。该模型联立湍流动能 *k* 和湍流耗散率 *ε* 的输运方程。建立它们与湍流黏性的关系:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon$$
$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

式中: $\mu_t = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon}$ 为湍流涡团黏性系数; 经验常数 $C_{1\varepsilon}$ =1.44, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_{\mu} = 0.09$; σ_k 和 σ_s 分别是与 k和 ε 对应的 Prandt1 数, 本研究中取 $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_s = 1.3$; G_k 是由平均速度梯度引起的湍动能 k的产生项。

2.2 计算网格的划分

该六缸柴油机的发火顺序为1-5-3-6-2-4, 其中第1、2、3缸连接一支排气管,第4、5、6缸 连接另外一支排气管。由于两排气管几何结构及排 气相位的相似性,本文仅取第4、5、6缸所连接的 排气管为研究对象(图3)。

计算模型采用多面体网格单元,为了能够更准确地模拟近壁区的流动状况,在壁面上划分边界层。 多面体网格是近年来发展形成的一种新型网格,和 传统四面体网格相比,多面体网格网格生成数量少, 内存占用率低,具有更快的收敛速度;对流道曲率 变化较大的流动问题,多面体网格表面与迎流方向 的正交性也要优于六面体网格。经对比,该模型采 用多面体的网格数量是四面体网格的1/4,排气系 统模型的计算网格总数为62万。



3 非定常计算结果及分析

3.1 非定常流动模拟

采用质量流量进口边界条件,由一维性能计算 得到的排气管进口的曲轴转角—质量流量曲线上流 量会出现负值。这是因为发动机存在气门间隙,并 且相邻气缸存在排气重叠,在实际工作中产生了废 气倒灌现象,这样的进口边界条件需要进行简化才 能运用到三维非定常计算中^[1]。简化时忽略气门 间隙,不考虑排气重叠。该六缸柴油机每缸的排气 持续期为280℃A,规定第1缸压缩末期上止点为 0℃A,则第4缸的排气门开启角为8℃A。本研究 取出口边界压力为1.01×10⁵ Pa,取8℃A时进口6 在恒定流量0.919(kg・s⁻¹)下得到的稳态流场作为 非定常求解的初始场。

通过对比出口处的平均温度 T 和平均压力 p 的 试验值和计算值(表1),可以看出各参数的试验值 与计算值的偏差均较小,认为该三维非定常流动模 拟能够反映排气管内气体的真实流动过程。

参数	<i>T</i> /K	p∕ MPa
试验值	781	0. 115 0
计算值	789	0. 113 8

3.2 特征时刻点的流动规律

在三维非定常流动的计算中涉及很多的时间 点,正确选取有代表性的时刻并对该时刻的流动规 律进行分析对本研究具有重要意义。通过对大量的 时间点对应的流场进行对比,发现各缸在其排气门 开启点、排气最大流量点和排气门关闭点三个特征 时刻所对应的管内流动规律基本一致。为此,本文 仅以第四缸为例,取8℃A(排气门开启点), 72℃A(排气最大流量点),288℃A(排气门关闭 点)进行分析^[1](图4~图9)。





图 7 6 缸管接口处速度(m・s⁻¹)矢量图(8 ℃A)



图 8 4 缸管接口处速度(m・s⁻¹)矢量图(72 ℃A)



图 9 4 缸和 5 缸管接口处速度(m·s⁻¹)矢量图(288 ℃A)

8℃A时,4缸排气门打开,6缸排气已经完成240℃A,管内气流速度较低。由图4可以看出, 6缸的废气在总管中有一部分发生低速回流,这与 排气系统的固有结构有关;歧管与总管过渡圆角较 大,不能充分引导气流,导致喉部气流速度发生较 大变化(图7),摩擦损失较大;总管内气流发生旋 转,造成排气能量损失,这与排气歧管扭曲角度过 大有关。

72 ℃A 是 4 缸最大排气流量时刻,排气总管 内气体流速也达到最大。由图 5 可看出,此时气体 与壁面产生的碰撞作用对气体流动没有很大干扰, 总管内气流旋转现象不明显,整体流动比较平顺; 歧管与总管过渡处气流速度变化明显(图 8)。该时 刻排气能量利用率最高。

288 ℃ A 时, 4 缸排气门关闭, 5 缸排气已经 完成40 ℃ A, 管内排气压力较大。此时4 缸歧管内 废气靠惯性前进,同时受5 缸排气压力波的影响, 气流在总管中与管壁发生碰撞后反弹,依次往复呈 螺旋形流线在总管内混合,从排气管内部流线图 (图6)可以看出两股气流在4缸歧管内发生了扰动 现象;总管内气流存在轻微旋转;喉部气流速度突 变现象依然存在(图9)。

在该排气管设计中,由于歧管与总管过渡圆角 较大,导致喉部气流速度发生较大变化,应适当加 大喉部长度,这样既可以充分引导气流,减小摩擦 损失,降低排气温度,又可以减弱废气在总管中发 生逆流,从而减轻主排气气缸对先排气气缸的扫气 干扰现象。同时,由于排气歧管扭曲角度过大,导 致废气在总管中发生旋转,造成排气能量损失,应 适当减小歧管的扭曲度,尽量使歧管与总管处于同 一平面上。图 10 为发动机一个工作循环中出口处 的速度分布,从图中可以看出,各缸流速的变化趋 势基本一致,最高流速达 204(m·s⁻¹)。



图 10 出口处速度分布

从脉冲排气系统的非定常流动过程来看,各缸 废气排出时,其排气脉冲的压力能先转化成动能, 废气以较高速度进入排气总管,来自各缸的废气在 高速和低压情况下,轮流地成为推动和被推动的气 流,形成排气脉冲,推动废气涡轮工作。图 11 为 发动机一个工作循环中各缸管接口处的质量流量 分布。



图 11 各缸管接口处质量流量分布

从图中可以看出,各缸的质量流量变化趋势基 本一致,在排气门开启后,随着缸内压力的大幅下 降,管接口处质量流量迅速增加,出现第一次峰 值;在上止点附近,由于气门重叠角的作用,在增 压压力作用下流入气缸的空气清扫缸内残余废气, 质量流量出现第二次峰值。

4 结论

通过对大功率六缸柴油机的脉冲排气系统进行 非定常流动计算研究,结果表明:

(1)建立一维性能计算模型模拟发动机实际工作过程,可以为排气系统的三维非定常流动计算提供边界条件。

(2) 采用多面体网格单元可以有效缩短计算周 期,节省计算资源。

(3) 建立的脉冲排气系统的三维非定常模型能够用来预测排气管的流动状态,可以反映排气管内的非定常流动特征,了解脉冲排气系统的流动机理。

(4)针对歧管与总管过渡处不合理的流动提出 优化方案:增加喉部长度,使歧管与总管过渡平 缓,以充分引导气流,改善喉部气流速度突变现 象,同时可以减弱废气在总管中发生逆流,从而减 轻主排气气缸对先排气气缸的扫气干扰现象;为减 轻总管内气流的旋转现象,设计时应适当减小歧管 的扭曲度,尽量使歧管与总管处于同一平面上,这 样可以减小摩擦损失,降低排气温度。

参考文献

- [1] 吕晓东. 6240ZC 型船用柴油机的脉冲增压系统[J].内燃机与动力装置, 2009(6): 33-35.
- [2] 刘胜, 薛赪, 张国征, 等. 脉冲转换排气系统三维非定 常流动计算研究[J]. 车用发动机, 2008(1): 46-49.
- [3] 杨世友, 顾宏中. 大功率8 缸柴油机采用脉冲转换器 排气系统的模拟计算与研究[J]. 车用发动机, 1999 (1): 18-22.
- [4] 王绍明, 邓康耀, 崔毅, 等. 可变几何排气管增压系统的 模拟试验研究[J]. 内燃机工程, 2011, 32(1): 64-69.
- [5] 帅石金,刘永长,胡欲立,等.单总管排气系统多维非 定常湍流数值模拟[J].华中理工大学学报,1988,26
 (5):58-60.