

结构与可靠性

493 柴油机机体强度及缸孔安装变形有限元分析

石 勇¹, 李 盛¹, 景国玺², 王玉兴²

(1. 江铃汽车股份有限公司, 江西南昌 330001; 2. 浙江大学, 浙江杭州 310027)

摘 要: 建立了某柴油机机体、气缸盖、气缸垫、主轴承盖等的有限元模型; 运用非线性有限元软件, 模拟了各个部件间的接触关系; 计算了柴油机在螺栓预紧工况和爆发压力工况下的应力和应变, 确定了最大应力部位, 对机体进行了静态及疲劳安全强度校核, 并对缸孔的安装变形进行了分析与评价。此方法可为发动机机油消耗评估及机体的改进设计提供依据。

关键词: 柴油机; 机体; 变形; 有限元

中图分类号: TK423.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2010)02-0029-05

FE Analysis of Diesel Block Strength and Cylinder Distortion of 493 Diesel Engine

Shi Yong¹, Li Sheng¹, Jing Guoxi², Wang Yuxing²

(1. Jiangling Motors Co., Ltd., JiangxiNanchang330001;

2. Zhejiang University, ZhejiangHangzhou310027)

Abstract: FE models of cylinder block, cylinder head, gasket, main bearing cups are built. Using nonlinear FE software, contact relationships between the parts are simulated, stress and strain of the engine under pretension and explosion conditions are calculated and maximum stress position is determined. Static strength and fatigue strength are checked, and the cylinder hole distortion under assembly load is analyzed. This method can provide useful information for engine oil consumption assessment and block optimization.

Keywords: diesel engine; cylinder block; distortion; FEA

1 概 述

柴油机作为常用的热动力机械, 在运行过程中其机体、缸盖等部件承受相当高的机械负荷, 必须满足可靠性耐久性方面的要求^[1]。机体作为发动机的骨架, 其它所有的零件都是直接或间接安装到它上面, 因而其强度、刚度对发动机的性能及可靠运行都有决定性的影响。缸孔的变形大小及形式, 对于和活塞的配合及机油消耗都有重要的影响。因此, 对机体进行强度校核及变形分析, 对发动机性能的改进提升有重要意义。机体是铸造的箱体零件, 其结构相当的复杂, 有各种加强筋, 凸台, 水套, 油道等分布其中。不仅如此, 其受力也

是很复杂的, 因而传统的方法对机体的分析很难得到较为精确的结果, 缺乏指导意义。有限元法作为一种通用的数值分析方法, 是目前研究结构受力问题最为可靠和有效的方法^[2]。

本文运用大型非线性有限元软件, 对 493 柴油机机体及相关零件的组合体进行了有限元分析, 考虑了其它零件对机体的影响, 得到了机体的应力和应变分布, 据此对机体进行了强度校核。本文还利用快速傅立叶变换 (FFT) 对缸孔的变形进行了分析, 得到缸孔不同阶次下的变形。

2 有限元模型建立

收稿日期: 2009-07-31; 修回日期: 2009-08-12。

作者简介: 石勇(1982-), 男, 助理工程师, 主要研究方向为发动机结构件 CAE 分析, E-mail: yshi2@jme.com.cn。

2.1 结构的离散

机体、气缸盖模型很复杂，而且具有一定的对称性，一般只在模态计算和振动噪声分析时才建立完整模型；做强度分析时通常采用部分模型，利用其相对对称性，从整个模型上切出局部进行有限元建模及分析。根据分析目的和要求，用于强度分析的机体模型分为五种^[3]，即单缸模型、两个半缸模型、一个单缸和两个相邻半缸模型、相邻两缸模型（包括第 1 缸或者最后 1 缸）、整机。

本次分析采用一个单缸和两个相邻半缸模型，相应地，缸盖也取一个单缸和两个半缸，其它部件取相应的部分。由于机体是本次分析的主要对象，又因为其结构复杂，所以用较细的十节点四面体划分，并对重点区域进行适当加密。主轴承盖也是主要部分，用较细一阶六面体划分。缸盖，气缸垫及螺栓用相对较粗的网格划分，最后装配到一起。需要说明的是，如果要模拟螺纹连接细节需要将单元划得非常细，造成很大的单元数量，而且与整个模型的单元大小很不协调，造成计算资源的极大浪费，因而在本文中，采用的是简化划法，将螺纹面简化为圆柱面。整个模型单元数为 272618，节点为 471774。

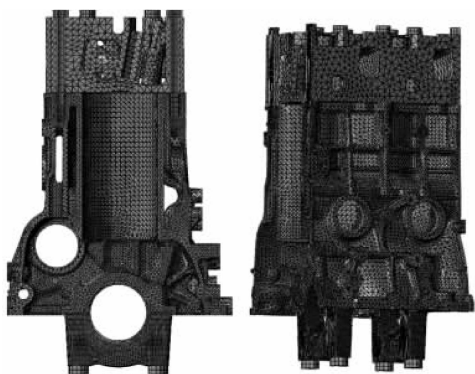


图 1 有限元模型

2.2 模型材料

除了气缸垫外，所有的部件材料都为线弹性材料，只需定义材料的杨氏模量及泊松比。气缸垫为多层金属结构，在厚度方向的行为表现为垫片压力和垫片闭合距离间的关系，是高度非线性的。以往一般将其处理为各向同性的线性材料^[4]，显然这样是不准确的。在此，将气缸垫分为气缸垫本体，燃烧室密封圈，水道密封圈，并分别定义不同的压力、闭合关系。

2.3 组合结构的有限元处理

组合体中涉及到许多零件之间的相互接触关

系。接触问题是一个高度非线性问题。在这里运用小位移罚函数法的无穿透接触约束。

罚函数法处理时，有限元的刚度矩阵呈稀疏状，能大大节约计算成本。采用罚函数法，先对变形体的位能建立泛函数^[5]

$$\pi = \int_v E[\varepsilon_{ij}] dv - \int_{sf} F_j u_i ds \quad (1)$$

其中： $E[\varepsilon_{ij}]$ 为塑性变形功率函数， $E[\varepsilon_{ij}] = \int_0^s \bar{\sigma} d\varepsilon = \bar{\sigma} \bar{\varepsilon}$ ； F_j 为表面力。

可以证明：当上述泛函数的变分取驻值时，变形体满足了除体积不可压缩条件之外的所有塑性力学方程。

罚函数法用一个很大的正数 a 与体积变化速率 ε_v 的平方相乘，将其作为惩罚项引及泛函数式(1)中，得到新泛函数：

$$\pi = \int_v E[\varepsilon_{ij}] dv - \int_{sf} F_j u_i ds + \frac{a}{2} \int_v [\varepsilon_v]^2 dv \quad (2)$$

当速度场接近真实解时， ε_v 接近于 0，式(2)第三项亦趋近于 0；反之当求解速度场远离真实解，惩罚项的值就很大，这就相当于泛函数违反约束条件的一个“惩罚”。对泛函数进行离散，并在每一个小单元里进行变分，集合单元方程，就得到总体速度求解方程。此方程是一个大型的非线性方程组，在这里采用 Newton-Raphson 法来对其进行线性化处理，从而得到一个以节点速度增量为基本未知量的线性方程，此方程称为有限元的求解列式，又称为总体刚度方程。通过对方程的求解，得到结构的响应。

由于结构复杂，相互接触的关系很多，为了使计算快速收敛，将一些不重要的接触作了简化。具体的结构连接及相互作用关系见表 1。

表 1 模型中的相互作用关系

编号	相互作用表面	作用类型
1	缸盖螺栓下表面与气缸盖上表面	接触
2	缸盖与气缸垫接触表面	接触
3	气缸垫与机体接触表面	接触
4	缸盖螺栓与机体连接的螺纹面	绑定
5	机体与主轴承盖接触面	接触
6	主轴承孔与轴瓦接触面	绑定
7	主轴承盖螺栓与主轴承盖	接触
8	主轴承盖与机体连接螺纹面	绑定

模型的坐标设置为：以主轴承孔轴线为 Y 轴，气缸轴向为 Z 轴，主轴承孔中心指向无凸轴轴孔

的一侧为 X 轴。

3 边界条件

有限元分析的准确性很大程度上依赖于模型的质量与边界条件的准确性。本文建立了精确的计算模型,同时也力求边界条件符合实际情况。

3.1 位移约束

在气缸盖螺栓、气缸盖、气缸垫、机体等部件的对称面上施加对称约束边界条件;在机体两侧、发动机支架安装凸台处施加固定约束边界条件。另外,由于接触模拟是一个高度非线性的问题,为了能使计算快速收敛,在初始分析步时,还在气缸盖侧面,主轴承盖底面增加了临时的约束边界条件。

3.2 载荷边界条件

由内燃机工作原理可知,当气缸内混合气燃烧时,巨大的气体压力作用在缸盖底面,并通过缸盖螺栓使机体受到向上的拉力;作用在活塞顶面的压力通过曲柄连杆机构传递给主轴承。当然主轴承还要承受由活塞连杆等运动产生的往复惯性力。结构的受力分析如图 2 所示。

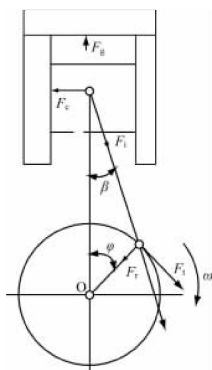


图 2 模型受力简图

计算分两个工况:一是螺栓预紧工况,二是最高燃烧压力工况。考虑的载荷有以下几种。

(1) 螺栓预紧力

发动机缸盖螺栓的预紧采用的是扭矩加转角的方法,主轴承盖螺栓采用的是扭矩法。通过经验公式^[6]可以换算得到螺栓轴向预紧力分别为 45 kN、65 kN。

(2) 最高燃烧压力

根据试验测得的缸内气体压力曲线,取标定工况下的最大燃气压力 11.8 MPa 作为载荷,施加到气缸盖的火力面。

(3) 主轴承载荷

由发动机动力学,可计算得到作用在两个主轴承座上的载荷大小及方向。其中第二主轴承座上载

荷大小为 39 kN,第三主轴承座上载荷大小为 15 kN。载荷按经典方法,在周向 120 度余弦分布,轴向线性分布加载到轴瓦表面。

4 机体强度校核

4.1 机体静强度

根据以上模型及边界条件,计算得到机体的应力分布。对静强度来说,一般来说,工程上仅考虑最恶劣的工况^[7]。本文选择机体受最高燃烧压力工况作为较核工况。其应力分布见图 3,从总体上看,除了与缸盖螺栓,主轴承盖螺栓连接处由于螺纹简化造成局部高应力外,整个机体的应力水平都比较低。第一主应力基本在 160 MPa 以下,远低于材料的许用应力。需要说明是,机体顶面主要承受压应力,但是由于压力分布不均,顶面产生翘曲,进而产生复杂的应力状态,在螺栓孔,水孔等边缘产生较大的拉应力,最大应力为 184 MPa。主轴承盖的危险点位于螺栓支承平面与轴承外缘的过渡圆角处,最大应力为 139 MPa。机体材料的最小抗拉强度为 240 MPa,因而,结构的静态安全强度是满足工程要求的。

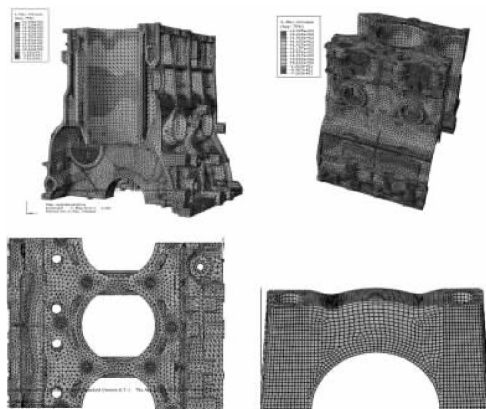


图 3 机体及主轴承盖应力分布

4.2 机体疲劳强度

机体承受燃气爆发压力和活塞连杆等往复惯性力等交变载荷的作用,多发生疲劳破坏,因此有必要对机体的疲劳强度进行校核。本文采用专门的疲劳分析软件进机体疲劳强度进行分析。将应力计算结果导入疲劳分析软件,以预紧力工况和最高燃烧压力工况构成应力循环,设置好机体的材料疲劳参数和表面处理方式,计算得到机体的疲劳安全系数。图 4 为机体疲劳安全系数云图。

从图上可以看出,机体的疲劳强度基本上在 2 左右。其中最小值为 1.02,发生在机体顶面螺栓孔,水孔边缘,这和静力分析结果一致。主轴承盖

最小疲劳安全系数为 1.3。因为考虑的是发动机在最恶劣的工况下的疲劳强度,最小值为 1.02,说明此机体的疲劳性能满足工程要求。如果发动机还要继续强化,比如增大爆发压力和转速,那么机体顶面的强度就是要特别关注的地方。

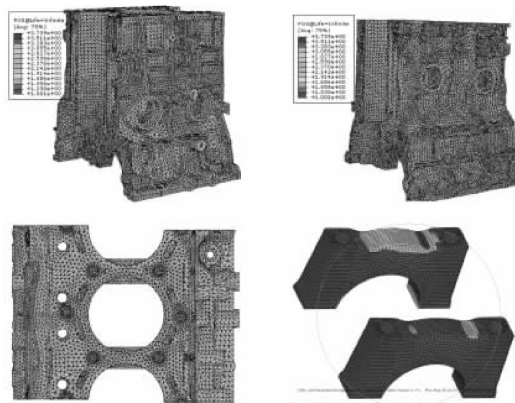


图 4 机体及主轴承盖疲劳安全系数分布

5 缸孔变形分析

5.1 缸孔变形分析意义

影响缸孔变形的主要原因有三个,一是缸孔本身的刚度;二是缸盖螺栓的预紧力大小;三是气缸垫的特性。

过大的缸孔安装变形,会影响活塞环与缸孔摩擦副在工作过程中的润滑情况,造成刮油效果差,过多的机油被消耗掉,并造成活塞环过度磨损,从而影响发动机的性能。因而控制缸孔的变形是控制机油消耗的重要一环。特别是在初始设计的时候,可以通过有限元方法,在没有实物样机的情况下,预测缸孔的变形情况,为发动机的设计提供重要的设计依据。

5.2 缸孔纵向变形

在次推力侧为起点的四个方向上(每个方向间隔 90°)沿缸孔纵向取 4 条直线,读出直线上各点的变形数据,得到图 5、图 7,单位为 μm 。图 6,图 8 为试验值。

从分析结果可以看出,缸孔纵向变形最大值约为 0.015 mm (图 4 右侧图第一个点大于 0.015 mm ,但由于实际机体在此处有一个 0.5 mm 的倒角,因而这一点不考虑)。对比同类机型的变形量,其纵向变形量在工程允许的范围内,说明缸盖螺栓的拧紧力矩基本合理。图 6、8 是使用 AVL 公司的专用设备测得的缸孔纵向变形图。从图上可以看出,实验和仿真结果在变形趋势上是相同的,数值上有一些差别。这主要是因为缸孔加工的时候就存在一定

的误差以及测量系统本身的误差造成的。另外由于实际测量时,测量探头不能安装入主轴承盖,所以下部分(约 140 mm 以下),缸孔的变形有所不同。

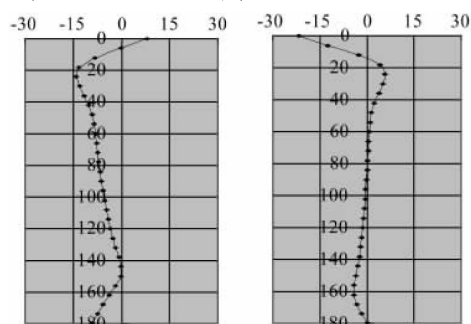


图 5 XZ 平面缸孔纵向变形

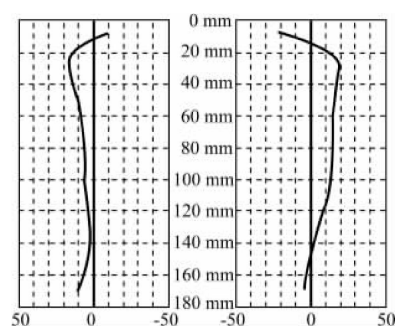


图 6 实测 XZ 平面缸孔纵向变形

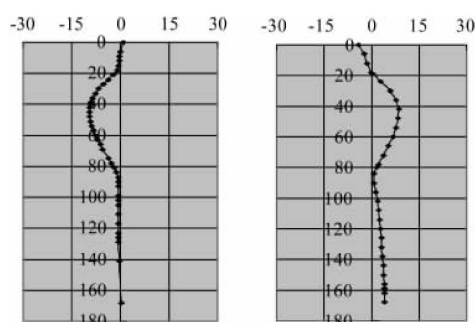


图 7 YZ 平面缸孔纵向变形

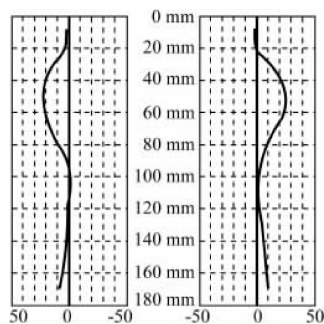


图 8 实测 XZ 平面缸孔变形

5.3 缸孔等高线失圆度

沿缸孔向下,在活塞的行程范围内,作一系列平行于 XY 平面的截面,从有限元计算结果中读出这一系列截面上节点的径向变形,得到图 9。

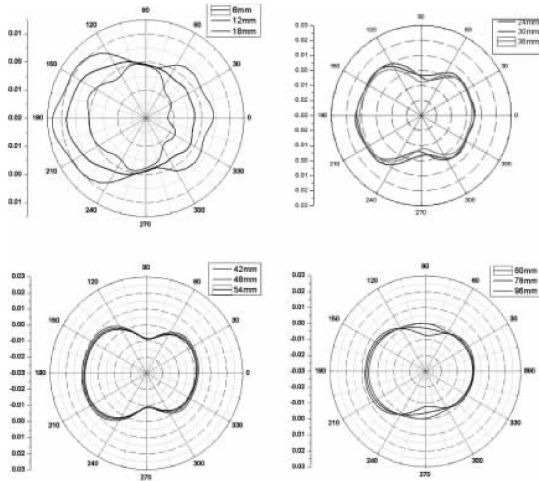


图9 各个高度截面上缸孔径向变形

工程中一般通过傅立叶技术来描述和评估。傅立叶技术分析中,第*i*谐次幅值系数 $U_{\max i}$ 系通过以下定义述:

$$\Delta R = A_0 + A_1 \cos \varphi + A_2 \cos 2\varphi + \cdots + A_i \cos i\varphi + B_1 \sin \varphi + B_2 \sin 2\varphi + \cdots + B_i \sin i\varphi$$

A_i 、 B_i 为傅立叶系数, i 为谐次数

$$\Delta R = A_0 + \frac{U_{\max 1}}{2} \cos(\varphi - \varphi_1) + \frac{U_{\max 2}}{2} \cos 2(\varphi - \varphi_2) + \cdots + \frac{U_{\max i}}{2} \cos i(\varphi - \varphi_i)$$

$$U_{\max i} = 2\sqrt{A_i^2 + B_i^2}; \quad \varphi = \frac{1}{i} \arctan \frac{B_i}{A_i}$$

$U_{\max i}$ 即为第*i*谐次幅值。其中0阶表示同心膨胀或是收缩,1阶表示圆的偏心,2阶表示椭圆形状的变形。图10为1到6阶变形示意图。由于活塞环有一定的弹性,对0阶的同心膨胀有很好的适应性,因而通常不考虑0阶变形的影响。变形阶次越高,活塞环就越不容易填补这样的变形,但相应地,高阶次的幅值会变小,因而一些知名的发动机设计公司,如AVL,一般都分析2到6阶的变形,其中2阶变形对于机油消耗影响最大。

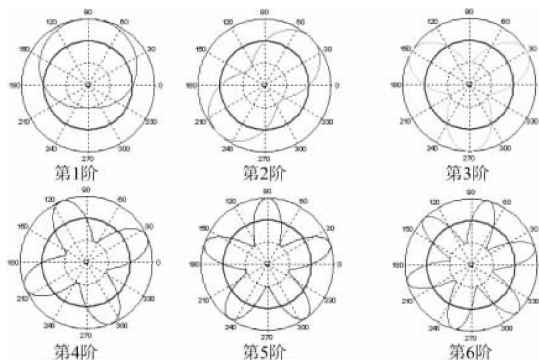


图10 傅立叶分析各阶变形图

图11为经过FFT变换后得到的各高度下各阶次的变形情况。从图中可以看出,缸孔18mm以上以一阶变形为主,幅值最大为11.2 μm 。缸孔下部以2阶,4阶变形为主,其中2阶最大幅值为13.4 μm ,低于工程设计值,满足工程应用要求。

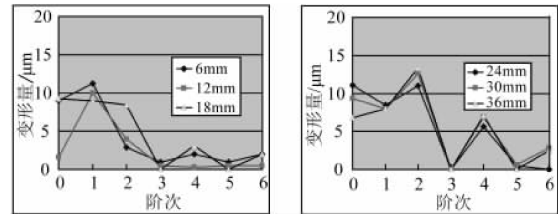


图11 傅立叶分析各阶变形图

6 结 语

(1) 应用三维有限元方法,细致地模拟了各个部件间的接触关系,对机体组件进行结构强度分析。

(2) 机体的强度分析表明,机体强度大部分地方都处于低应力水平,强度满足设计要求。机体顶面水孔,螺栓孔附近应力相对较大,如果考虑进一步强化发动机,需要对机本顶面做改进,如增加顶板厚度或是对螺栓孔,水孔边缘进行强化处理。

(3) 缸孔的安装变形分析表明,缸孔周向变形以2阶为主,幅值为13.4 μm ,满足工程应用要求。

(4) 本文所应用的分析方法可在发动机开发阶段对机体强度进行评估,对气缸盖螺栓的设计,气缸垫的设计选择都有重要的指导意义。

参考文献

- [1] 王东方,潘琼瑶,郑百林,等. 柴油机气缸盖多场耦合三维有限元分析[J]. 力学季刊,2005,26(3):511-516.
- [2] 曹茉莉,卜安珍,李德桃,等. 6110型柴油机机体组件的有限元分析[J]. 内燃机学报,2002,20(5):447-453.
- [3] 5Rainer G P. 综合利用有限元法和试验法对气缸盖-气缸盖垫片-气缸体组件进行优化设计[J]. 国外内燃机,1994(12):12-16.
- [4] 董小瑞,张翼,苏铁熊,等. 机体刚度对气缸盖-气缸套密封性能的影响[J]. 内燃机学报,2003,21(2):187-191.
- [5] 陈一胜等. 金属塑性变形过程的刚(粘)塑性有限元数值模拟[J]. 上海有色金属,2007,28(1):1-4.
- [6] 徐灏. 机械设计手册(3)[M]. 北京:机械工业出版社,1991.
- [7] 周舟,杨怀刚,等. 发动机气缸盖气缸体一体化三维模拟研究[J]. 车用发动机,2007(171):56-69.