

热 - 机耦合条件下气缸盖强度及疲劳寿命分析

朱小平, 刘震涛*, 俞小莉

(浙江大学 能源工程学系 浙江 杭州 310027)

摘要: 针对气缸盖在工作中承受交变载荷, 容易形成疲劳损坏的现象, 介绍了一种快速有效的方法来计算气缸盖的疲劳寿命。首先利用 Hypermesh 软件建立了有限元模型, 针对不同区域设置了不同的单元密度, 并通过有关参数来控制网格的质量。然后利用 Abaqus 软件分别计算了气缸盖的温度场、稳态应力场和耦合应力场, 在温度场的计算中, 将燃烧室火力面划分为 3 个区域, 提高了计算精度。在稳态应力场计算中, 将热应力场近似为稳态场, 在保证精度的同时, 为后续的疲劳分析提高了效率。最后采用疲劳分析软件 MSC-Fatigue 计算并得到了气缸盖的疲劳寿命分布。研究结果表明: 燃烧室火力面一侧容易发生疲劳损坏, 应作为设计的重点考虑部位。

关键词: 气缸盖; 热固耦合; 疲劳

中图分类号: TK422; TH122; TH114

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2011)10-1176-04

Analysis of thermal - mechanical coupling strength and fatigue life of cylinder head

ZHU Xiao-ping, LIU Zhen-cao, YU Xiao-li

(Department of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Aiming that the cylinder head is easy to form fatigue damage when under the alternating load, a rapid and effective method to calculate the fatigue life of the cylinder head was introduced. Firstly, the FEM-model of the cylinder head was built by using Hypermesh software with arranging different density of elements and the element quality was guaranteed with the mesh parameters. And the temperature field, the steady-state stress field and the coupling stress field of the cylinder head were calculated by using Abaqus software. In the calculation of the temperature field, the combustion chamber firepower surface was divided into three areas to improve the calculation accuracy. In the calculation of the steady-state stress, the accuracy and the efficiency of the subsequent fatigue analysis could be improved when the thermal stress field was regarded as steady-state field. Finally, the fatigue life of the cylinder head was calculated by the fatigue analysis software MSC-Fatigue. The results indicate that the fatigue damage is easily occurred on the side of the combustion chamber firepower surface, and this should make an especially consideration for design.

Key words: cylinder head; thermal-mechanical coupling; fatigue

0 引 言

气缸盖用来密封气缸的顶部, 与活塞顶和气缸内壁共同组成内燃机的燃烧空间^[1]。气缸盖的结构非常复杂, 受力也很复杂, 承受着脉动的气体作用力、气缸盖螺栓的预紧力、气门座圈的过盈装配力和气门导管的装配过盈力。同时, 气缸盖各部分的温度也很不均匀, 所以气缸盖承受的机械应力和热应力都很大, 容

易形成疲劳损坏^[2]。

目前, 对气缸盖的研究方法主要是进行疲劳试验和仿真模拟计算。由于气缸盖的体积较大, 疲劳试验受到了限制, 只能选取少数几件来验证其结构寿命, 而仿真计算却不受限制。因此通过仿真计算不仅可以缩短设计周期, 而且可以降低研究费用。

2004 年, 梁莎莉等人^[3]计算了不同设计方案下的气缸盖温度场和应力场, 对气缸盖破损原因进行强度

收稿日期: 2011-03-09

作者简介: 朱小平(1987-), 男, 江西赣州人, 主要从事结构疲劳可靠性方面的研究. E-mail: zxp-693@163.com

通信联系人: 刘震涛, 男, 副教授, 硕士生导师. E-mail: liuzt@zju.edu.cn

分析,为气缸盖的改进设计和优化设计提供了理论依据。2007 年陶建忠等人分析了 6200 型柴油机在功率提升前后的气缸盖的拉应力分布,对气缸盖的疲劳安全系数进行了计算分析^[4]。2008 年胡定云等人^[5]用数值仿真方法对某柴油机气缸盖的疲劳可靠性进行了预测,并与试验结果进行了对比。2009 年骆清国等人^[6]对由“缸体—缸套—缸盖—冷却水”组成的系统进行了耦合传热分析研究,探索了整机模拟技术的难点和重点。对耦合系统在标定工况下进行计算,得出了柴油机缸盖、缸套的温度场以及冷却水的流场,提出了冷却水道的改进措施。

总体而言,有关气缸盖强度分析的报道并不多,特别是疲劳寿命计算方面。基于某机型的气缸盖,本研究提出一种计算气缸盖疲劳寿命的便捷方法,对气缸盖的应力场进行分析,并计算气缸盖的疲劳寿命。

1 气缸盖的有限元模型

本研究采用 Hypermesh 软件对气缸盖模型进行有限元网格划分,如图 1、图 2 所示。气缸盖结构复杂,用六面体为主的单元难以考虑细小结构,因此采用 10 节点四面体二次单元。在燃烧室周边区域加大网格的密度,而其他地方则可以适当疏一些。同时利用 Hypermesh 软件中单元检查的选项,严格控制单元的质量,以提高仿真计算的精确性。

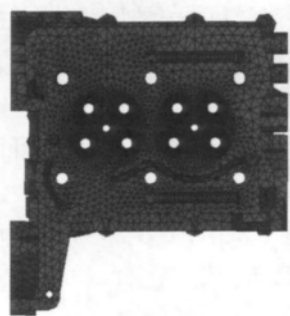


图 1 气缸盖网格模型正视图

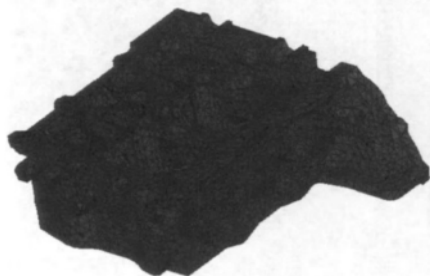


图 2 气缸盖网格模型侧视图

气缸盖的材料参数如表 1 所示。

表 1 气缸盖的材料参数

弹性模量/GPa	70
泊松比	0.344
密度/(g·cm ⁻³)	2.6
导热系数/(W·(m·K) ⁻¹)	150
比热容/(J·(kg·K) ⁻¹)	880
线性热膨胀系数	2.38 × 10 ⁻⁵
抗拉强度/MPa	355

2 气缸盖温度场的计算

气缸盖温度场的计算需要给定热边界条件,即各个介质的温度和传热系数^[7]。但是气缸盖处在复杂的工作条件下,实际的热边界条件受到很多因素的影响,所以无法精确的求出。因此在实际的计算中,基本是按照经验公式求出平均温度和平均传热系数,再根据试验测量来反复修正热边界,最后让计算温度和实测温度误差在允许范围内为止^[8-10]。另外,由于发动机工作过程中燃烧室中发生换气、燃烧等复杂过程,气缸盖燃烧室火力表面热边界条件变化较大,为提高计算精度,在计算中将其划分为 3 个区域,如图 3 所示。

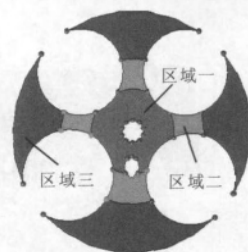


图 3 气缸盖火力燃烧室区域表面划分图

标定工况下,气缸盖各表面的稳态传热边界条件如表 2 所示。

表 2 气缸盖表面各区域热边界条件

区域	换热系数/ mW·mm ⁻² ·K	温度/ ℃	
燃烧室 火力面	区域一	0.75	520
	区域二	0.70	490
	区域三	0.65	460
空气侧表面	0.02	20	
进气道表面	0.35	45	
排气道表面	0.65	550	
进气门座表面	0.35	45	
排气门座表面	0.50	550	
进水侧表面	2.21	80	
出水侧表面	2.00	80	
油管表面	1.50	70	

按表 2 施加热边界条件进行计算得到气缸盖的温度场计算结果如图 4 所示。由图 4 可以看出,两排气门之间的鼻梁区温度较高,最高温度为 180.3 ℃。

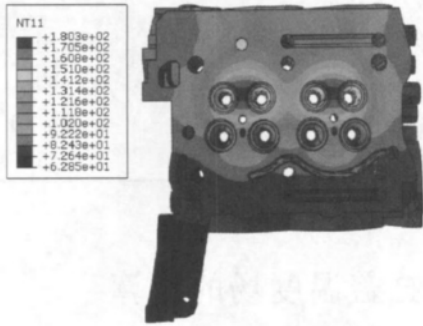


图 4 气缸盖温度场示意图

3 气缸盖稳态应力场的计算

3.1 稳态热应力场

由于发动机转速很高,可以近似认为气缸盖的温度在工作过程中保持不变以提高计算效率。由气缸盖的温度场可以得到气缸盖的热应力场。计算结果如图 5 所示。由图 5 可以看出,燃烧室火力面区域和排气门侧应力比较大,这与温度分布场的结果相吻合,最大值为 224 MPa。

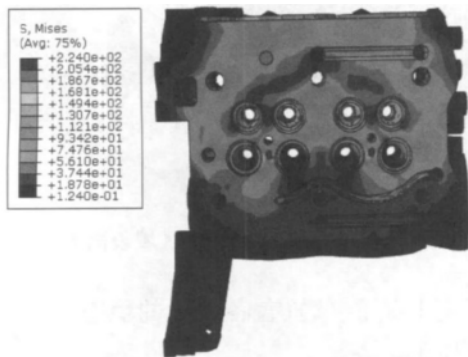


图 5 气缸盖热应力场示意图

3.2 装配应力场

气缸盖装配载荷包括缸盖螺栓预紧力、气门座圈过盈装配载荷和气门导管过盈装配载荷。由于气缸盖和机体通过螺栓来进行连接,需要机体、螺栓、导管和座圈等的网格模型。整个网格模型如图 6 所示。

根据厂家提供的数据,每个气缸盖的螺栓预紧力为 46.67 kN,气门座圈装配过盈量和气门导管装配过盈量在半径方向上分别为 0.05 mm 和 0.02 mm。边界约束条件为限制机体底端面的所有自由度。本研究在 Abaqus 软件中设置相关选项计算后便得到气缸盖的装配应力场^[11-12]。计算结果如图 7 所示。由图 7 可



图 6 装配应力场计算网格模型

以看出,螺栓压紧面区域和气门导柱接触面区域应力比较大,最大应力值为 162.3 MPa。

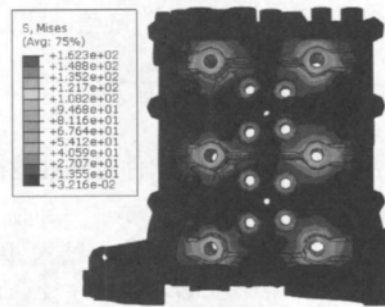


图 7 气缸盖装配应力场示意图

3.3 耦合稳态应力场

由于气缸盖温度场近似为稳态,由温度场所产生的热载荷为稳态。因此,气缸盖所承受的稳态载荷包括热载荷和装配载荷。本研究在装配应力场的基础上叠加温度场,边界约束条件不变,就可得到气缸盖稳态应力场,计算结果如图 8 所示。由图 8 可以看出,叠加温度场后,气缸盖燃烧火力面区域的应力比较高,特别是排气门座圈区域。在此区域的最大应力值为 240.9 MPa。

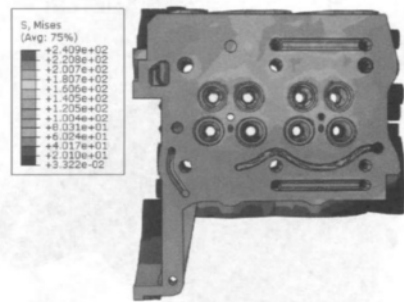


图 8 气缸盖耦合稳态应力场示意图

3.4 耦合应力场计算

气缸盖在额定工况下除承受稳态载荷外,还要承

受随发动机工作循环而变的交变载荷,即缸内燃气压力—燃气最大爆压为 16.5 MPa。本节在稳态应力场的基础上,叠加最大交变工作载荷,边界约束条件不变,即计算得到气缸盖最终的耦合应力场^[13]。计算结果如图 9 所示。

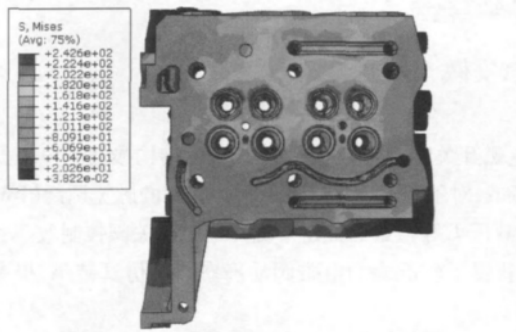


图 9 气缸盖耦合应力场示意图

由图 9 可以看出,气缸盖耦合应力场的高应力区域为排气门鼻梁区及排气门周围区域,与工程实际相符,最大应力值为 242.6 MPa。

由图 8 和图 9 对比可以发现,两者所显示的缸盖应力场分布规律基本相同,只是图 8 所示的缸盖耦合应力场各点的应力值比图 7 所示的耦合稳态应力场稍有增加,表明缸盖所承受的稳态载荷(主要是热载荷)的影响远大于交变的缸内燃气压力载荷。

4 气缸盖的疲劳寿命分析

发动机在工作时,气缸盖上存在的载荷包括螺栓预紧力、气门导管装配预应力、气门座圈装配预应力、燃气压力和温度场引起的热应力。螺栓预紧力、气门导管装配预应力、气门座圈装配预应力和均为装配应力,并且是静态应力,而热载荷如前节所述,也可近似认为是静态的。燃气压力为循环变化的载荷,并且是动态的载荷,因此气缸盖的载荷可以理解为以装配应力和热应力为静态应力,燃气载荷产生的应力为动态应力的交变载荷。因此,按照疲劳强度理论,针对交变动态载荷进行疲劳计算时,本研究采用 Goodman 图法对气缸盖进行无限寿命设计的疲劳寿命计算。

本研究采用 MSC-Fatigue 软件进行计算,气缸盖的材料为 ZALSi7Mg1A,材料力学参数已由表 1 给出。其中,抗拉强度为 355 MPa,弹性模量 $E = 70\ 000\ \text{MPa}$ 。由此近似得到气缸盖材料的 S-N 曲线,如图 10 所示。

在疲劳载荷的定义中,由于本计算实例近似为交变的动态载荷,选择半正弦曲线,并关联有限元应力分析结果,计算得气缸盖的寿命如图 11 所示。

由图 11 可以看出,疲劳危险区基本保持在高应力

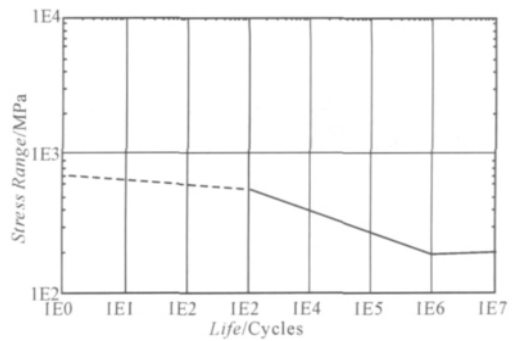


图 10 气缸盖材料的 S-N 曲线图

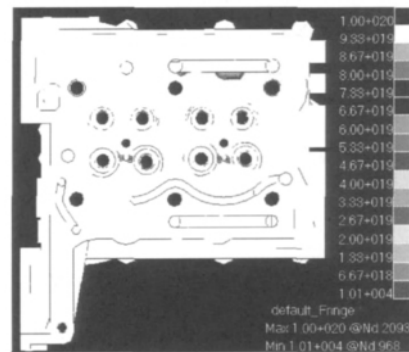


图 11 气缸盖疲劳寿命示意图

区域,即在燃烧火力面区域,特别是进气门和排气门区域。这些区域需要改进,以加强疲劳强度。本研究选取最危险的 20 个节点,如图 12 所示。

Node	Damage	Life Cycles	Life Repeats	Log life
968	3.862E-5	10119	1.0119E4	4.0051
969	3.862E-5	10119	1.0119E4	4.0051
1687	3.862E-5	10119	1.0119E4	4.0051
1688	3.862E-5	10119	1.0119E4	4.0051
577	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
967	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
970	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
1330	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
1331	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
1332	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
1333	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
1686	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
1706	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
1707	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
1708	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
1775	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
2219	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
2257	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
2258	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129
2647	6.125E-5	16326	1.6326E4	4.2129

图 12 气缸盖危险点疲劳寿命示意图

5 结束语

本研究针对某机型气缸盖,采用有限元方法,分析计算了气缸盖的强度和疲劳寿命,主要研究成果归纳如下:

(1) 在温度场的计算中,根据经验给定热边界条件。将燃烧室火力面划分成 3 个区域,提高了计算精度,更符合实际。

(2) 在装配应力场的计算中,对涉及到计算的机体等部分也进行了网格划分,通过施加接触、螺栓预紧

(下转第 1198 页)

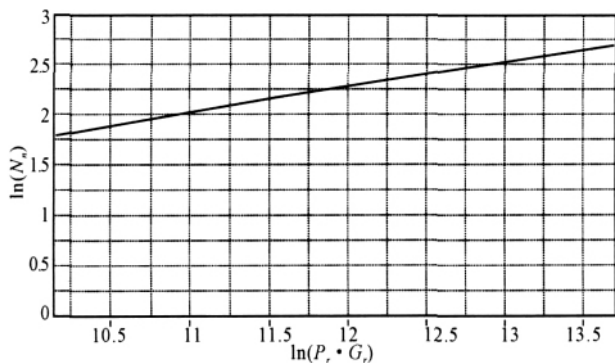


图 8 $N_u(G_r, P_r)$ 拟合曲线

系统可以精确测量温度信号、实时监测对流换热过程、记录和分析实验数据,具有重复性好、测量精度高、功能完善等优点,完全可作为研究自然对流换热现象的计算机辅助测试系统。

参考文献 (References) :

[1] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京:高等教育出版社 2006.

[2] 陈景华. 材料工程测试技术[M]. 上海:华东理工大学出版社 2006.
 [3] 胡汉平,程文龙. 热物理学概论[M]. 2版. 合肥:中国科技大学出版社 2009.
 [4] 宋艺新,段远源. 空气沿横管外表面自然对流实验系统[J]. 实验技术与管理 2003 20(5):5-8.
 [5] 宋艺新,侯树鑫,段远源. 空气横掠圆管强迫对流换热实验的研究[J]. 实验技术与管理 2008 25(5):50-55.
 [6] Analog Devices Inc.. AD7792/AD7793 Data Sheet [EB/OL]. [2009-09-09]. http://www.analog.com/static/imported-files/data_sheets/AD7792_7793.pdf.
 [7] Freescale Inc.. MC9S08DZ48 Data Sheet [M]. USA: Freescale Inc. 2006.
 [8] HUDDLESTON J. Beginning C# 2005 Databases [M]. Beijing: Tsinghua University Press & Prentice Hall 2006: 247-250.
 [9] 周长发. C#面向对象编程[M]. 北京:电子工业出版社, 2007.
 [10] TITUS T. C# Threading Handbook [M]. Beijing: Tsinghua University Press & Prentice Hall 2004: 20-30.

[编辑:张翔]

(上接第 1179 页)

力等边界条件,让整个计算模型更符合实际。通过计算发现,排气门鼻梁区应力比较大。

(3) 在疲劳寿命计算中,气缸盖材料的 S-N 曲线虽然是近似得到的,但是可以定性得到气缸盖各区域相对疲劳寿命的分布。另外,将热载荷近似为静态载荷,提高了计算效率的同时不影响结果的准确性。通过计算发现,气缸盖燃烧力面一侧容易产生疲劳破坏,特别是进气门和排气门区域。

参考文献 (References) :

[1] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京:中国农业机械出版社, 1981.
 [2] SHOJAEFARD M H, GHAFARPOUR M R, NOORPOOR A R, et al. Thermo-mechanical analysis of an engine cylinder head [J]. **Pro-Quest science Journals**, 2006, 220(5): 627-636.
 [3] 梁莎莉,代秀红,姚海民,等. 柴油机气缸盖的三维有限元结构强度分析[J]. 农业机械学报, 2004, 35(3): 45-48.
 [4] 陶建忠,佟德辉,李国祥,等. 6200型柴油机气缸盖强度的有限元分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(11): 205-210.
 [5] 胡定云,陈泽忠,温世杰,等. 某柴油机气缸盖疲劳的可

靠性预测[J]. 车用发动机 2008(B06): 38-44.
 [6] 骆清国,刘红彬,龚正波. 柴油机缸体-缸套-缸盖-冷却水整体耦合传热仿真研究[J]. 车用发动机 2009(1): 31-35.
 [7] LI Shi-xiong, MAO Jin-long, WANG Shu-mao. Cylinder head FEM analysis its improvement [C]//Computer and computing technologies in agriculture. China: Wuyishan, 2007: 761-768.
 [8] 李春铃. 柴油机气缸盖温度场数值模拟[J]. 柴油机设计与制造 2006, 14(2): 18-20.
 [9] 庞铭,谭建松,解志民,等. 蠕墨铸铁气缸盖激光热冲击研究[J]. 机电工程技术 2011 40(1): 72-74.
 [10] 郑远春,王艳武,杨立. 异步电动机定子温度场仿真研究[J]. 机电工程技术 2009, 38(9): 76-78.
 [11] 刘彦奎,魏延刚. 基于 ABAQUS 的三环减速器多齿啮合效应分析[J]. 机械 2010 35(10): 27-28.
 [12] 石亦平,周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京:机械工业出版社 2006.
 [13] LEE C C, CHIANG K N, CHEN W K, et al. Design and analysis of gasket sealing of cylinder head under engine operation conditions [J]. **Finite Elements in Analysis and Design**, 2005(41): 1160-1174. [编辑:罗向阳]