

# 基于热-机耦合的柴油机气缸盖强度研究

伍鹏, 赵建华, 刘琦, 冯义

(海军工程大学 动力工程学院, 武汉 430033)

**摘要:**采用有限元分析软件 ANSYS 分析了某型柴油机缸盖的温度场分布和缸盖热应力以及缸盖在机械载荷作用下的应力场,然后运用热-机顺序耦合的方法,将热负荷和机械载荷同时加载于缸盖,研究其在多种载荷作用下的应力场和变形情况。研究表明:缸盖温度最高点和热应力最大值出现在火力面鼻梁区和靠近排气门的喷油器座孔的一侧;热-机耦合应力作用下,缸盖的最大应力点出现在两个进气门之间的鼻梁区和两个排气门之间的鼻梁区,缸盖承受的最大拉应力未超过材料的许容拉应力;缸盖的最小疲劳安全系数和最小疲劳寿命均满足设计要求。

**关键词:**缸盖;有限元;温度场;顺序耦合;应力场

**本文引用格式:**伍鹏,赵建华,刘琦,等.基于热-机耦合的柴油机气缸盖强度研究[J].兵器装备工程学报,2016(10):158-163.

**Citation format:** WU Peng, ZHAO Jian-hua, LIU Qi, et al. Analysis of Thermal-Mechanism Coupled Stress Field of a Diesel Engine Cylinder Head[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2016(10):158-163.

中图分类号:TK422

文献标识码:A

文章编号:2096-2304(2016)10-0158-06

## Analysis of Thermal-Mechanism Coupled Stress Field of a Diesel Engine Cylinder Head

WU Peng, ZHAO Jian-hua, LIU Qi, FENG Yi

(School of Power Engineering, Naval University of Engineering of PLA, Wuhan 430033, China)

**Abstract:** By applying a sort of finite element analysis software called ANASYS, this paper analyzed one type of diesel engine cylinder's temperature field distribution, the thermal stress and the stress field driven by mechanism load. Through thermal-mechanism indirect coupled method and imposing both thermo-analysis data and mechanism load on the cylinder, this paper researched the stress field and deformation of such a type of cylinder head under the action of the multiple loads. The research results indicated that the highest temperature and the maximum thermal appeared on the bridge zone of the firepower area and the area of injector-seat bore which is beside the exhaust valve. Furthermore, under the thermal-mechanism coupled effect, the maximum stress point appears on the bridge zone between the two intake valves and that of the two exhaust valves, and the maximum pulling stress that the cylinder head bore is less than the allowable tensile stress of the material. And also, the minimum fatigue safety coefficient and the minimum fatigue life could both meet the design requirements.

**Key words:** cylinder head; finite element; temperature field; sequential coupling; stress field

近年来随着柴油机功率密度的不断提高,气缸盖的可靠性已成为衡量柴油机耐久性的重要指标之一<sup>[1]</sup>。而影响缸

盖的可靠性的关键性因素中,刚度或者强度不足(如火力面鼻梁区产生热裂纹以及疲劳应力等)是目前普遍关注的热

收稿日期:2016-05-16;修回日期:2016-06-10

基金项目:国家自然科学基金项目(51079156)

作者简介:伍鹏(1986—),男,硕士研究生,主要从事动力机械结构优化设计研究。

点。由于气缸盖在工作中会同时受到较强的机械负荷和高的热负荷,只对其进行单独的热分析或机械分析意义不大。因此,研究缸盖在热-机耦合作用下的应力情况,对研究其失效形式和结构优化有重要意义<sup>[2]</sup>。

鉴于该型气缸盖结构紧凑的特点,对缸盖整体进行实体建模,再针对缸盖热-机耦合问题建立有限元计算模型,分析耦合作用下结构强度与刚度的情况,为气缸盖设计、优化提供了参考依据。

## 1 有限元建模

### 1.1 缸盖实体模型

采用 PROE 软件,对缸盖进行了三维实体建模。为了保证分析的准确性,对缸盖的尺寸及主要结构不作简化,但对那些影响网格划分,却又对结果影响很小的销钉孔、螺纹孔、小倒角及测试孔等不予考虑<sup>[3]</sup>。缸盖材料性能参数如表 1,缸盖三维实体模型如图 1。

表 1 缸盖材料属性

材料种类	泊松比	弹性模量/ GPa	热膨胀系数/ (1/K)
球墨铸铁	0.25	130	$11 \times 10^{-6}$
抗拉强度/ MPa	热导率/ (W/(m·J))	比热容/ (J/(kg·K))	密度/ (kg·m <sup>-3</sup> )
446-551	52	470	7 570

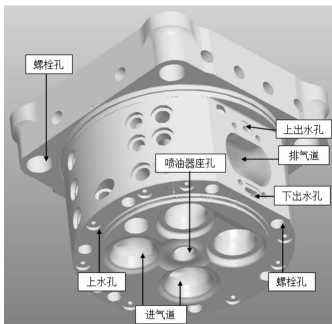


图 1 缸盖实体模型

### 1.2 缸盖网格模型

由于缸盖结构复杂,曲面较多,故采用对复杂结构有很好的适应性的四面体非结构网格对缸盖结构进行网格划分。为使计算结果准确,采用分区处理,将缸盖内表面及外表面按照不同的边界条件加载要求,分成不同的区,然后进行四面体网格划分。

本模型划分的网格节点数为 183 814 个,单元数为 107 773 个。对网格进行检查,满足分析要求。划分好的网格模型如图 2 所示。

### 1.3 缸盖热边界条件

气缸盖温度场分析最难确定的就是热边界条件。通常

确定换热规律是以传热学理论为基础,对相关公式进行修改或者补充,再根据气缸盖的结构和冷却方式,参考相似机型以确定气缸盖的换热边界条件。通过参考相关文献,将气缸盖分为几个区域,分别确定各区域的热边界条件,缸盖分区图如图 3 所示。

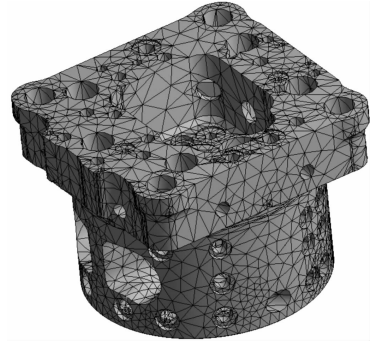


图 2 缸盖网格模型

表 2 工况参数

参数名称	转速/ (r·min <sup>-1</sup> )	背压/ MPa	真空度/ MPa	功率/ KW
值	750	0.042	0.005 34	1 500

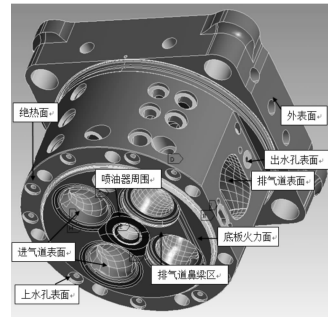


图 3 缸盖热边界分区图

#### 1) 火力面边界条件

火力面传热适用于第 3 类边界条件,采用修正的 Eichelberg 公式<sup>[4]</sup>,如式(1):

$$\alpha_g = k_o \cdot \sqrt[3]{C_m} \cdot \sqrt{P_g \cdot T_g} \quad (1)$$

根据表 2 所示工况参数,利用 AVL BOOST 软件进行缸内一维工作过程计算,得出缸内一个循环的压力、温度和对流换热系数随曲轴转角的变化关系,如图 4 所示。

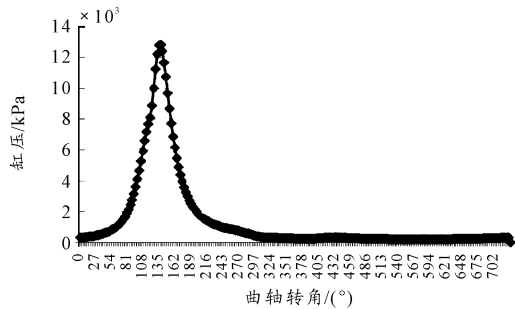
为了得到缸盖的稳态温度场,采用平均对流换热系数和平均燃气温度作为第三类边界条件。采用下式对缸内燃气温度和对流换热系数分别取加权平均<sup>[5]</sup>,

$$f_m = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} f(\theta) \cdot d\varphi \quad (2)$$

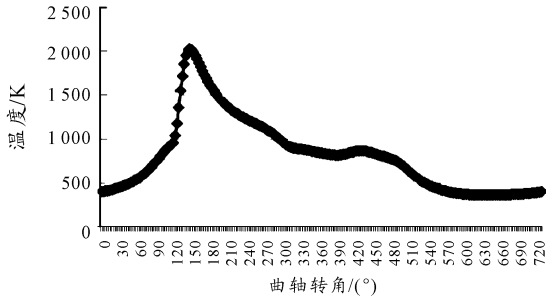
通过参考同类机型缸盖火力面的温度分布情况<sup>[6]</sup>,在计算中对缸盖火力面区域采用分区施加换热系数的方法,将火力面分为 3 个区域,如图 5 所示。

表3 火力面分区及其换热系数

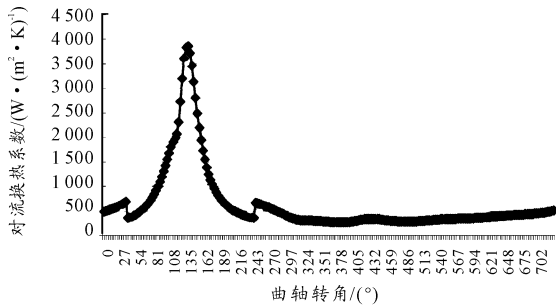
分区	火力面 1区	火力面 2区	火力面 3区
$r_i$	1.6	1.2	0.801
$a_w / (W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1})$	854.42	640.815	427.744



(a) 缸内压力随曲轴转角的变化



(b) 缸内温度随曲轴转角变化



(c) 对流换热系数随曲轴转角变化

图4 压力、温度和换热系数随曲轴转角变化关系曲线

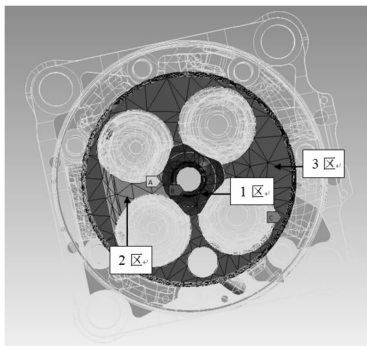


图5 缸盖火力面分区示意图

分区确定后,各分区的面积 $A_i$ 也就确定:

$$\sum_{i=1}^3 r_i \times \frac{A_i}{A} = 1 \quad (3)$$

式中, $A_i$ 为第 $i$ 个分区面积, $A$ 为火力面总面积, $r_i$ 为第 $i$ 区换热系数与平均值的比。根据式(3)得到各分区对流换热系数 $a_w$ ,如表3所示。

## 2) 冷却水套壁面边界条件

冷却水与缸盖水套壁面的换热系数 $a_w$ 与循环水的流动情况以及气缸套表面的特性有关。由宗涅肯公式计算:

$$a_w = 300 + 1800\sqrt{W_m} \quad (4)$$

式中 $W_m$ 为冷却水的流速。

根据计算结果,将水套壁面自下而上分为3个区,分别加载温度和对流换热系数。

## 3) 进气道壁面边界条件

进气道壁面:此型号柴油机进气道为直流进气道,因此,取较小的对流换热系数,而进气温度取略高于环境温度。

## 4) 排气道壁面边界条件

与进气道相比,排气道的环境温度要高得多,环境温度与壁面温度的差值也比较大,因此换热系数较高。

## 5) 其他表面边界条件

外表面传热系数参考同类机型,换热系数取经验值,流体温度取环境温度;螺栓孔及工艺孔等取为绝热边界。

由于在网格划分时采用分区处理,所以边界条件加载简明方便,具体的边界条件如表4。

表4 热分析的边界条件

边界名称	对流换热系数/ ( $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$ )	流体温度/ K
进水孔表面	3 000	358
出水孔表面	3 000	362
下层水套	8 000	360
中层水套	5 000	360
上层水套	4 000	360
进气道壁面	350	323
排气道壁面	400	773
外表面	20	293
火力面1区	854	744
火力面2区	641	744
火力面3区	428	744
螺栓孔表面		绝热

## 1.4 机械力边界条件

缸盖力学边界有螺栓预紧力、燃气压力、排气门座圈过盈力,引起机械负荷的主要是缸盖预紧力及燃气压力。将缸盖作用力位置及约束位置示于图6。

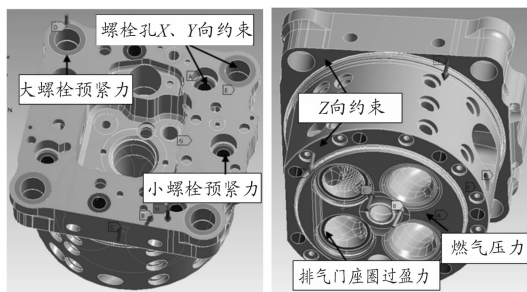


图6 缸盖的热变形结果

### 1) 火力面燃气作用

根据 AVL BOOST 的仿真,缸内一个循环压力曲线如图4(a),对应的峰值压力为 12.8 MPa,将此峰值压力加载于缸盖火力面。

### 2) 小螺栓预紧力

缸盖与缸套之间用 7 个小螺栓联接,按照手册规定,每个螺栓的预紧力矩为 0.15 kN·m,按照下式计算作用在每个螺栓上的预紧力:

$$M_i = k \cdot p_0 \cdot d \cdot 0.001 \quad (5)$$

### 3) 大螺栓预紧力

按照手册规定,将缸盖与缸套的联结体通过 4 个缸盖螺栓固定于机体上,每个螺栓预紧力为 65 MPa,按照下式换算为均布载荷作用于缸盖上表面螺母的作用面上。

$$P = P_c \cdot D_c^2 / (D_0^2 - D_c^2) \quad (6)$$

### 4) 排气门过盈力

按照下式计算排气门座圈处过盈力:

$$P = \frac{\frac{\Delta_0}{d_i}}{\frac{1}{E} \left( \frac{d_0^2 + d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} + \sigma \right) + \frac{1}{E'} \left( \frac{d_i^2 + d_1^2}{d_i^2 - d_1^2} - \sigma' \right)} \quad (7)$$

将计算出来的过盈力均布作用于座圈与排气道的接触区域。

### 5) 固定约束

约束大、小螺栓孔沿 X、Y 方向的位移为零;约束缸盖与缸套接触表面沿 Z 方向的位移为零;约束缸盖突肩与机体接触面沿 Z 方向的位移为零。

## 2 缸盖的温度场及热应力计算

### 2.1 温度场计算

将表 4 的热边界条件加载于热分析模型中,得出缸盖的温度场如图 7 所示。

从图 7 可看出,缸盖最高温度为 522.04 K,最低温度为 352.46 K,最高温度出现在两排气门之间的鼻梁区、喷油器座孔靠近排气门一侧。由于铸铁的蠕变温度约为 540℃,故缸盖的最高温度未超过材料的蠕变温度,因此,从热负荷角度看,缸盖材料和结构是安全的。

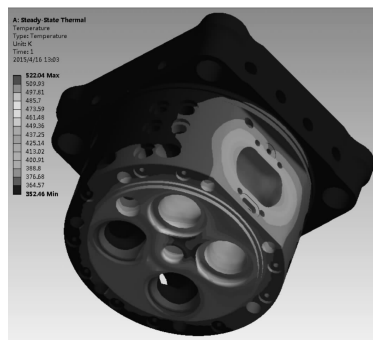
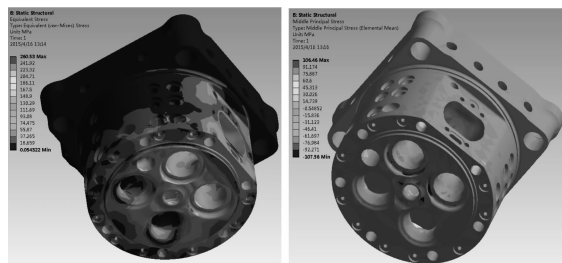


图7 缸盖温度场

### 2.2 热应力计算

将缸盖有限元模型中的热分析单元 SOLID70 转化为结构分析单元 SOLID185,在此基础上,加载温度场计算结果,得出缸盖在温度载荷下的热应力结果如图 8 所示。



(a) Von-Mises应力

(b) 缸盖热应力

图8 缸盖热应力场

从图 8 可看出,缸盖在温度载荷下的最大应力为 260.33 MPa,出现在两排气门之间的鼻梁区;最小热应力约为 0,位于外表面区域。另外,排气门座圈附件环面热应力值也较大。

### 2.3 热变形计算

缸盖在温度载荷下热变形结果如图 9 所示。

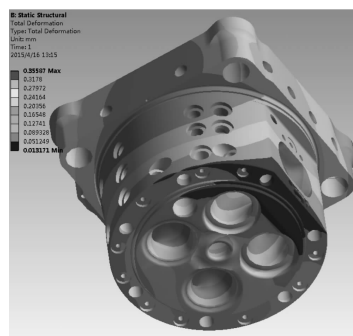


图9 缸盖的热变形结果

从图 9 可以看出来,缸盖在温度载荷下的最大热变形量为 0.35 mm,出现在缸盖上表面的大螺栓孔附近以及火力面的两个排气道周围;最小变形量为 0.01 mm,主要分布于缸盖中部。

### 3 缸盖机械应力分析

#### 3.1 机械应力计算

将 1.4 节的机械力边界条件加载到缸盖有限元模型上, 得出其机械应力场如图 10 所示。

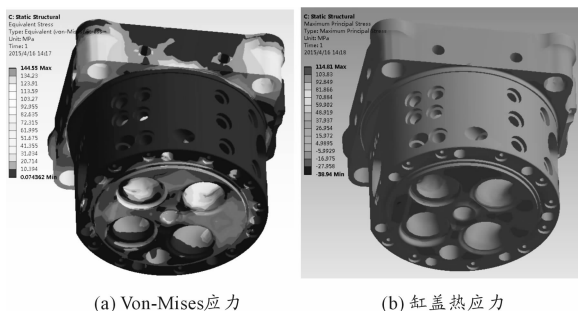


图 10 缸盖机械应力场

从图 10(a)可以看出, 缸盖在单纯的机械负荷作用下, 机械应力较小, 其最大值为 144.55 MPa, 分布于两个进气门、两个排气门之间的鼻梁区以及缸盖大螺栓孔的表面; 最小机械应力约为 0.07 MPa。从图 10(b)可以看出, 缸盖在单纯的机械载荷作用下, 最大压应力为 114.81 MPa, 分布于火力面外沿与缸套内壁面的接触区域; 最大拉应力为 38.94 MPa, 分布于两排气门之间的鼻梁区。

#### 3.2 机械变形计算

缸盖在机械载荷下的变形量如图 11 所示。



图 11 缸盖在机械载荷下的变形量

从图 11 可以看出, 缸盖在机械载荷作用下变形量非常小, 其最大变形量为 0.06 mm, 分布于两进气门之间的鼻梁区。此外, 缸盖螺栓孔处的机械变形也较大, 大约在 0.02 mm 左右。

### 4 缸盖热-机耦合应力分析

#### 4.1 热-机耦合应力分析

将缸盖温度场计算结果作为温度载荷加载于缸盖有限元模型; 再将缸内一个工作循环中的压力如图 4(a) 加载到缸盖有限元模型上。如 3.1 节所述, 在缸盖有限元模型上加载机械载荷及固定约束, 计算出缸盖在热-机械耦合作用下

总体应力场分布, 如图 12 所示。

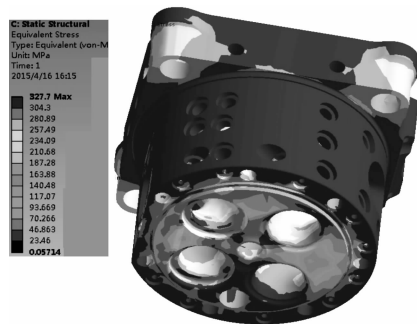


图 12 缸盖热-机耦合应力

从图 12 可以看出, 缸盖在热-机耦合作用下的最大应力为 327.7 MPa, 且最大热-机耦合应力分布于缸盖两进气门之间的鼻梁区和两个排气门之间的鼻梁区; 此外, 由于约束了螺栓孔和突肩下表面的位移, 因此, 缸盖螺栓孔周围的应力值比较大。从整体来看, 缸盖的热-机耦合应力的最大值没有超过材料的极限应力(铸铁抗拉强度约为 446 ~ 551 MPa)。

#### 4.2 结构变形分析

缸盖在热-机耦合作用下的整体结构变形结果如图 13 所示。

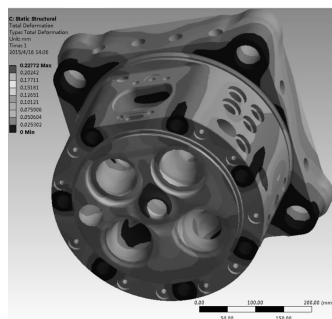


图 13 缸盖热-机耦合变形结果

从图 13 可以看出, 缸盖在热-机耦合作用下的最大变形量为 0.22 mm, 分布于喷油器座孔周围, 此外, 缸盖上表面的自由表面处变形量也比较大, 约为 0.20 mm; 缸盖在热-机耦合作用下基本没有变形, 这是由于缸盖与缸套之间接触面设置了 Z 向约束, 而此处的螺栓孔表面设置了 X、Y 向约束。从整体来看, 缸套在热-机耦合作用下的整体变形均比较小, 因此, 基本不影响缸盖与其他零部件之间的装配。

### 5 疲劳安全分析

设置缸盖材料的 N-S 曲线, 采用 GOODMAN 理论计算缸盖的疲劳寿命, 采用 DANG VAN 疲劳理论计算缸盖的疲劳安全系数, 计算得出缸套的疲劳安全系数云图及疲劳寿命云图分别如图 14、图 15 所示。



图 14 缸盖结构的疲劳安全系数云图



图 15 缸盖结构的疲劳寿命云图

从图 14 可以看出,缸盖结构的最小疲劳安全系数为 1.913,大于 1,满足设计要求。但从图可以看出,缸盖下底面螺栓孔与上水孔之间的薄壁区域疲劳安全系数均比较小。此外,缸盖上表面大螺栓孔的外沿区域,疲劳安全系数也比较小,最先疲劳破坏的位置可能位于此区域。从图 15 可以看出,缸盖的最小疲劳寿命值为  $3.372 \times 10^{10}$ ,大于  $1 \times 10^{10}$ ,满足设计要求。同时可以看出,整个缸盖的疲劳寿命比较均衡,其值均接近  $1 \times 10^{20}$ ,只是在缸盖上表面大螺栓孔边缘以及缸盖下表面螺栓孔与上水孔的薄壁区域,疲劳寿命值比较小,接近  $1 \times 10^{14}$ 。从整体来看,缸盖的疲劳安全系数和疲劳寿命满足设计要求。

## 6 结论

1) 由稳态温度场分析得出,缸盖最高温度出现在两排气门之间的鼻梁区、靠近排气门一侧的喷油器座孔以及排气门座圈环面;缸盖的最高温度未超过材料的蠕变温度,因此,从热负荷角度看,缸盖材料和结构是安全的。

2) 对缸盖在实际工作中的热-机耦合应力进行了计算,缸盖在热-机耦合作用下的最大应力分布于缸盖两进气门之间的鼻梁区和两个排气门之间的鼻梁区;此外,由于约束了螺栓孔和突肩下表面的位移,缸盖螺栓孔周围的应力值也比较大。但从整体来看,缸盖的热-机耦合应力最大值没有超过材料的极限应力。

3) 对缸盖实际工作中的疲劳寿命进行分析,最易发生疲劳破坏的位置在缸盖底面螺栓孔与上水孔之间的薄壁区和缸盖上表面大螺栓孔边缘区域。从整体来看,缸盖的疲劳安全系数和疲劳寿命仍满足设计要求。

## 参考文献:

- [1] 盖洪武,程颀,姚秀功. 柴油机气缸盖结构参数多目标优化[J]. 汽车工程,2014(7):828-832.
- [2] 胡祝昌. 基于多场耦合分析的柴油机气缸盖结构仿真研究及疲劳寿命预测[D]. 太原:中北大学,2012.
- [3] 曹海滨,王家宏. 船用 6300 柴油机缸套热负荷的有限元分析[J]. 浙江海洋学院学报(自然科学版),2006,25(4):414-416.
- [4] 万平原,谢志强. 4120SG 柴油机缸盖温度场及应力分析[J]. 中国水运,2007,5(11):193-194.
- [5] 吕建明. 缸盖传热边界条件的反求方法研究[D]. 武汉:海军工程大学,2011:23-24.
- [6] 徐聪聪. 柴油机气缸盖热-流-固多场耦合仿真研究[D]. 太原:中北大学,2011.

(责任编辑 杨继森)