

DOI: 10.7652/xjtuxb201307005

气缸盖中两相流沸腾换热热机耦合仿真分析

何联格, 左正兴, 向建华

(北京理工大学机械与车辆学院, 100081, 北京)

摘要: 基于汽液两相流沸腾换热的基本理论和计算方法,对某柴油机气缸盖与冷却水腔组成的流固耦合传热系统进行了整场求解,得到了气缸盖的温度场分布,并通过与气缸盖温度场试验结果对比分析,证明了计算模型的有效性。将温度场结果施加于气缸盖、螺栓、机体所组成的热机耦合系统中,对气缸盖进行了结构强度计算,得到了气缸盖火力面热机耦合应力分布。采用试验设计方法,将冷却水进口温度和速度作为输入参数,对火力面应力较大区域的最大等效应力进行了响应分析,结果表明:考虑汽液两相流的沸腾换热可以有效降低气缸盖火力面的最大热机耦合应力;火力面的最大应力出现在喷油器座孔周围;冷却水进口温度对火力面应力较大区域的最大等效应力的影响不可忽略。

关键词: 柴油机气缸盖;汽液两相流;流固耦合传热;沸腾换热;热机耦合

中图分类号: TK422.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)07-0023-06

Cylinder Head Thermo-Mechanical Coupling Simulation on Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer System

HE Liange, ZUO Zhengxing, XIANG Jianhua

(School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: From the theory and calculation methods of vapor-liquid two-phase flow boiling heat transfer, the fluid-solid coupling heat transfer system comprising a cylinder head and a cooling water jacket for a diesel engine was solved. The distribution of the cylinder head temperature was obtained and validated by the experimental data. The cylinder head temperature field simulation result was added to the thermo-mechanical coupling system which consists of the cylinder head, bolts and cylinder block, and the distribution of the cylinder head thermo-mechanical coupling stress field was achieved. Using the experiment design method, the cylinder head flame-face maximum equivalent stress of some large stress areas were analyzed with the cooling water inlet temperature and velocity as input parameters. The results show that considering the vapor-liquid two-phase flow boiling heat transfer can effectively reduce the maximum thermo-mechanical coupling stress of the cylinder head flame-face. The maximum thermo-mechanical coupling stress appears around the injector hole. In addition, the effects of cooling water inlet temperature on the cylinder head flame-face maximum equivalent stress of some large stress areas cannot be ignored.

Keywords: diesel engine cylinder head; gas-liquid two-phase flow; fluid-solid coupled heat transfer; boiling heat transfer; thermo-mechanical coupling

收稿日期: 2012-11-07。 作者简介: 何联格(1984—),男,博士生;向建华(通信作者),男,副教授,硕士生导师。 基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目(1030021210710)。

网络出版时间: 2013-04-23

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130423.1659.001.html>

柴油机气缸盖结构复杂,而且还受到缸内燃气爆发所产生的交变机械和热负荷的综合影响,特别是在气缸盖火力面喷油器孔座与进排气门座之间的鼻梁区,热应力与机械应力之比甚至达 $39.4:1^{[1]}$,这将使热疲劳失效更加突出,因此研究气缸盖火力面温度分布和热机耦合应力分布显得尤为重要。

柴油机强化程度的不断提高,使得气缸盖水腔内冷却水的流动与换热变得更为复杂,特别是在火力面与排气道周围的一些高温区域,冷却水会产生大面积沸腾,但目前对沸腾现象的研究主要集中在单纯理论分析或者试验测量阶段,对气缸盖内冷却水的 CFD 计算仍未考虑汽液两相的流动和沸腾换热,从而影响了气缸盖温度场计算的准确性和热机耦合应力的计算精度和可靠度。

据此,本文基于汽液两相流沸腾换热的基本理论和数值计算方法,以某柴油机气缸盖为研究对象,采用耦合场的数值方法对气缸盖和冷却水腔所组成的流固耦合传热系统,及气缸盖、缸盖螺栓和机体所组成的热机耦合系统进行了计算,采用试验设计方法对冷却水进口速度和温度参数影响气缸盖火力面最大热机耦合应力进行了研究,以期为进一步合理评价气缸盖内冷却水的流动和传热状态,以及进行高强度柴油机气缸盖的设计提供指导。

1 计算基本理论

1.1 流固耦合传热计算理论

在流固耦合系统的界面处,流体域吸收的能量应该等于固体域传出的能量,因此描述气缸盖固体热传导的 Fourier 方程和冷却水流体流动及传热的控制方程组^[2]如下

$$K \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\text{wf}} = Q = h(T_f - T_w) \quad (1)$$

式中: K 为固体的导热系数; T_w 为壁面温度; T_f 为流体温度; h 为局部对流换热系数。

1.2 两相流沸腾换热模型

1.2.1 壁面沸腾模型^[3-4] 流动沸腾中壁面上的全部热量首先传递到临近壁面的过热液体微层上,热量传递过程分为 2 个时间段:气泡的生长时间段和等待时间段。壁面传递的热量一部分用来产生相变,另一部分用来提高液相温度。壁面上总的换热热流 Q 包括 3 个部分:沸腾壁的导热 Q_q 、气泡或核心的换热 Q_c 及未被气泡覆盖的液体与壁面的对流换热 Q_e ,即

$$Q = Q_c + Q_q + Q_e = A_{1f} h_c (T_w - T_{liq}) +$$

$$A_{2f} h_q (T_w - T_{liq}) + \frac{\pi}{6} d_{\text{dep}}^3 f \delta \rho_g H_{lg} =$$

$$St \rho_{liq} c_{p,liq} u_{liq} A_{1f} (T_w - T_{liq}) +$$

$$A_{2f} 2f \left(\frac{t_{\text{wait}} \lambda_{liq} \rho_{liq} c_{p,liq}}{\pi} \right)^{1/2} (T_w - T_{liq}) +$$

$$\frac{\pi}{6} d_{\text{dep}}^3 f \delta \rho_g H_{lg} \quad (2)$$

$$A_{1f} = \min[1, \pi T d_{\text{dep}}^2] \quad (3)$$

$$A_{2f} = \max[10^{-4}, 1 - A_{1f}] \quad (4)$$

$$t_{\text{wait}} = 0.8/f \quad (5)$$

$$\delta = (185(T_w - T_{liq}))^{1.805} \quad (6)$$

$$f = (4g(\rho_{liq} - \rho_g)/(3d_{\text{dep}}\rho_{liq}))^{1/2} \quad (7)$$

$$d_{\text{dep}} = \min(0.6 \exp(-(T_{\text{sat}} - T_{liq})/45), 1.4) \quad (8)$$

式中: St 为本地斯坦顿数; λ_{liq} 为液相的导热率; f 为汽泡成核频率^[5-6]; T_{liq} 和 u_{liq} 分别为近壁计算区域液相的温度和速度; t_{wait} 为从汽泡脱离到下一汽泡产生的等待时间; A_{1f} 为汽泡核化面积; δ 为核化点密度^[5-6]; d_{dep} 为汽泡脱离直径^[5-6]; A_{2f} 为单相对流面积; $c_{p,liq}$ 为液体比热容; ρ_g 为汽相的密度; ρ_{liq} 为液相的密度; H_{lg} 为液体的汽化潜热; T_{sat} 为液相的饱和温度。

1.2.2 热相变模型^[3-4] 在过冷沸腾流中,两相之间热量和质量的传递由汽泡在加热壁面的汽化和在冷却液中的凝结来描述。汽化汽泡在脱离加热壁面时被过冷液体包围而凝结。相变的过程包含相间热量的传递,可以用热相变模型来模拟。单位时间单位体积通过相边界的相间传热

$$Q_{lg} = h_{lg} A_{lg} (T_g - T_{liq}) \quad (9)$$

式中: A_{lg} 为汽液两相界面间面积, $A_{lg} = 6r_g/d_b$, d_b 是汽泡平直径; h_{lg} 为汽液两相间的传热系数, $h_{lg} = Nu_b \lambda_{liq}/d_b$ 。对于不可压缩牛顿流,汽泡的努赛尔数

$$Nu_b = 2 + 0.6 Re_b^{0.5} Pr_1^{1/3} \quad (10)$$

式中: Re_b 为汽泡的雷诺数; Pr_1 为汽泡周围液体的普朗特数。

单位时间单位体积通过相边界的相间凝结率

$$\Gamma_{\text{cond}} = h_{lg} A_{lg} (T_g - T_{liq})/H_{lg} \quad (11)$$

1.2.3 相间动量传递^[3-4] 在过冷沸腾流中,相间动量的传递通常由界面力来描述^[3]:相间曳力 F_D 和非曳力(紊流耗散力 F_{TD} 、浮升力 F_L 、壁面滑移力 F_w 和虚拟质量力 F_{VM})。 F_D 由界面间摩擦系数和作用在汽泡上的不同压力引起的,即

$$F_D = \frac{3C_D}{4d_b} r_g \rho_{liq} |U_g - U_{liq}| (U_g - U_{liq}) \quad (12)$$

式中: C_D 为曳力系数; r_g 为汽相的体积分数; U_g 和

U_{liq} 分别为汽相和液相的速度。

F_L 是离散相在旋转的连续相中受到的剪切应力,与连续相密度呈正比关系,若离散相密度与连续相密度相差不大或者大小为同一数量级,则计算时 F_L 应加以考虑。 F_L 与连续相的相切应变速率相关,若连续相剪切层厚度与离散相的平均粒子直径相差不大,则计算时 F_L 应加以考虑。 F_L 作用在两相相对运动的垂直方向,即

$$F_L = C_L r_g \rho_{liq} (U_g - U_{liq}) \times \omega_g \quad (13)$$

式中: C_L 为浮力系数, $C_L=0.1$; $\omega_g = |\nabla \times U_g|$ 。

F_{TD} 是由湍流旋涡与相间曳力相互作用引起的,在它的作用下流体从高浓度区向低浓度区扩散,计算式如下

$$F_{TD} = C_{TD} \frac{3C_D \mu_{liq}}{4d_b \sigma_t} \left(\frac{\nabla r_g}{r_g} - \frac{\nabla r_{liq}}{r_{liq}} \right) \quad (14)$$

式中: σ_t 为液相湍流施密特数, $\sigma_t=0.9$; C_{TD} 为湍动能耗散系数, $C_{TD}=1.0$; r_{liq} 为液相的体积分数。

F_w 可将离散相推离壁面,仅在临近壁面的薄层起作用,即

$$F_w = -r_g \rho_{liq} \frac{(U_g - U_{liq})^2}{d_b} \max \left(C_1 + C_2 \frac{d_b}{y_w}, 0 \right) n_w \quad (15)$$

式中: y_w 为最近壁面距离; n_w 为壁面单位法向量; $C_1=-0.01$, $C_2=0.05$ 。

F_{VM} 与相对相间加速度成正比,若离散相的密度小于连续相,则计算时 F_{VM} 作用应予以考虑,即

$$F_{VM} = r_g \rho_{liq} C_{VM} \left(\frac{D_g U_g}{D_t} - \frac{D_l U_{liq}}{D_t} \right) \quad (16)$$

式中: C_{VM} 是虚拟质量力系数,对于围绕独立球体的非黏性流, $C_{VM}=0.5$ 。

2 仿真模型

本文选取第3缸为研究对象,并采用 Pro/E 软件分别建立了气缸盖、机体及缸盖螺栓的较为详细的实体模型,并进行了装配。建立气缸盖的实体模型时复杂的进排气道和冷却水腔均为实际铸造的沙芯尺寸。气缸盖和冷却水腔的实体模型如图1和图2所示。

计算时气缸盖和冷却水腔采用四面体非结构化网格,实体装配模型进行整场离散。气缸盖总体网格密度采用6 mm划分且局部加密,水腔壁面网格密度采用4 mm划分且局部加密,机体网格密度采用10 mm划分,螺栓网格密度采用4 mm划分。气缸盖流固耦合传热系统及热机耦合系统计算区域网格分

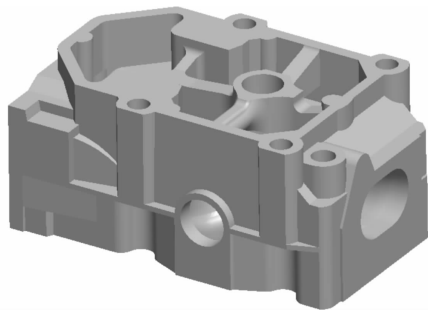


图1 气缸盖实体模型

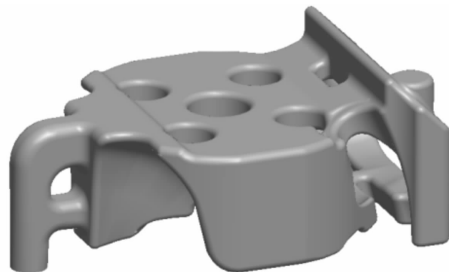


图2 冷却水腔实体模型

别如图3和图4所示。计算中冷却水及汽化后产生的水蒸气均为 CFX 软件材料库自带材料,各自的物性参数见文献[7];气缸盖和机体材料均为灰铸铁,密度为7 870 kg/m³,比热容为447 J/(kg·K),导热系

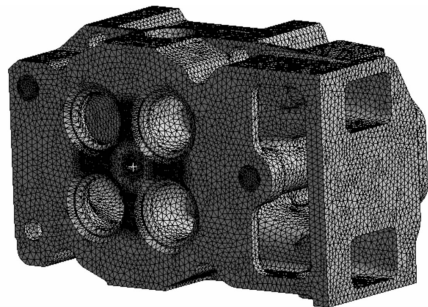


图3 流固耦合传热系统计算区域网格

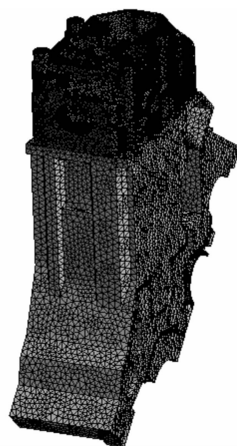


图4 热机耦合系统计算区域网格

数为 $52 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 弹性模量为 $1.2 \times 10^5 \text{ MPa}^{-1}$, 泊松比为 0.30, 线膨胀系数为 $1.1 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$; 螺栓密度为 $7854 \text{ kg}/\text{m}^3$, 比热容为 $434 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 导热系数为 $60 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 弹性模量为 $2.0 \times 10^5 \text{ MPa}^{-1}$, 泊松比为 0.30, 线膨胀系数为 $1.2 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ 。

3 计算方法及边界条件

3.1 计算方法

3.1.1 两相流沸腾换热计算方法 仿真中控制方程的离散采用有限容积法, 计算时基于欧拉分相模型; 离散格式中体积含汽率采用迎风格式, 压力采用中心差分格式^[8]; 压力修正和体积份额计算采用全场 STONE 方法, 流体的压力、速度耦合基于改进的 SIMPLE 算法, 相间传输项耦合采用 Spalding 相间滑动算法的改进算法^[8]。计算中, 连续、离散相的液相水为连续相, 采用湍流双方程模型; 水蒸气为离散相, 采用零阻力传热模型, 离散相的壁面采用自由滑移壁面条件。假设水蒸气以细胞状流型存在, 细小气泡是环形的, 仿真计算时气泡平均直径取 2 mm 。在不考虑重力的影响下, 假设两相处于同一个压力场。计算中采用稳态计算模式来求解两相各自的质量、动量及能量守恒方程, 当汽相和液相流场的压力和速度的残差小于 10^{-3} 时, 计算收敛且退出程序。

3.1.2 热机耦合计算方法 耦合场的分析方法可归结为 2 种: 直接耦合和间接耦合。直接耦合利用了所有必须自由度的耦合单元类型, 仅仅通过一次求解就能得出耦合场分析结果; 间接耦合是按照顺序进行 2 次或更多次的相关场分析, 把第 1 次场的分析结果作为第 2 次场分析的载荷。间接热机耦合分析是将由热分析得到的节点温度作为“体力”载荷施加在后序的结构应力分析中。本文采用间接热机耦合来实现柴油机气缸盖结构强度的计算。

3.2 边界条件

3.2.1 热边界 根据柴油机的基本型号和参数, 采用 GT-Power 软件构建出发动机的热力学循环模型^[9], 根据计算结果确定出火力面的传热情况及进排气道的环境温度和传热情况, 其中: 气缸盖外表面温度为 293 K , 对流换热系数为 $20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 进气道侧温度为 323 K , 对流换热系数为 $150 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 排气道侧温度为 1065 K , 对流换热系数为 $1520 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 气缸盖火力面平均温度为 1004 K , 对流换热系数为 $1520 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。计算时火力面沿径向分为 9 个区^[10], 如图 5 所示, 并采用半经验公

式计算各个分区的对流换热系数, 即

$$\sum_{i=1}^9 A_i \alpha_i = A \alpha_{\text{gm}} \quad (17)$$

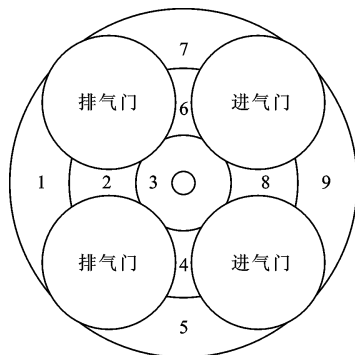
式中: A_i 、 α_i 分别为各分区的换热面积和换热系数; A 、 α_{gm} 分别为火力面总面积和燃气平均换热系数。

3.2.2 流动边界 冷却水的流动边界条件包括进出口及壁面等。由于进口流体为水, 所以水的体积系数为 1, 水蒸气的为 0。冷却水进口边界为速度条件, 根据试验工况测量结果, 冷却水进口处温度为 363 K , 冷却水进口流速为 4 m/s 。水总管直径为 18 mm 时, 冷却水进口处湍动能 K_∞ 、湍动能耗散率 ϵ_∞ 由进口的来流速度 u_∞ 确定, 即

$$K_\infty = \frac{3}{2} (0.05 u_\infty)^2 \quad (18)$$

$$\epsilon_\infty = C_\mu K_\infty^{3/2} / L \quad (19)$$

式中: C_μ 为经验系数; L 为湍流特征长度, $L=0.09$ 。冷却水出口边界为压力条件, 出口压力为定常数, 并假设两相处于同一个压力场, 出口压力为试验测量值 0.1 MPa 。壁面采用无滑移壁面边界条件。



1~9:火力面分区编号

图5 气缸盖火力面分区

3.2.3 应力场计算边界 应力边界条件: 气缸盖是通过 4 个紧固螺栓与机体相连的, 根据计算得出的螺栓预紧力约为 87512 N ; 将气门所受到的爆发压力等效转化为压力载荷施加在气缸盖气门座圈处, 则等效转换后施加在气缸盖每个进气门座处的压力为 121 MPa , 每个排气门座处的压力为 113 MPa ; 缸内最大爆发压力为 20 MPa 。位移边界条件: 在机体的对称面上施加对称约束, 机体与主轴承座连接部位的位移为全约束。接触边界条件: 机体和气缸盖的接触面为非线性接触; 螺帽下表面与气缸盖上表面绑定; 螺杆表面与机体螺栓孔表面绑定。热机耦合载荷: 气缸盖温度场计算结果以体载荷的形式作为应力边界条件来加载。

4 计算结果分析

4.1 温度场计算结果

考虑两相流沸腾换热情况下气缸盖火力面的温度分布如图 6 所示。从图 6 可以看出,气缸盖火力面温度分布不均匀,气缸盖火力面最高温度出现在两排气门之间的鼻梁区附近,最高温度区靠近喷油器孔座,最高温度达到 306℃。

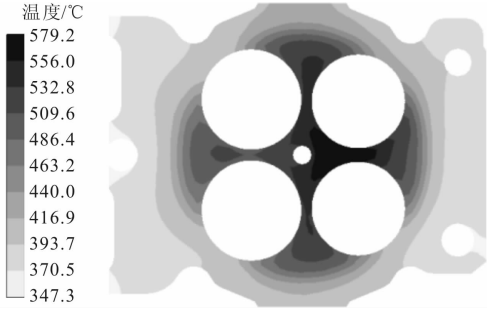
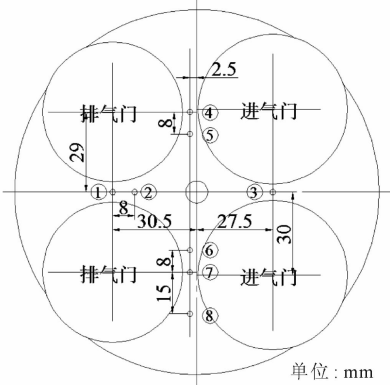


图 6 两相流沸腾换热情况下气缸盖火力面温度分布

4.2 计算模型的试验验证

温度测试选用热电偶测温方法,试验中选择自制的 K 型稳态热电偶,试验前热电偶经过温度标定,以保证测量结果的精度;试验用柴油机为单缸机,冷却系统为外循环,水泵由独立的电机驱动。为了验证计算模型的正确性,本文给出了 1 个标准大气压下,冷却水进口速度和温度分别为 4 m/s 和 90℃,汽泡直径为 2 mm 时,火力面 8 个温度测点的具体位置,如图 7 所示。为了证明两相流在沸腾条件下更有助于降低气缸盖火力面热负荷,本文还计算了单相流且不考虑沸腾换热下的气缸盖温度场。两相流考虑沸腾与单相流不考虑沸腾时火力面 8 个测点的温度分布如表 1 所示。从表 1 可以看出:考虑了两相流沸腾换热的温度计算结果更接近气缸盖温度



①~⑧:测点编号

图 7 火力面温度测点

场实际试验值;测量值与仿真值存在偏差,主要是仿真中边界条件采用经验公式计算的缘故,另外试验测试条件,如环境、发动机本身状态等,对试验测量值也有一定的影响。

表 1 火力面温度的测量值与仿真值对比

测点 编号	温度/℃			误差 /%
	单相仿真	两相仿真	测量结果	
①	343	299	284	5.3
②	348	306	273	12.1
③	244	236	206	14.6
④	289	263	228	15.3
⑤	300	272	234	16.2
⑥	314	275	243	13.2
⑦	307	268	238	12.6
⑧	298	266	221	20.4

4.3 热机耦合应力计算结果

单相流不考虑沸腾换热和汽液两相流考虑沸腾换热下的气缸盖火力面 von-Mises 应力分布如图 8、图 9 所示。从图 8、图 9 可以看出,火力面应力分布趋势基本相同,气缸盖火力面 von-Mises 应力分别位于火力面分区 1、3、5、7、8,其中分区 3 中的火力面喷油器座孔周围耦合应力最大,分别为 276.6 MPa 和 265.3 MPa,此部位是整个气缸盖设计的一个薄弱

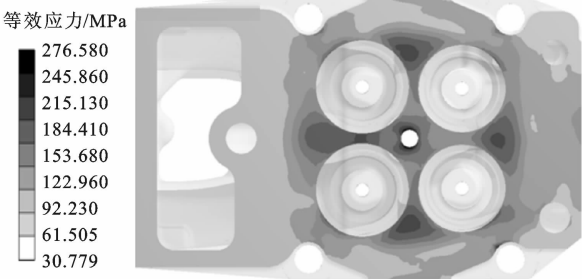


图 8 单相流不考虑沸腾换热下火力面应力分布

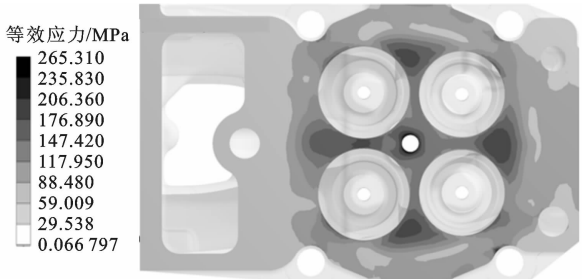


图 9 两相流沸腾换热下火力面应力分布

环节;分区 5、7 最大应力基本相同。结合温度场、应力场分析结果可以看出:在温度较高的排气门鼻梁区,应力值相对不是很大,而在温度较低的进气门鼻

梁区,应力值却比较大,这主要是排气门鼻梁区的排气环境温度比较高,接近火力面的环境温度,冷却水在该区域产生了沸腾,使得区域内侧与外侧之间的温度梯度比较小,因此应力值比较小;在进气门鼻梁区,进气经过增压中冷之后,进气道侧与火力面之间形成了很大的温度梯度,最终使得此处的热应力比较大。

4.4 火力面高应力分区响应分析

将冷却水腔进口温度、速度设为输入参数,由于分区 5、7 应力大小基本相同,因此将气缸盖火力面分区 1、3、5、8 最大等效应力设为输出参数。根据柴油机冷却水高温循环的设计要求,输入参数的温度范围为 358~373 K,速度范围为 3~6 m/s。

4.4.1 冷却水进口温度对应力的影响 火力面分区最大应力随冷却水进口温度的变化如图 10 所示。从图 10 可以看出:分区 1、5 最大等效应力与温度近似线性变化关系,分区 1 最大等效应力随着冷却水进口温度的升高而减小,分区 5 最大等效应力随着冷却水进口温度的升高而增大,但增大的幅度很小;分区 3、8 最大等效应力随着冷却水进口温度的升高先减后增,分区 3 最大等效应力减小的幅度更大,达到 10 MPa,分区 8 不足 2 MPa。可见,冷却水进口温度对火力面分区应力的影响不可忽略,特别是分区 3。综合考虑,要降低气缸盖火力面的最大等效应力(降低分区 3 最大等效应力),冷却水进口温度最好控制在 359 K 左右,这样非但有效降低了分区 3 的最大等效应力,分区 1、8 的最大等效应力亦有所减小,而分区 5 的最大等效应力几乎不变。

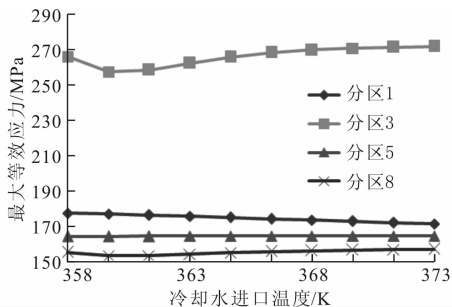


图 10 冷却水进口温度对分区最大等效应力的影响

4.4.2 冷却水进口速度对应力的影响 火力面分区最大等效应力随冷却水进口速度的变化如图 11 所示。从图 11 可以看出:所有分区等效应力与冷却水进口速度几乎呈线性变化关系。分区 1、5 最大等效应力随冷却水进口速度的提高而增大,但增大的幅度很小;分区 3、8 最大等效应力随冷却水进口速度的提高而减小,但减小的幅度也很小。总之,冷却

水进口速度对火力面分区应力的影响比较小,可以忽略。

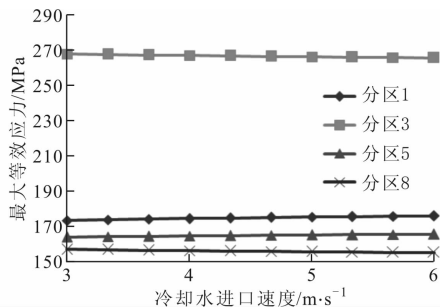


图 11 冷却水进口速度对分区最大等效应力的影响

4.5 火力面温度及耦合应力优化

结合图 8、图 9、图 10 可以看出:整个气缸盖火力面的最高温度和最大等效应力均出现在分区 3,因此可以选择分区 3 的最高温度和最大等效应力作为优化的目标。冷却水进口速度和温度作为输入参数,对分区 3 的最高温度和最大等效应力进行了多学科、多目标优化设计,得出了冷却水进口速度为 5.98 m/s,进口温度为 359.91 K 时,分区 3 的最高温度和最大耦合应力最小,最小值分别为 300.44 K 和 256.09 MPa,分别减小了 1.8% 和 3.5%。

5 结 论

(1)通过与气缸盖温度场试验结果对比,分析证明了采用汽液两相流沸腾换热模型的有效性,与传统单相流不考虑沸腾换热的计算结果相比,考虑汽液两相流沸腾换热的仿真结果更接近实际温度场试验测量结果。

(2)火力面的热机耦合应力分布不均匀,最大应力出现在喷油器座孔周围。与单相流不考虑沸腾换热相比,考虑两相流沸腾换热可有效降低火力面喷油器座孔处的最大耦合应力。在火力面温度最高的排气门鼻梁区,耦合应力相对比较小,相反在温度不高的进气门鼻梁区,耦合应力比较大。

(3)冷却水进口速度对火力面的几个分区应力的影响比较小,可以忽略。冷却水进口温度对火力面的几个分区应力的影响不可忽略。降低火力面的最高温度及最大热机耦合应力需要重点考虑冷却水进口温度的影响。

参考文献:

- [1] WHITE LAW J H, PAYRI F, DESANTES J M. Thermo-and fluid-dynamic processes in diesel engines [M].

(下转第 51 页)