

气缸盖冷却水腔内两相流动沸腾传热仿真研究

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: 采用计算流体动力学软件 CFX, 考虑气缸盖内冷却水的热力学相变特性, 应用汽液两相流过冷沸腾换热计算模型, 对不同影响因素下由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全场离散、全场求解, 得到了不同影响因素下气缸盖火力面温度场分布; 通过与试验结果的对比分析, 证明了仿真计算结果的有效性。研究结果表明: 与单相流不考虑沸腾换热相比, 考虑汽液两相流的过冷沸腾换热能够有效降低气缸盖火力面的最高温度, 提高冷却水的进口速度, 降低进口温度; 适当减小冷却系统的压力, 可以进一步有效降低气缸盖火力面温度, 减小气缸盖火力面的热负荷。该结果可为进一步研究柴油机气缸盖的沸腾冷却及可控性提供参考。

关键词: 气缸盖; 冷却水腔; 汽液两相流; 过冷沸腾换热; 仿真研究

中图分类号: TK422.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)01-0021-06

Simulation of Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer in Cylinder Head Cooling Water Jacket

HE Liange, ZUO Zhengxing, XIANG Jianhua

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

Abstract: The computational fluid dynamics software CFX was applied and the thermodynamic phase change characteristics of the cylinder head cooling water were considered. The calculation model of sub-cooled boiling heat transfer for gas-liquid two-phase flow was used for the fluid-solid coupling heat transfer system which is composed by the diesel engine cylinder head and the cooling water jacket with the method of discretizing and solving for the entire domain. The cylinder head temperature field distribution was obtained under the different influence factor conditions and validated by the experimental data. The results show that, compared with the single-phase flow without considering the boiling heat transfer, the sub-cooled boiling heat transfer of gas-liquid two-phase flow can effectively reduce the highest temperature of the cylinder head flame-face, and increase the inlet speed of cooling water and lower the inlet temperature. In addition, the cooling system pressure drops appropriately which further reduces the cylinder head flame-face temperature, thus lowering the heat load of the cylinder head flame-face.

Keywords: cylinder head; cooling water jacket; gas-liquid two-phase flow; sub-cooled boiling heat transfer; simulation research

工作过程中柴油机气缸盖需要承载高压燃气的
交变热负荷及机械负荷, 在排气道侧及火力面排气

门侧等温度梯度过大的地方, 热应力同机械应力叠
加, 从而导致气缸盖发生热疲劳。随着柴油机向高

强化方向的发展,气缸盖的热负荷和机械负荷进一步增大,出现热疲劳而失效的现象更为多见。由于气缸盖的可靠性和使用寿命直接受缸内冷却水的流动及传热的影响,所以对缸内冷却水的流动与传热进行精确计算具有重要的现实意义。

研究表明^[1-2],在水冷柴油机气缸盖冷却系统中,传热类型有多种情况。在冷却水腔内的大部分区域,壁面温度较低,气缸盖与冷却水之间的传热以对流方式为主;在排气道周围及火力面排气门侧的一些高温区域,热流量较大,气缸盖与冷却水之间的传热以沸腾方式为主。目前,对缸内冷却水复杂流动及传热的计算仅考虑单相流对流换热或者单相流沸腾换热,未考虑汽液两相流动与沸腾换热,更未考虑冷却水的进口速度、温度及冷却系统压力等参数对气缸盖火力面沸腾换热的影响,从而制约了气缸盖内冷却水流动及传热的计算精度和气缸盖热负荷的可控性研究。

本文以某高强化柴油机气缸盖为对象,采用汽液两相流沸腾换热模型对气缸盖与冷却水腔组成的流固耦合传热进行了仿真分析,揭示了冷却水的进口速度、温度及冷却系统压力对气缸盖火力面温度的影响规律,以期为进一步研究柴油机气缸盖沸腾冷却及可控性提供参考。

1 计算基本理论

1.1 流固耦合传热计算理论

由能量守恒原理可知,在流固耦合系统的交界面处,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 方程和冷却水流动及传热的控制方程组^[3]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 两相流过冷沸腾模型

计算流体动力学分析软件 ANSYS CFX 在计算沸腾换热时采用的模型为热相变模型(考虑了冷却水的热力学相变特性),对于流固耦合交界面处的热量传递采用 RPI(Rensselaer Polytechnic Institute)模型^[4]。

1.2.1 壁面沸腾模型^[4-5] 流动沸腾中壁面热流分配的计算模型认为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、汽泡或核心的换热以及未被汽泡覆盖的液体与壁面的对流换热,即

$$\begin{aligned} Q &= Q_c + Q_q + Q_e = \\ &A_{1f} h_c (T_w - T_{liq}) + A_{2f} h_q (T_w - T_{liq}) + \\ &\frac{\pi}{6} d_{dep}^3 f \delta \rho_g H_{lg} = \\ &St \rho_{liq} c_{p,liq} u_{liq} A_{1f} (T_w - T_{liq}) + \\ &A_{2f} 2f \left(\frac{t_{wait} \lambda_{liq} \rho_{liq} c_{p,liq}}{\pi} \right)^{1/2} (T_w - T_{liq}) + \\ &\frac{\pi}{6} d_{dep}^3 f \delta \rho_g H_{lg} \end{aligned} \quad (2)$$

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

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

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

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

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

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

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^[6-7]; 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} 为汽泡核化面积影响系数; δ 为核化点密度^[6-7]; d_{dep} 为汽泡脱离直径^[6-7]; A_{2f} 为单相对流面积影响系数; $c_{p,liq}$ 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,随冷却水压力而变,在冷却水压力为50 662.5、101 325、202 650、506 625 Pa 时分别为81、100、120、152 °C。

1.2.2 热相变模型^[4-5] 在过冷沸腾流中,两相之间的热量和质量传递是由汽泡在加热壁面上的汽化和在冷却液中的凝结描述的。当汽化汽泡脱离加热壁面时,汽泡被过冷水包围而凝结。相变的过程包含相间的热量传递,可以由热相变模型来模拟。单位时间、单位体积通过相边界的相间传热率

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

式中: A_{lg} 为汽液两相界面间的面积密度, $A_{lg} = 6r_g/d_b$, d_b 为汽泡直径; 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

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

1.2.3 相间动量传递^[4-5] 在过冷沸腾流中,相间的动量传递通常由界面力来描述^[3]:相间曳力 F_D 和非曳力(湍流耗散力 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气泡上的压力引起,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。

F_L 是离散相在旋转的连续相中受到的剪切应力,与连续相密度成正比,当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时,计算时 F_L 应加以考虑。 F_L 还与连续相的相切应变速率相关,当连续相剪切层厚度与离散相的平均粒子直径相差不大时,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, $C_L=0.1$ 。

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扩散至低浓度区,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, $C_{TD}=1.0$ 。

F_W 可将离散相推离壁面,仅在临近壁面的薄层起作用

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

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,当离散相的密度小于连续相时, F_{VM} 的作用应予以考虑

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

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

2 仿真模型

本文以第3缸为对象,采用 Pro/E 软件建立了气缸盖的实体模型,建模时复杂的进排气道和冷却水腔尺寸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。

气缸盖和冷却水腔的网格采用四面体非结构化网格,实体装配模型需进行整场离散。气缸盖总体网

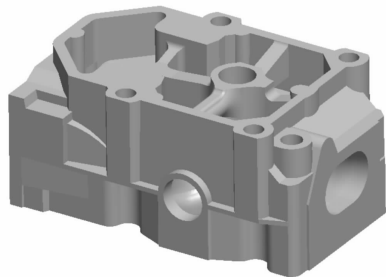


图1 气缸盖实体模型

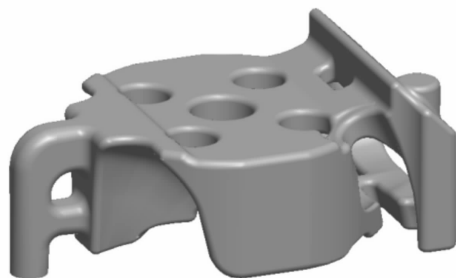


图2 冷却水腔实体模型

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。气缸盖流固耦合传热系统计算区域网格如图3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[8];气缸盖材料为灰铸铁,密度为7 870 kg/m³,比热容为447 J/(kg·K),导热系数为52 W/(m·K)。

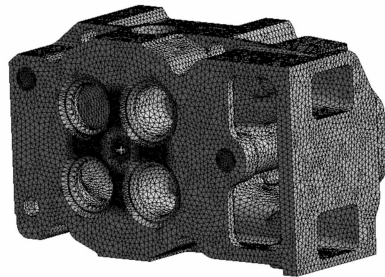


图3 气缸盖流固耦合传热系统计算区域网格

3 计算方法及边界条件

3.1 计算方法

仿真中控制方程的离散采用有限容积法,计算基于欧拉分相模型,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^[9],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 相间滑移算法的改进算法^[9]。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。假设水蒸气以细胞状流形存在,细小气泡为环形,仿真计算时汽泡平均直径为 2 mm。本文在考虑重力的影响,假设两相处于同一个压力场,冷却系统压力分别为 0.5、1、2、5 倍标准大气压时,研究了沸腾换热及界面力和汽泡诱导湍流对模型的影响。计算中采用稳态计算模式求解了两相各自的质量、动量及能量守恒方程,当汽相和液相流场压力和速度的残差小于 10^{-3} 时,计算收敛且退出程序。

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^[10],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。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 1 065 K,对流换热系数为 $1\,250\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;气缸盖火力面平均温度为 1 004 K,对流换热系数为 $1\,520\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。计算时火力面沿径向分为 9 个区域^[11],并用半经验公式计算各分区的对流换热系数。

3.2.2 流动边界 冷却水的流动边界条件包括入口、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。根据试验工况测量结果,入口边界为液相的平均流速和温度,冷却水入口边界为速度。根据柴油机冷却水高温循环的设计要求及冷却水进口速度和温度对气缸盖温度分布的影响,计算区域中冷却水进口温度分别为 358、363、368、373 K,冷却水进口流速分别为 3、4、5、6 m/s。水总管直径为 18 mm 时,冷却水进口湍动能 K_∞ 、湍动能耗散率 ϵ_∞ 由进口的来流速度 u_∞ 确定

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

(17)

$$\epsilon_\infty = \frac{C_m K_\infty^{3/2}}{L}$$

(18)

式中: C_m 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,出口压力为定常数,假设两相处于同一压力场,出口压力为试验测量值 0.1 MPa。壁面边界采用无滑移壁面。

4 计算结果分析

4.1 计算模型的试验验证

为了验证计算模型的正确性,本文在 1 倍标准大气压下,冷却水进口速度和温度分别为 2 m/s 和

90℃、汽泡直径为 2 mm 时,给出了火力面 8 个温度测点,如图 4 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在火力面 8 个测点的温度分布如表 1 所示。从表 1 可以看出:考虑两相流沸腾换热的温度计算结果更接近气缸盖温度场实际试验值;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或者测量过程中存在偏差所致。

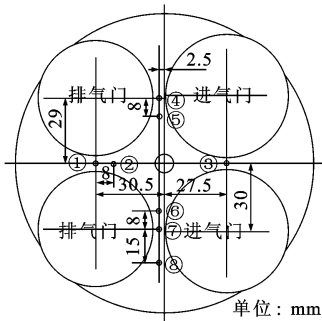


图 4 火力面温度测点

表 1 火力面温度的测量值与仿真值对比

测点 序号	单相仿真 温度/℃	两相仿真 温度/℃	测量温度 /℃	误差 /%
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

4.2 不同因素对沸腾换热的影响分析

根据沸腾中两相流汽泡的形态,两相流动状态的变化过程大致分为 4 个阶段:单相对流、核态沸腾、过渡沸腾和膜态沸腾。在核态沸腾中,冷却水蒸发将吸收大量的热量,沸腾汽泡离开壁面并在水中消失时会产生剧烈的扰动以增强湍流,从而提高了换热强度。如果气缸盖内冷却水沸腾始终处于核态沸腾阶段,则防止产生过度沸腾和膜态沸腾将有助于降低气缸盖的热负荷,所以研究冷却水进口速度和温度及冷却系统压力等参数的变化,对气缸盖沸腾换热的影响具有十分重要的意义。

4.2.1 冷却水进口速度对沸腾换热的影响 1 倍

标准大气压下,汽泡直径为 2 mm、冷却水进口温度为 363 K 时,不同冷却水进口速度对应的气缸盖火力面 8 个测点的温度如图 5 所示。从图 5 可以看出,火力面温度随着冷却水进口速度的提高而降低,尤其在 2 个排气门之间的鼻梁区(测点 1 和测点 2 处),温度随冷却水进口速度的变化最为明显,其余测点的温度变化比较小。这主要是,随着冷却水进口速度的提高,水腔内两相流速提高,两相之间的剧烈扰动增强,湍动能增强,换热强度提高,气缸盖火力面的温度下降。另外,随着进口速度的提高,水腔内沸腾产生的汽泡更易被流过该水腔的液体带走,水腔内,特别是在火力面排气门鼻梁区,冷却水的流动阻塞不会发生,由此换热强度得以提高。

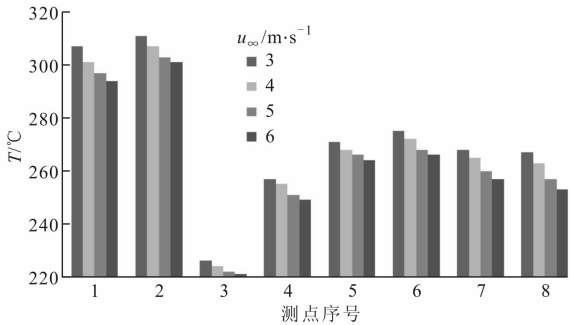


图 5 不同冷却水进口速度对火力面测点温度的影响

4.2.2 冷却水进口温度对沸腾换热的影响 1 倍标准大气压下,汽泡直径为 2 mm、冷却水进口速度为 4 m/s 时,不同冷却水进口温度对应的气缸盖火力面 8 个测点的温度如图 6 所示。从图 6 可以看出:火力面温度随着冷却水进口温度的升高而升高;2 个排气门之间的鼻梁区(测点 1 和测点 2 处)的温度随冷却水进口温度的变化最为明显,分别增加了 19℃和 16℃,其余测点的温度变化不太明显。这主要是,随着冷却水进口温度的升高,相同进口速度下水腔内沸腾所产生的汽泡数量增多,即汽相的空泡份额增加,两相之间的扰动减小,冷却水的换热强度减小,气缸盖火力面的温度提高。另外,随着汽泡数量的增加,水腔内沸腾产生的汽泡不易被流过此处的液体带走,水腔内,特别是流道较窄的气缸盖鼻梁区,流动阻塞现象容易发生;反之,流过水腔的液相速度减小,换热强度下降。可见,沸腾过程中通过控制冷却水的进口温度可以降低火力面的温度。

4.2.3 压力对沸腾换热的影响 重型或军用高强度柴油机往往是通过提高冷却系统压力来抑制冷却液的沸腾。在正常工况下,高压冷却系统的柴油机冷却水的压力比常压系统的高,是常压时的 2~3

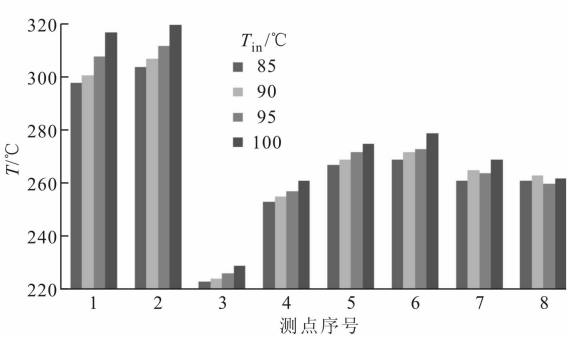


图 6 不同冷却水进口温度对火力面测量点温度的影响

倍,MTU890 柴油机冷却水的压力甚至达到了 0.5 MPa^[12]。然而,冷却水的压力增大,一方面会导致冷却系统压力损失增大,冷却效率降低,另一方面对冷却水泵的功率、部件的承压能力、水管接头的密封与紧固等方面的要求更高,这势必会影响整机系统的可靠性,增加了制造工艺和维护保养等方面的成本。

在单纯对流换热阶段,压力对换热系数或者热流密度的影响可以忽略,而在过冷流动沸腾传热阶段,冷却水的饱和温度随压力而变。在冷却水进口温度为 363 K、速度为 4 m/s、汽泡直径为 2 mm 下,冷却系统在 0.5、1、2、5 倍标准大气压时气缸盖火力面 8 个测点的温度计算结果如图 7 所示。从图 7 可以看出,在 1、2、5 倍标准大气压下,火力面 8 个测点的温度均随着冷却系统压力的增大而提高。这主要是,冷却系统压力在 5 倍标准大气压下,沸腾换热需要更高的壁面温度才能使得液体的饱和温度达到 425 K,因为液体的饱和温度随着压力的增大而升高。在气缸盖火力面排气门鼻梁区(测点 1 和测点 2 处),冷却系统压力从 1 倍标准大气压降至 0.5 倍标准大气压时,2 个测点的温度随之提高。其原因是:在一定的壁面温度下,随着压力的降低,饱和温度下降,过热度增大,冷却液更易沸腾,在过热度过大的排气门鼻梁区会出现膜态沸腾,使得鼻梁区的换热效率急剧下降,温度升高。可见:高压环境下的经验公式不适用低压环境;壁面热流分配、汽泡的尺寸和相间传质、汽泡脱离直径及汽泡生成频率均会影响低压下的空泡份额分布^[13]。

综上,汽液两相流沸腾换热应用到柴油机气缸盖冷却水腔时,压力提高可使沸腾换热的区域减小,水泵负荷增大,压力降低会导致缸盖温度过高区域出现膜态沸腾,气缸盖的热负荷增大。因此,冷却系统压力会影响气缸盖沸腾换热效果,设计时需要综合考虑。

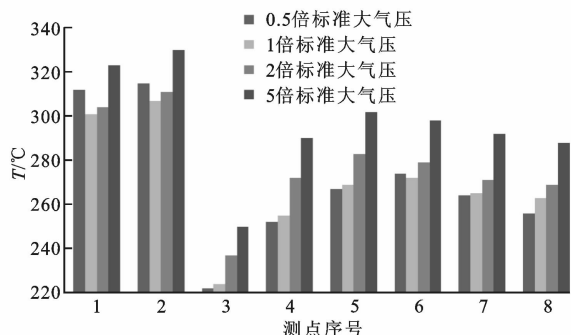


图7 不同冷却水压力对火力面测量点温度的影响

5 结论

(1) 仿真计算结果与气缸盖温度场试验结果的对比表明, 本文的汽液两相流沸腾换热模型可以反映沸腾换热对气缸盖温度场的影响, 汽液两相流沸腾换热在有效降低气缸盖火力面的热负荷方面是不可忽略的。

(2) 气缸盖火力面 8 个测点的温度随着冷却水进口速度的增大而下降, 随着冷却水进口温度的提高而升高, 尤其在 2 个排气门之间的鼻梁区 (测点 1 和测点 2 处) 温度变化最为明显。当冷却水压力从 1 倍标准大气压增至 5 倍标准大气压时, 气缸盖火力面 2 个排气门之间的鼻梁区温度随着冷却水压力的增大而提高; 当冷却水压力从 1 倍标准大气压降至 0.5 倍标准大气压时, 鼻梁区温度随着压力的减小而升高。

(3) 采用两相流沸腾换热模型得到的冷却水的进口速度、温度及冷却系统压力对气缸盖火力面温度的影响规律, 可为进一步研究柴油机气缸盖沸腾冷却及可控性提供参考, 为工程实际提供指导。

参考文献:

- [1] WANG Zhaowen, HUANG Ronghua, CHEN Xiaobei, et al. Tests and numerical simulations on the thermal load of the cylinder head in heavy-duty vehicle diesel engines [C] // Proceedings of the 2007 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division. New York, USA: ASME, 2007: 361-373.
- [2] WANG Zhaowen, HUANG Ronghua, CHEN Xiaobei, et al. Experiment and simulation analysis on heat load of heavy-duty vehicle diesel engine, SAE 2007-01-2069 [R]. Washington DC, USA: SAE, 2007.
- [3] 肖翀, 左正兴. 柴油机汽缸盖的耦合场分析及应用 [J]. 车用发动机, 2006(4): 26-29.

XIAO Chong, ZUO Zhengxing. Coupling field analysis and application for cylinder head of diesel engine [J]. Vehicle Engine, 2006 (4): 26-29.

- [4] CFD Online. Thermal phase change model: ANSYS help 13.0, CFX, theory guide, ANSYS, 2009 [EB/OL]. [2012-02-20]. <http://www.cfd-online.com>.
- [5] CHEN Erfeng, LI Yanzhong, CHENG Xianghua. CFD simulation of upward subcooled boiling flow of refrigerant-113 using the two-fluid model [J]. Applied Thermal Engineering, 2009(29): 2508-2517.
- [6] KREPPER E, KONCAR B, EGOROV Y. CFD modeling of subcooled boiling-concept, validation and application to fuel assembly design [J]. Nuclear Engineering and Design, 2007, 237 (7): 716-731.
- [7] ANTAL S P, LAHEY R T, FLAHERTY J E. Analysis of phase distribution in fully developed laminar bubbly two-phase flow [J]. International Journal of Multiphase Flow, 1991, 17 (5): 635-652.
- [8] CFD Online. Materials and reactions: ANSYS help 13.0, CFX, CFX-pre user's guide, ANSYS, 2009 [EB/OL]. [2012-02-20]. <http://www.cfd-online.com>.
- [9] 王小军, 陈炳德, 黄彦平, 等. 加热上升管内过冷流动沸腾数值模拟 [J]. 化工学报, 2007, 56(6): 1353-1358.
- [10] 刘骁. 高强度柴油机沸腾冷却及其可控性研究 [D]. 北京: 北京理工大学, 2011.
- [11] 廖日东, 左正兴, 邹文胜. 温度对气缸盖应力分布影响的研究 [J]. 内燃机学报, 2001, 19 (3): 253-257.
- [12] LIAO Ridong, ZUO Zhengxing, ZOU Wensheng. The effect of temperature field on stress distribution of cylinder head [J]. Transactions of CSICE, 2001, 19 (3): 253-257.
- [13] 任惠民, 任继文, 吴建全, 等. 现代军车动力的经典: 890 系列柴油机 [J]. 车用发动机, 2006(5): 1-6.
- [14] REN Huimin, REN Jiwen, WU Jianquan, et al. Power sutra for modern military vehicle: 890 series diesel engine [J]. Vehicle Engine, 2006(5): 1-6.
- [15] TU J Y, YEOH G H. On numerical modelling of low-pressure subcooled boiling flows [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45 (6): 1197-1209.

(编辑 苗凌)