

卧式柴油机冷却水套结构优化与流动特性分析*

雷基林¹ 申立中¹ 陈志娥¹ 毕玉华¹ 陈建明²

(1. 昆明理工大学云南省内燃机重点实验室, 昆明 650224; 2. 云南新天力机械制造有限公司, 昆明 650300)

【摘要】 针对卧式柴油机结构特点, 设计了强制冷却闭式循环系统水套结构, 在不同工况下对水套入口流量及关键点的温度和压力进行了测试与分析。利用计算流体动力学软件对冷却水套的流场、压力场和换热系数分布进行了分析, 并对原水套结构进行了优化。结果表明: 原水套平均流速为 1.00 m/s, 平均换热系数为 7 767 W/(m²·K), 压力损失为 0.027 MPa, 基本符合工程设计要求; 但各缸冷却水流速和传热系数不均匀, 在公共水腔中部、二缸缸体水套上部出现大的漩涡, 二缸鼻梁区、两个排气道下方局部区域存在流动死区。结构优化后, 水套平均流速达到 1.35 m/s, 平均换热系数达到 9 826 W/(m²·K), 较原方案分别提高了 35% 和 26.5%。在热负荷最大的缸盖鼻梁区, 冷却水平均流速达到 1.33 m/s, 提高了 41.5%, 换热系数都在 5 000 W/(m²·K) 以上, 没有出现原方案中的局部流动死区和大的漩涡。

关键词: 卧式柴油机 冷却水套 流动特性 结构优化

中图分类号: TK422 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)11-0019-08

A Structural Optimization Cooling Water Jacket and an Analysis of Its Flow Characteristics of New-type Horizontal Diesel Engine

Lei Jilin¹ Shen Lizhong¹ Chen Zhie¹ Bi Yuhua¹ Chen Jianming²

(1. Province Key Laboratory of Engines, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650224, China

2. Yunnan Xintianli Machinery Manufacturing Co., Ltd., Kunming 650300, China)

Abstract

According to the structural characteristics of new-type horizontal diesel engine, the cooling jacket of forced cooling closed-loop system was designed, the temperature and pressure of inlet position and key points of cooling jacket were measured and analyzed under different working conditions. Computational fluid dynamics (CFD) software was utilized to study the fluid flow and the flow field, the pressure field and heat transfer coefficient distribution were analyzed and optimized. The results indicated that the mean flow velocity, average heat transfer coefficient and whole pressure loss of the original cooling jacket were 1.00 m/s, 7 767 W/(m²·K) and 0.027 MPa respectively. They met the requirements of engineering design. But the cooling water flow velocity and average heat transfer coefficient between two cylinder bore were non-uniform. There were big swirls in the central region in public cavity and the top region in the second cylinder block water jacket and dead flow region in the bridge of the nose area of the second cylinder head and the local area below two exhaust port. After optimization, the mean flow velocity and average heat transfer coefficient came up to 1.35 m/s and 9 826 W/(m²·K), increased by 35% and 26.5% respectively than the original design. The mean flow velocity of cooling water came up to 1.33 m/s, increased by 41.5% and the average heat transfer coefficient was greater than 5 000 W/(m²·K) in the bridge of the nose area of cylinder head. Compared to the original design, there was no dead flow region, no big swirls existed in new cooling jacket.

Key words Diesel engine, Cooling jacket, Flow characteristics, Structural optimization

收稿日期: 2010-08-16 修回日期: 2010-11-23

* 云南省应用基础研究基金资助项目(2009ZC036M)和云南省科技创新强省计划资助项目(2008AD007)

作者简介: 雷基林, 博士生, 主要从事内燃机设计与结构优化研究, E-mail: lejilin@sina.com

引言

内燃机运转时,与高温燃气相接触的零部件强烈受热,如不加以冷却,其动力性、经济性、排放特性、可靠性和耐久性将全面恶化;但冷却过度,会导致发动机工作粗暴,散热损失及摩擦损失增加,从而使发动机工作性能下降^[1]。因此,设计合理的冷却系统,不仅是发动机正常工作的基础,而且是发动机综合性能提升的关键之一。

卧式柴油机因其固有的结构特点,大都采用蒸发或冷凝式冷却方式,直接影响了卧式柴油机结构的紧凑性,进而导致比质量(单位功率的发动机净质量)、可靠性、燃油经济性和排放特性差。强制冷却闭式循环系统在立式内燃机上已经普遍应用,国内外学者对此也做了大量的冷却水流动研究,但由于卧式柴油机固有的结构,在结构上很难采用强制冷却闭式循环系统,也未见有卧式柴油机强制冷却闭式循环系统的冷却水流动研究的相关报道^[2-5]。

针对自主研发的2D25型卧式柴油机,选择强制冷却闭式循环系统,设计独特的冷却水套结构^[6-7],试验测试不同转速下水套内冷却水流量、温度和压力,采用CFD分析软件FIRE建立冷却水套的三维流动模型,进行冷却水的三维流场CFD模拟与分析,并优化冷却水套结构。

1 水套结构设计

2D25型卧式柴油机采用强制冷却闭式循环系统,四冲程型式,缸径115 mm,行程120 mm,压缩比17.5,发动机总排量2.5 L,标定功率37 kW,标定转速2 400 r/min,最大转矩167 N·m,最大转矩转速1 600 r/min。

为了促使冷却水有效循环,防止气阻,增强冷却效果,2D25型卧式柴油机在缸体下端,挺柱孔和油底壳之间设计了一个公共水腔,如图1所示。公共水腔左侧安装水泵,在每缸挺柱孔两端各设计一个连接缸体水套的冷却水循环通道(机体上水孔),机体与缸盖之间仍然采用缸盖上水孔连接。冷却水从入水孔进入公共水腔,然后经机体上水孔进入缸体水套内循环,随后通过缸盖上水孔横向流入缸盖水套,最后经缸盖出水孔流出。2D25型柴油机冷却水套三维模型如图2所示。

2 冷却水套水流试验

2.1 试验方案及测点布置

选择1 000~2 400 r/min每间隔200 r/min为一个外特性工况点,测试了入水孔处的冷却流量、压力

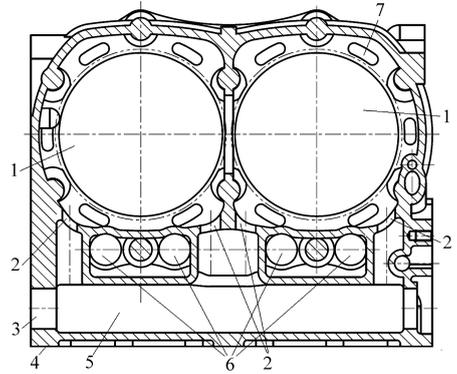


图1 缸体水套结构简图

Fig.1 Cylinder block water jacket structure

1. 气缸 2. 缸体上水孔 3. 冷却水入口 4. 油底壳安装面
5. 公共水腔 6. 挺柱孔 7. 缸盖上水孔

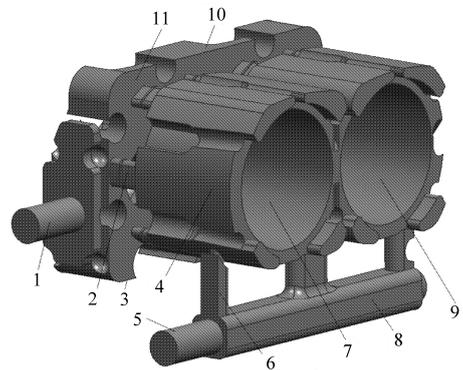


图2 冷却水套三维模型

Fig.2 Three-dimensional model of cooling jacket

1. 出口 2. 缸盖上水孔 3. 排气侧 4. 缸体水套 5. 入水口
6. 缸体上水孔 7. 一缸 8. 公共水腔 9. 二缸 10. 进气侧
11. 缸盖水套

和温度,出水孔处的压力和温度,缸体上水孔处的压力、缸盖上水孔处的压力和温度。冷却水流量采用液体涡轮流量计测量,冷却水压力采用PPM-WX-JC型微型压力传感器及其PPM-KL22型放大器测量,冷却水温度采用铂电阻温度传感器测量,应用自行开发的测试系统进行数据采集与处理。试验共布置13个测点,如图3和图4所示,T代表温度,P代表压力。

2.2 试验结果与分析

试验测得水泵出口水流量随转速的变化关系如图5所示。由图可见,在1 000~2 000 r/min转速范围内,冷却水流量随发动机转速升高而增大,近似线性变化。而在2 000~2 400 r/min范围内,随发动机转速的升高冷却水流量变化不大。这是由于随转速增加,冷却水温升高,而冷却水的粘度随温度的升高而减小,泄漏损失增加,容积效率下降而造成的。

图6和图7分别是各测点压力随发动机转速的变化曲线和水套内冷却水总压差随发动机转速的变化曲线。由图可见,随着转速的增加,各个测点的压

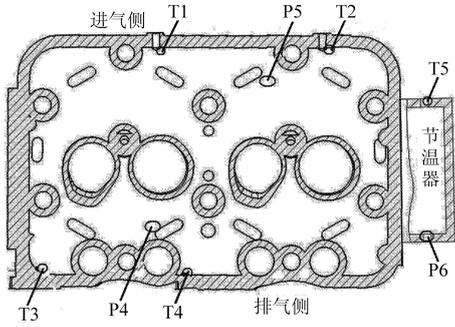


图 3 缸盖水套水流试验测点布置

Fig. 3 Arrangement of testing points in cylinder head water jacket

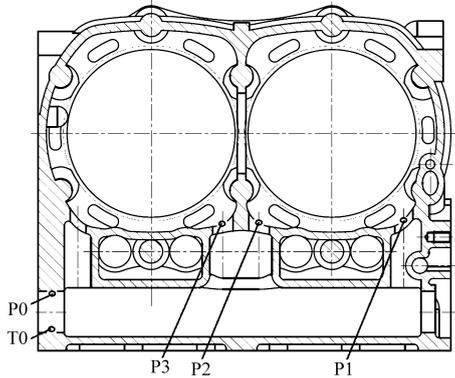


图 4 缸体水套水流试验测点布置

Fig. 4 Arrangement of testing points in cylinder block water jacket

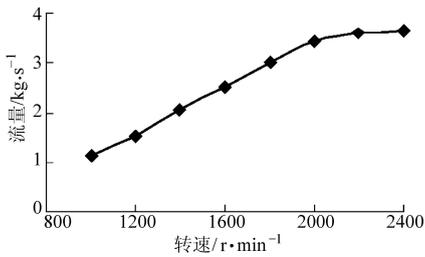


图 5 水泵出口水流量随转速的变化曲线

Fig. 5 Variation of water pump export flow velocity as engine speed increases

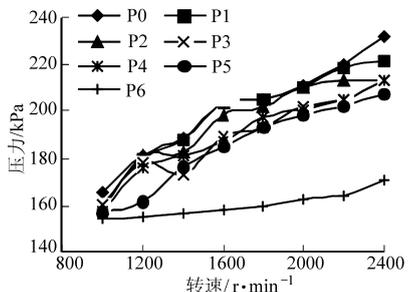


图 6 各测点压力随发动机转速的变化曲线

Fig. 6 Variation of testing pressure as engine speed

力依次增大,水套内冷却水总压差也随发动机转速的增加而增大。

各测点温度随发动机转速的变化曲线如图 8 所示,由图可见,随着发动机转速的提高,热负荷提高,

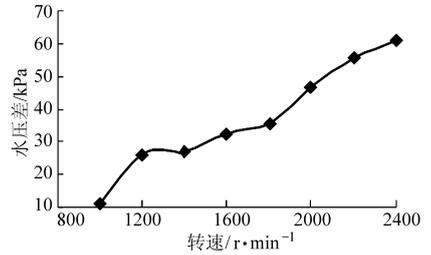


图 7 水套内总压差随发动机转速变化曲线

Fig. 7 Variation of the total pressure as engine speed

各测点水温增大,到 2 400 r/min 时,达到最高温度。总体来看,缸盖水套测点温度要高于机体水套测点温度,排气道下方的水温在整个测试过程中一直较高,而且差异较大,二缸排气道下方的冷却水温 (T3) 一直比一缸 (T4) 的大。

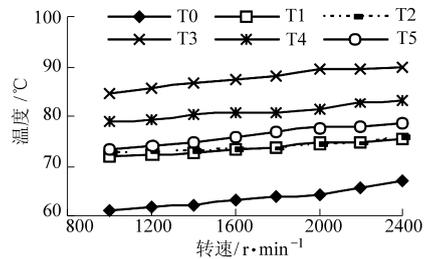


图 8 各测点温度随发动机转速的变化曲线

Fig. 8 Variation of testing temperature as engine speed

3 冷却水套 CFD 分析

3.1 流体流动的基本控制方程

发动机水套内冷却水的流动看作是三维无压缩的湍流,其流动和传热过程遵守质量守恒、动量守恒和能量守恒定律。由于发动机冷却水套内的流体运动非常复杂^[8],在对发动机冷却水套进行 CFD 数值模拟计算时,常采用非直接数值模拟方法中的 Reynolds 平均法,即对瞬态 N-S 方程进行时间平均处理,同时补充能够反映湍流脉动量对流场影响的湍流动能方程和湍流动能耗散率方程,即 $k-\varepsilon$ 方程为^[9]

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j k - \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \varepsilon - \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) = \frac{\varepsilon}{k} \left(C_{\varepsilon 1} P + C_{\varepsilon 3} P_B - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (2)$$

其中 $\mu_{\text{eff}} = \mu_k + \mu_t$ $P = 2s_{ij} \partial u_i / \partial x_j$

式中 k ——湍流动能

ε ——湍流动能耗散率

μ_{eff} ——有效粘性系数

- μ_k ——动力粘性系数
 μ_t ——湍流粘性系数
 P ——湍流产生的平均应力项
 P_B ——湍流产生的体力项
 g_i —— i 方向的重力加速度
 σ_k —— k 的湍流 Prandtl 数
 σ_ε —— ε 的湍流 Prandtl 数
 ρ ——密度

方程式左边第 1 项是 k 或 ε 的变化率, 左边第 2 项是对流和扩散所引起 k 或 ε 的输运效果, 右边第 1 项为剪切应力、法向应力与浮力所引起 k 或 ε 的变化速率, 右边第 2 项是耗散的影响, 第 3 项为流体压缩性所产生的作用。湍动能 k 和湍动能耗散率 ε 是紧密相连的, 在 ε 方程中, 假定 ε 的产生项和耗散项正比于方程中所对应的项, 这样使得 ε 随 k 的变化而迅速地变化, 从而避免湍动能 k 出现负值, 式中因子 ε/k 为耗散时间尺度的倒数。标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型的系数为经验常数, $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $C_{\varepsilon 3} = 0.8$, $C_{\varepsilon 4} = -0.33$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

为了更为准确地模拟壁面对流体流动的作用与影响, 发动机冷却水套 CFD 计算过程中还引入了标准壁面方程, 对贴近壁面的网格要求用 y^+ 来描述, 即^[10]

$$y^+ = \rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} y / \nu \quad (3)$$

式中 y ——贴近壁面的网格中心与壁面的距离
 ν ——运动黏度

为了得到准确的模拟数值, 选用该标准壁面方程时应保证 y^+ 的值在 11 ~ 200 之间。

3.2 冷却水套模型

水套结构复杂, 不规则曲面较多, 为了尽可能模拟冷却水实际流动状况, 在原水套实体模型基础上作了适当简化, 对一些尖角进行了处理。在 AVL 前处理软件 FAME 中进行六面体单元网格划分, 并在缸垫区域对网格进行加密。网格划分后冷却水套计算模型的总网格数约为 77.5 万个, 其中六面体网格约 68.4 万个, 占总数的 88.3% 左右。整体水套网格模型如图 9 所示。

3.3 初始条件及计算边界条件

从热负荷角度看, 发动机标定功率点的热流量大, 因此, 选择标定功率点进行计算分析。假定冷却液的流动不可压缩, 则在柴油机工况一定的情况下为定常流动, 采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型。

(1) 入口边界条件

经实测可知, 标定功率的冷却水套入口流量为 3.65 kg/s, 温度为 343 K, 湍动能为 $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$, 湍动能尺度取 0.001 m。

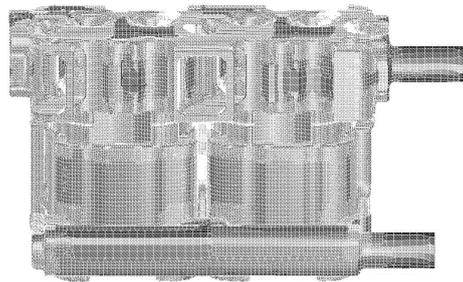


图 9 水套计算网格模型

Fig. 9 Computational model of water jacket

(2) 出口边界条件

由于水套出口联接较长的出水管, 按照流场充分发展边界条件进行处理, 给定压力梯度为零。

(3) 壁面边界条件

在计算中假定缸盖、缸体平均壁面温度分别为 393 K、373 K。由于 $k-\varepsilon$ 湍流模型只适用于离开壁面一定距离的湍流区域, 因此对于壁面附近的区域采用壁面函数来处理^[9]。

3.4 仿真模型的验证

为验证仿真模型, 取 6 个压力试验测点相应位置的压力计算值与测试值进行了对比, 见表 1。由表中计算结果可见, 计算结果与试验值变化趋势一致, 其误差最大出现在出口测点 P6, 达到 11.1%, 其他测点的误差均在 10% 以内, 说明计算结果与实测吻合较好, 可用该仿真模型进行后续的计算分析。

表 1 计算压力与测点压力的对比

Tab. 1 Comparison of pressure between calculation and measurement

测点位置	P1	P2	P3	P4	P5	P6
试验值/kPa	140.0	132.2	132.0	132.2	126.1	103.4
计算值/kPa	146.9	144.9	144.3	140.2	138.5	114.8
误差/%	4.9	9.6	9.3	6.1	9.8	11.1

3.5 CFD 计算结果与分析

3.5.1 水套整体 CFD 分析

水套内冷却水流动的速度场、温度场和压力场等参数是相互关联、相互影响的。冷却水套的整体速度场、换热系数和压力场分布如图 10 ~ 12 所示。由图 10 可见, 冷却水套整体平均流速为 1.00 m/s, 缸体、缸盖水套流速平均值分别为 1.11 m/s、0.85 m/s, 热负荷较大的鼻梁区为 0.94 m/s。根据 AVL 的计算经验及相关文献^[2-4], 平均流速高于 0.5 m/s、鼻梁区流速高于 1 m/s 即可满足冷却要求。因此, 从整体流速分布来看, 冷却水套平均流速基本满足冷却要求。

换热系数 (HTC) 分布与流动直接相关, 二者的分布图具有共同的特征, 即流速高的区域对应的换

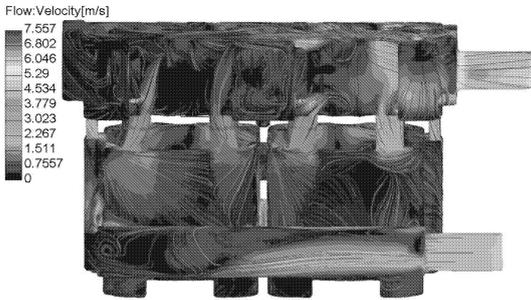


图 10 水套整体冷却水流速度场分布
Fig. 10 Velocity field of cooling jacket

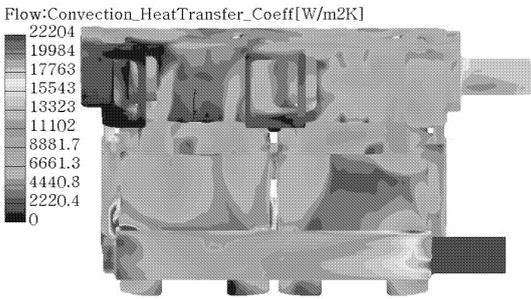


图 11 水套整体换热系数 (HTC) 分布
Fig. 11 Heat transfer coefficient of cooling jacket

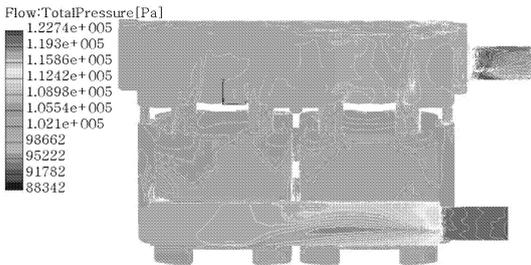


图 12 水套整体冷却水流压力场分布
Fig. 12 Pressure field of water jacket

热系数大, 低流速区、漩涡区及流动死区对应的换热系数相对较小。热负荷高的区域, 要求具有较高的换热系数分布, 而且各缸的换热系数分布应尽可能均匀, 工程上一般要求水套热负荷较高区域的换热系数在 $5\,000\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 以上^[11-12]。由图 11 可见, 水套整体平均换热系数为 $7\,767\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 缸体、缸盖水套平均换热系数也分别达到 $9\,285\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 、 $5\,865\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。但各缸换热系数分布不均匀, 排气道及缸体水套局部换热系数小于 $5\,000\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

工程设计中要求, 在满足冷却的情况下, 一方面应保证冷却水套中冷却水流动通畅, 压力损失小, 水泵消耗功率小。另一方面应防止冷却水套中水流沿程压力发生剧烈变化, 尤其是在冷却水进出口处不应有大的压力降, 防止冷却液产生气泡而导致穴蚀。由图 12 可见, 冷却水套整体的压力损失较小, 为 0.027 MPa , 大的压力损失主要发生在水套的入口和出口、缸体上水孔、缸盖上水孔 (尤其是一缸靠近出水口部位的缸盖上水孔)。水套入口和出口压力损

失值为 0.036 MPa 。

3.5.2 缸体水套 CFD 分析

图 13 为缸体水套冷却水速度场分布图。由图可见, 缸体水套整体速度比较均匀, 速度梯度小; 在缸体进气侧冷却水流速较高, 排气侧流速较低; 由于缸体上连接螺栓搭子和油道的阻碍, 水流相互撞击, 速度重新分布后出现了大范围的流动低速区。在公共水腔里, 由于沿途阻力及缸体上水孔的分流作用, 速度变化较大, 而且在公共水腔的中部产生了大的漩涡。

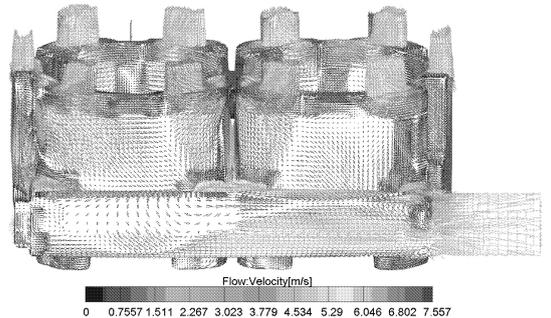


图 13 缸体水套速度场分布

Fig. 13 Velocity field of cylinder block water jacket

图 14 为公共水腔截面速度分布图 (以缸盖安装底平面为基准, 气缸中心指向缸盖方向为 z 向, 分别截取 $z = -0.084\text{ m}$ 、 $z = -0.095\text{ m}$ 处的截面图), 由图可见, 4 个缸体上水孔从靠近水套入口的一缸到二缸, 其流速依次增加。其中靠近水套入口的第一个缸体 1 号上水孔处, 由于高速水流进入突扩区域以及流体的流动惯性, 进入 1 号上水孔的分流量较少, 并在突扩处形成小漩涡区。2、3 号上水孔前端相通, 截面积大, 后端分成两个 $\phi 14$ 小孔, 这样由于流体流动充分发展以及流动的惯性作用, 进入两孔前端的流量较大, 但到了后端由于流通截面突变, 造成了冷却水的撞击, 动能转化为压力能, 形成倒流的压力差, 并在公共水腔中部形成了一个较大的流动漩涡。

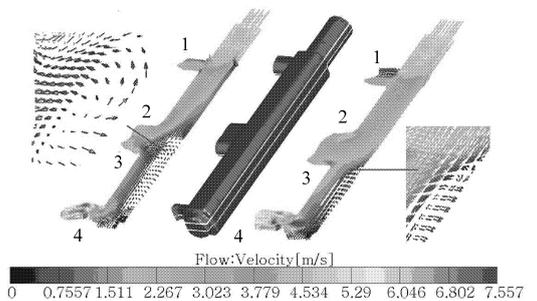


图 14 公共水腔截面速度分布

Fig. 14 Velocity field of public cavity section

计算结果还发现, 4 个缸体上水孔的设计, 使得缸体水套内冷却水流动复杂, 流速不均匀, 一缸、二缸差异较大。经各缸两侧上水孔进入缸体水套的冷

却水在各缸的上方(即进气侧)相遇汇合,产生撞击和扰动,然后一部分流向缸盖端,另一部分流向曲轴箱端。由于1号上水孔流量和流速均低于4号上水孔,使得一缸缸体上方的扰动损失明显低于二缸。

3.5.3 缸盖水套 CFD 分析

图 15 为距缸盖底平面 $z=0.017\text{ m}$ 、 $z=0.030\text{ m}$ 及 $z=0.046\text{ m}$ 的冷却水速度场分布截面图。由图可见,缸盖水套冷却水流动不均匀,一缸冷却水流速高于二缸,进气侧冷却水流速高于排气侧。冷却水温度测量也表明,进气侧的水温明显低于排气侧,二缸排气道下方流体温度要比一缸同一部位高 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上。图中 3 个截面的平均流速分别为 0.657 m/s 、 0.635 m/s 、 0.913 m/s ,虽然都高于工程限值 0.5 m/s ,但二缸鼻梁区、两个排气道下方局部区域存在流动死区,对缸盖的散热不利。

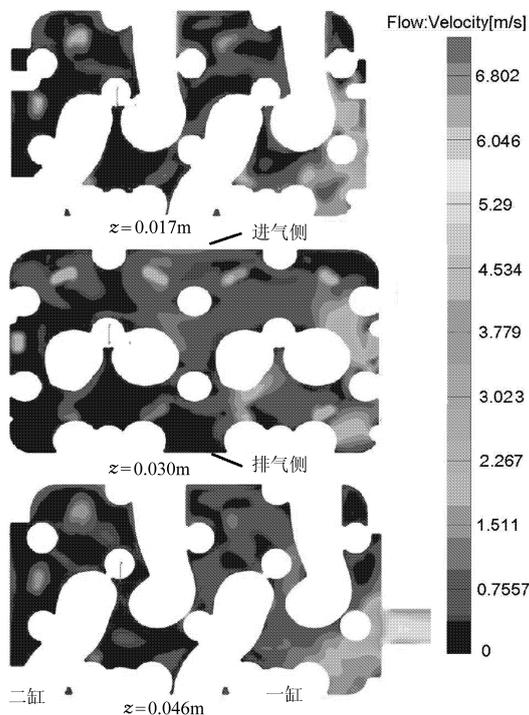


图 15 缸盖截面水流速度场分布

Fig. 15 Velocity field of cylinder head section

图 16 为垂直缸盖底平面和进气端面在鼻梁区的冷却水流场分布截面图。由图可见,一缸鼻梁区冷却水流动较好,平均流速 1.33 m/s ,上部流速高,流动通畅,下部由于存在流动漩涡,流速较小;二缸鼻梁区流动较差,上下流速都较低,平均流速 0.87 m/s 。这与公共水腔、缸体上水孔和缸盖上水孔结构设计有关,需要进行优化。

3.5.4 上水孔流量分析

气缸盖与缸体间有 10 个上水孔(1~10 号),3 个盲孔(11~13 号),具体布置如图 17 所示,计算得到缸盖上水孔质量流量分布如图 18 所示。由图可见,缸盖上水孔质量流量分布不均匀,进气侧 2~5

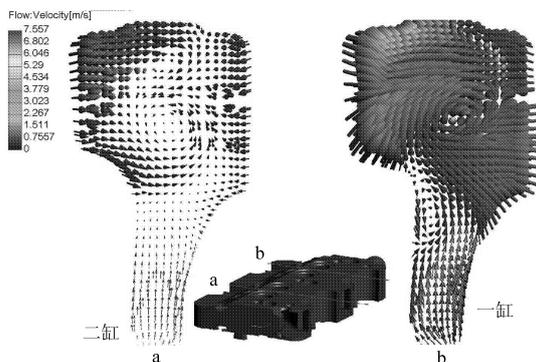


图 16 鼻梁区横截面冷却水流场分布

Fig. 16 Velocity field of cylinder head nose area cross-section

号上水孔质量流量占 46%,排气侧 2~5 号上水孔质量流量占 32%。由于 1 号上水孔靠近水套出水口,导致 13% 的冷却水经 1 号孔后未充分流动就流出水套出口。另外还有 9% 的质量流量从 6 号上水孔流入。

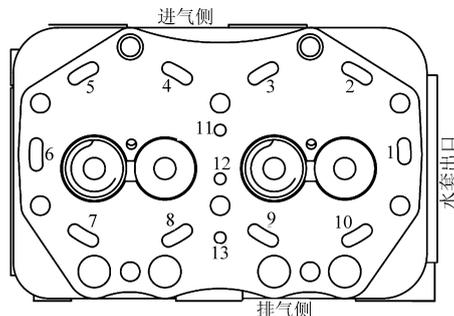


图 17 缸盖上水孔布置图

Fig. 17 Layout of inlet water channel of cylinder head

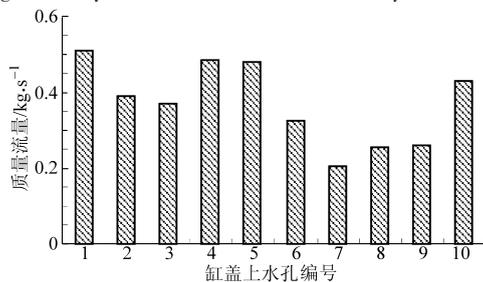


图 18 缸盖上水孔质量流量分布图

Fig. 18 Flow rate of inlet water channel of cylinder head

4 水套结构优化

冷却水套的 CFD 分析表明,原水套设计方案基本符合工程设计要求,但两缸冷却水流速和传热系数不均匀,在公共水腔中部、二缸缸体上端出现大的漩涡,二缸鼻梁区、两个排气道下方局部区域存在流动死区,因此需进行结构优化。结构优化方案为:①公共水腔由原方案的方形改为 $\phi 38$ 的圆柱形,仅保留 1 号和 4 号缸体上水孔,1 号上水孔径由 $\phi 12$ 加大为 $\phi 22$,4 号上水孔由 $\phi 18$ 加大为 $\phi 20$ 。②缸盖上水孔仅保留 2 号、4 号、6 号、7 号和 9 号孔以及原

方案 3 个盲孔。

结构优化后水套流速分布如图 19 所示。由图可见,改进后水套整体平均流速达到 1.35 m/s,较原方案提高了 35%。缸体、缸盖水套平均流速分别为 1.49 m/s、1.15 m/s,分别提高了 34.2% 和 35.3%。在公共水腔内流体流动较为顺畅,没有出现原方案的大漩涡,经 1、4 号缸体上水孔切向进入缸体水套的冷却水在缸体水套内充分流动与发展,流动顺畅,在缸体水套上方没有出现原方案的水流撞击和大漩涡。

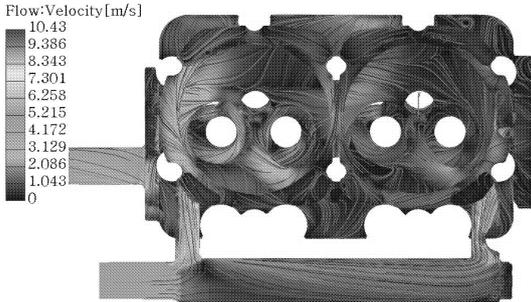


图 19 优化后缸体流速分布

Fig. 19 Flow field of water jacket after optimization

发动机中缸盖热负荷大,尤其是缸盖鼻梁区的冷却十分重要。图 20 分别为优化后距缸盖底平面 $z = 0.0135\text{ m}$ 、 $z = 0.017\text{ m}$ 、 $z = 0.030\text{ m}$ 、 $z = 0.046\text{ m}$ 处的截面流体速度分布图。由图可见,缸盖水套内冷却水流速大大增加,一缸和二缸冷却效果比较均匀,在缸盖鼻梁区,冷却水流速平均达到 1.33 m/s,较原方案提高了 41.5%。

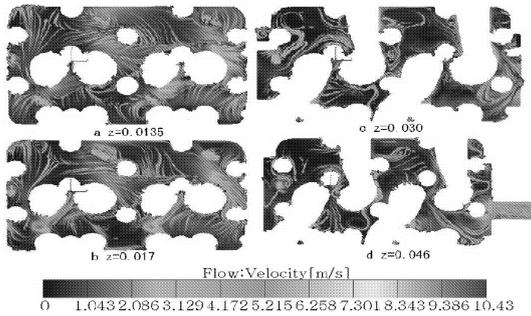


图 20 优化后缸盖不同截面流速分布

Fig. 20 Velocity field of cylinder head section after optimization

(a) $z = 0.0135\text{ m}$ (b) $z = 0.030\text{ m}$
(c) $z = 0.017\text{ m}$ (d) $z = 0.046\text{ m}$

图 21 为结构优化后冷却水套整体换热系数 (HTC) 分布图。由图可见,冷却水套整体换热系数平均值达到 $9\,826\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,较原方案提高了 26.5%,排气道等局部过热区域的换热系数都在

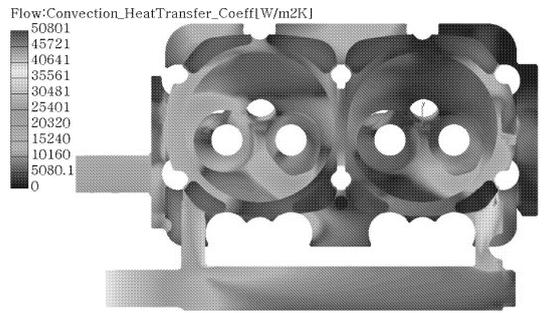


图 21 优化前后水套换热系数分布

Fig. 21 Heat transfer coefficient of water jacket after optimization

$5\,000\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 以上,满足工程设计要求。

结构优化后,缸盖上水孔质量流量分布与原方案对比如图 22 所示。由图可见,结构优化后,缸盖相应上水孔冷却水质量流量显著提高,进气侧质量流量约占 42%,排气侧约占 40%,分别高于原方案的 46% 和 32%,缩小了进、排气两侧的冷却差异。

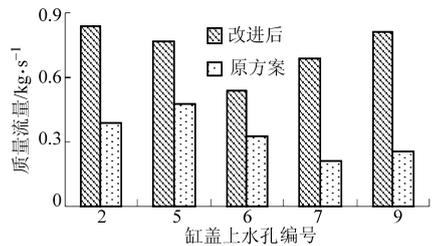


图 22 优化前后缸盖上水孔质量流量分布图

Fig. 22 Flow rate of inlet water channel of cylinder head after optimization

5 结论

(1) 卧式柴油机采用强制冷却闭式循环系统,其水套冷却水流动特性复杂。将入水公共水腔设置在缸体下端,挺柱孔和油底壳之间,有利于冷却水的流动和有效循环,不会产生气阻现象。

(2) 卧式柴油机缸体上水孔结构对缸体水套冷却水的流动有很大的影响。采用各缸设置一个切向上水孔,可以大大改善冷却水在缸体水套内的流动状况,提高了冷却水的流动速度,减少漩涡,减少流动损失。

(3) 卧式柴油机缸盖上水孔的位置、孔数和截面积等结构参数对缸盖水套的冷却水流动有很大的影响。通过优化原方案的缸盖上水孔,大大提高了缸盖水套内冷却水的整体流动速度,减小了两缸冷却效果的差异,改善了热负荷高的鼻梁区以及排气侧的冷却。

参 考 文 献

- 1 周龙保,刘巽俊,高宗英. 内燃机学[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
- 2 刘巽俊,陈群,李骏,等. 车用柴油机冷却系统的 CFD 分析[J]. 内燃机学报,2003,21(2): 125 ~ 129.
Liu Xunjun, Chen Qun, Li Jun, et al. Automotive diesel engine water jacket CFD analysis [J]. Transactions of CSICE, 2003, 21(2): 125 ~ 129. (in Chinese)
- 3 Kruger M, Poulsen Kessler M, Mendes A S, et al. Numerical analysis of flow at water jacket of an internal combustion engine [C]. SAE Paper 2008-01-0393, 2008.
- 4 Cavali M G, Subbarao A V, Marathe N V. Optimization of water jacket using CFD for effective cooling of water-cooled diesel engines [C]. SAE Paper 2007-26-049, 2007.
- 5 傅松,胡玉平,李新才,等. 柴油机缸盖水腔流动与沸腾传热的流固耦合数值模拟[J]. 农业机械学报,2010,41(4):26 ~ 30.
Fu Song, Hu Yuping, Li Xincan, et al. Fluid-solid coupling numerical simulation on flow and boiling heat transfer of cooling water-jacket in cylinder head of diesel engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(4):26 ~ 30. (in Chinese)
- 6 申立中,雷基林,颜文胜,等. 单双缸卧式柴油机强制冷却结构:中国,ZL200720104721.2[P]. 2008-04-09.
Shen Lizhong, Lei Jilin, Yan Wensheng, et al. A cooling water jacket structure with forced-cooling system for a horizontal single or double cylinders diesel engine: CN, ZL200720104721.2[P]. 2008-04-09. (in Chinese)
- 7 申立中,雷基林,颜文胜,等. 卧式柴油机冷却进水腔:中国,ZL200820080962.2[P]. 2008-12-31.
Shen Lizhong, Lei Jilin, Yan Wensheng, et al. A cooling water chamber structure of a horizontal diesel engine: CN, ZL200820080962.2 [P]. 2008-12-31. (in Chinese)
- 8 周光炯,严宗毅,许世雄,等. 流体力学[M]. 2版. 北京:高等教育出版社,2000.
- 9 傅德薰,马延文. 计算流体力学[M]. 1版. 北京:高等教育出版社,2002.
- 10 梁晓瑜. 增压中冷柴油机冷却水套内流场的 CFD 分析[D]. 昆明:昆明理工大学,2007.
Liang Xiaoyu. A CFD analysis of cooling water jacket in turbocharged inter-cooling diesel engine [D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2007. (in Chinese)
- 11 陈群. 车用柴油机冷却水套的计算流体力学分析[D]. 长春:吉林大学,2003.
Chen Qun. The computational fluid dynamics analysis of cooling water jacket in automotive diesel engine [D]. Changchun: Jilin University, 2003. (in Chinese)
- 12 Matsutani T, Nakada T, Shinpo Y, et al. Water jacket spacer for improvement of cylinder bore temperature distribution [C]. SAE Paper 2005-01-1156, 2005.

~~~~~

(上接第 18 页)

- 4 蒋炎坤. CFD 辅助发动机工程的理论与应用[M]. 北京:科学出版社,2004.
- 5 胡春明,郑振鑫. 汽油机缸内滚流运动的评价研究[J]. 车用发动机,2009(3):15 ~ 19.  
Hu Chunming, Zheng Zhenxin. Evaluation of gasoline engine in 2-cylinder tumble motion [J]. Vehicle Engine, 2009(3): 15 ~ 19. (in Chinese)
- 6 赵长禄,周磊,岳玉嵩,等. 通过进气道优化改进柴油机性能[J]. 内燃机学报,2003,21(4):244 ~ 248.  
Zhao Changlu, Zhou Lei, Yue Yusong, et al. Improvement of diesel engine by intake system optimization [J]. Transactions of CSICE, 2003, 21(4):244 ~ 248. (in Chinese)
- 7 杨嘉琳. 车用汽油发动机燃烧系统的开发[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- 8 Yi Jianwen, Steven Wooldridge, Gray Coulson, et al. Development and optimization of the ford 3.5 L V6 ecoboost combustion [C]. SAE Paper 2009-01-1494, 2009.
- 9 王建,刘德新. 四气门汽油机进气道流动特性的稳流试验研究[J]. 内燃机学报,2004,22(2):182 ~ 186.  
Wang Jian, Liu Dexin. Study of steady measurements on intake port flow characteristics in a four-valve gasoline engine [J]. Transactions of CSICE, 2004, 22(2):182 ~ 186. (in Chinese)
- 10 刘志恩,蒋炎坤,陈国华,等. CFD 辅助发动机进气道设计方法研究[J]. 内燃机工程,2006,27(6):6 ~ 10.  
Liu Zhien, Jiang Yankun, Chen Guohua, et al. Research based on CFD for gasoline engine intake port design [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2006, 27(6): 6 ~ 10. (in Chinese)
- 11 刘书亮,冯洪庆,王天友. 四气门火花点火发动机气缸内的滚流运动[J]. 燃烧科学与技术,2004,10(2):11 ~ 18.  
Liu Shuliang, Feng Hongqing, Wang Tianyou. Tumble motion in the cylinder of the 4-valve spark ignition engine [J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2004, 10(2):11 ~ 18. (in Chinese)