

一种柴油机热阻-热容的热管理模型

谢志平, 伍卫, 杨俊杰, 陈文芾*

(厦门大学物理与机电工程学院, 福建 厦门 361005)

摘要: 为提高柴油机的热管理水平, 研究了柴油机部件之间热传递关系. 采用流固耦合法和集总参数法, 建立了一个柴油机的热阻-热容(RC)动态传热网络模型. 该模型中各节点之间的热阻是关于柴油机部件的几何尺寸、材料属性和运行参数的函数, 因此该热阻-热容模型可应用于其他相似的内燃机. 以台架试验的柴油机为仿真对象, 利用 MATLAB 中的龙格-库塔算法计算其传热模型的矩阵微分方程, 预测了柴油机气缸套、气缸盖、活塞、冷却液、机油和废气的温度. 为验证仿真结果, 分别测量了柴油机的冷却液、机油和废气的温度, 结果表明, 仿真结果与实测数据变化趋势一致.

关键词: 柴油机; 热阻-热容网络; 热传递; 数值模拟; 热管理

中图分类号: TK 402

文献标志码: A

文章编号: 0438-0479(2015)03-0416-06

传统发动机冷却系统是为额定工况点设计的, 然而, 汽车发动机经常运行在部分负荷条件下, 导致一些不必要的热量和机械能损失, 如汽车预热阶段, 水泵的运转带走气缸周围的热量, 造成热机时间的延长、水泵的浪费运转有效功率^[1]. 为了减小油耗和提高发动机效率, 业内对发动机热管理关注度提高, 提出了智能型发动机冷却系统^[1-4], 根据发动机部件温度和冷却液的温度进行冷却强度的调整. Wagner 等^[5]用伺服电机驱动的节温器和水泵代替石蜡型节温器和曲轴带动的水泵组成智能型冷却系统, 利用集总参数法建立了发动机冷却系统的传热模型. Salah 等^[6]建立发动机和传动装置的多冷却回路数学模型, 采用非线性跟踪控制策略控制多冷却回路的瞬时温度. 刘毅等^[7]提出了一个基于集总参数法的车用内燃机冷却系统动态传热模型. 以上作者基于集总参数法把发动机当作一个质点考虑, 忽略了发动机内部部件传热关系, 虽很大程度上简化了传热模型, 但从油门开度改变到冷却液温度变化, 有一定的时间延迟, 则需要一个实时动态的发动机组件的热模型, 应用在发动机控制系统, 为精确控制发动机组件温度提供理论依据. Torregrosa 等^[8]提出了一个简明的柴油机气缸套、气缸盖和活塞的热阻传热

模型, 但忽略了柴油机组件的热容. 赵以贤等^[9]将车用内燃机的流动问题与传热问题耦合起来作为一个系统, 建立了车用内燃机的流动与传热问题的综合模型, 编制了计算程序.

为提高柴油机的热管理水平, 本文提出可应用于内燃机控制系统(ECU)中的传热模型. 采用流固耦合的方法, 建立一个简洁的柴油机冷却系统动态传热模型. 通过集总参数法, 用一个多节点的热阻-热容(RC)网络模型表示柴油机冷却系统的传热模型, 并进行了仿真分析. 与 6 缸柴油机的台架试验结果对比, 分析了其误差产生的原因.

1 柴油机的传热模型

1.1 柴油机内部的冷却系统传热模型

集总参数法指当固体内部的导热热阻远小于其表面的对流换热热阻时, 可以认为整个固体连续分布的质量与热容汇总到一点, 系统内部热量的传递可以看作节点通过热阻进行传递. 利用集总参数法可以建立柴油机内部部件 RC 网络模型, 形成一个线性状态空间系统, 描述柴油机内部传热系统的瞬态和稳态特性. 其模型的精确取决于节点的数量, 在满足精度的

收稿日期: 2014-03-14 录用日期: 2014-12-08

基金项目: 福建省科技厅工业高校产学研合作重大项目(2014H6026)

*通信作者: wxchen@163.com

引文格式: 谢志平, 伍卫, 杨俊杰, 等. 一种柴油机热阻-热容的热管理模型[J]. 厦门大学学报: 自然科学版, 2015, 54(3): 416-421.

Citation: Xie Zhiping, Wu Wei, Yang Junjie, et al. A thermal management model for diesel engines based on resistance-capacitance theory[J]. Journal of Xiamen University: Natural Science, 2015, 54(3): 416-421. (in Chinese)



<http://jxmu.xmu.edu.cn>

条件下节点数越少越好,否则会导致模型复杂,以致基于模型的控制算法很难在 ECU 中实现。

忽略柴油机各节点之间的辐射散热,根据能量守恒定律,传入各节点的总热流量等于传出的总热流量和节点内能的增量之和,即满足以下的热平衡关系:

$$\sum_{i \in I_j} \frac{1}{R_{ij}} (T_i - T_j) + \sum Q = C_j \frac{dT_j}{dt}, \quad (1)$$

其中 I_j 表示与 j 相邻的节点集合, T_i 和 C_i 分别表示节点 i 的温度和热容, R_{ij} 为 i, j 两节点之间的热阻, Q 表示与外界交换热量。显然 $R_{ij} = R_{ji}$ 。

图 1 为内燃机的剖视示意图,选取内燃机的气缸套、气缸盖和活塞、空气、冷却液、机油、进气、废气和燃气作为节点,其节点对应的温度(K)和热容(J/K)分别表示为 $T_{lin}, T_{head}, T_{pis}, T_{\infty}, T_{cool}, T_{oil}, T_{in}, T_{ex}, T_{gas}$ 和 $C_{lin}, C_{head}, C_{pis}, C_{\infty}, C_{cool}, C_{oil}, C_{in}, C_{ex}, C_{gas}$ 。各节点组成的柴油机的 RC 网络模型如图 2 所示,各节点之间的热流量取决于节点之间的热阻。为方便起见,分别记 R_1, R_2, R_4 为气缸套与冷却液、机油、活塞之间的热阻; R_5, R_6, R_7, R_8 为燃气与活塞、气缸套、废气、气缸盖之间的热阻; R_3, R_{14} 为机油与活塞、空气之间的热阻; R_9, R_{10}, R_{12} 为气缸盖与废气、进气、冷却液之间的热阻; R_{11}, R_{13} 为空气与进气、废气之间的热阻,热阻单位: K/W。

假设柴油机附近空气温度恒定为室温,由式(1)对各节点建立热平衡方程,得相应的矩阵微分方程:

$$AT + Q = B \frac{dT}{dt}, \quad (2)$$

其中:

$$A =$$

$$\begin{bmatrix} -\left(\frac{1}{R_5} + \frac{1}{R_6} + \frac{1}{R_7} + \frac{1}{R_8}\right) & \frac{1}{R_5} & 0 & \frac{1}{R_6} & 0 & \frac{1}{R_8} & \frac{1}{R_7} & 0 & 0 \\ \frac{1}{R_5} & -\left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5}\right) & \frac{1}{R_3} & \frac{1}{R_4} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{R_3} & -\left(\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_{14}}\right) & \frac{1}{R_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{R_{14}} \\ \frac{1}{R_6} & \frac{1}{R_4} & \frac{1}{R_2} & -\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_6}\right) & \frac{1}{R_1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{R_1} & -\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_{12}}\right) & \frac{1}{R_{12}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{R_8} & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{R_{12}} & -\left(\frac{1}{R_8} + \frac{1}{R_9} + \frac{1}{R_{10}} + \frac{1}{R_{12}}\right) & \frac{1}{R_9} & \frac{1}{R_{10}} & 0 \\ \frac{1}{R_7} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{R_9} & -\left(\frac{1}{R_7} + \frac{1}{R_9} + \frac{1}{R_{13}}\right) & 0 & \frac{1}{R_{13}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{R_{10}} & 0 & -\left(\frac{1}{R_{10}} + \frac{1}{R_{11}}\right) & \frac{1}{R_{11}} \\ 0 & 0 & \frac{1}{R_{14}} & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{R_{13}} & \frac{1}{R_{11}} & -\left(\frac{1}{R_{14}} + \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{13}}\right) \end{bmatrix}$$

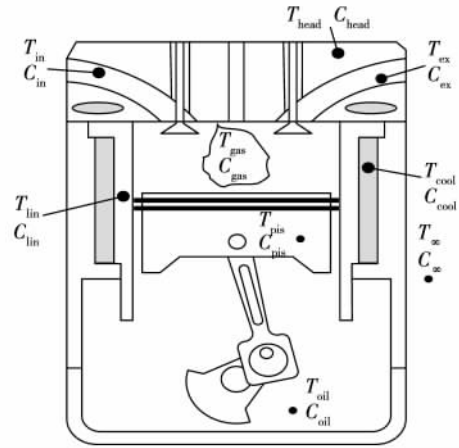


图 1 柴油机的剖视示意图

Fig. 1 Cross-sectional view of diesel engine

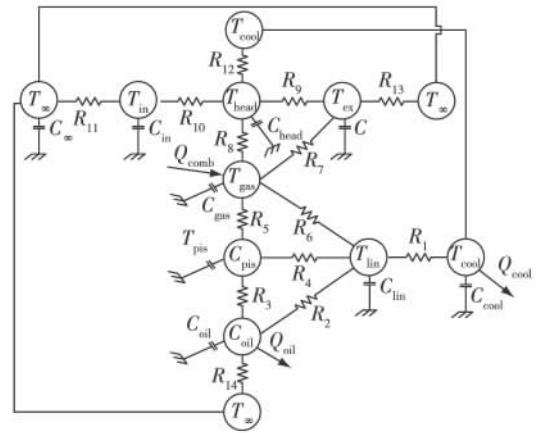


图 2 柴油机的 RC 网络模型

Fig. 2 Diesel Engine of resistance-capacitance network model

$$T = [T_{\text{gas}} \quad T_{\text{pis}} \quad T_{\text{oil}} \quad T_{\text{lin}} \quad T_{\text{cool}} \quad T_{\text{head}} \quad T_{\text{ex}} \quad T_{\text{in}} \quad T_{\infty}]^T,$$

$$B = \text{diag}\{C_{\text{gas}}, C_{\text{pis}}, C_{\text{oil}}, C_{\text{lin}}, C_{\text{cool}}, C_{\text{head}}, C_{\text{ex}}, C_{\text{in}}, 0\},$$

$$Q = [Q_{\text{comb}} \quad 0 \quad -Q_{\text{oil}} \quad 0 \quad -Q_{\text{cool}} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T,$$

且

$$Q_{\text{comb}} = \eta \dot{m}_f H_{\mu}. \tag{3}$$

其中 Q_{comb} 表示燃料燃烧产生的热流量(W,下同), η 表示燃烧效率, \dot{m}_f 燃料的质量流量(kg/s,下同), H_{μ} 燃料的低热值(J/kg).

$$Q_{\text{oil}} = c_{\text{oil}} \dot{m}_{\text{oil}} (T_{\text{oil, out}} - T_{\text{oil, in}}), \tag{4}$$

其中 Q_{oil} 表示机油带走的热流量, c_{oil} 为机油的比热容(J/(kg · K),下同), \dot{m}_{oil} 为机油质量流量, $T_{\text{oil, out}}$ 和 $T_{\text{oil, in}}$ 分别表示内燃机机油出口温度和进口温度(K,下同). 由于本文模拟台架上柴油机的机油系统, 其用钎焊板式换热器代替实际车上的散热器, 故忽略 R_{14} 的影响, 而在实际工况中, 令 $Q_{\text{oil}} = 0$.

$$Q_{\text{cool}} = c_{\text{cool}} \dot{m}_{\text{cool}} (T_{\text{cool, out}} - T_{\text{cool, in}}), \tag{5}$$

$$Q_{\text{cool}} = Q_0(t) + \epsilon c_{\text{pa}} \dot{m}_{\text{af}} (T_r - T_{\infty}). \tag{6}$$

其中 Q_{cool} 是冷却液带走的热流量, c_{cool} 为冷却液的比热容, \dot{m}_{cool} 为冷却液质量流量, $T_{\text{cool, out}}$ 和 $T_{\text{cool, in}}$ 分别表示内燃机冷却液出口温度和进口温度. $Q_0(t)$ 是散热器散发的热流量中不可控部分, ϵ 表示热传递效率, c_{pa} 为空气的比热容, T_r 为散热器的温度, 约等于 T_{cool} , \dot{m}_{af} 为散热器风扇引起的空气质量流量^[10]. 由于本文模拟台架上柴油机的冷却系统, 其用钎焊板式换热器代替实际车上的风扇散热器, 本文选用公式(5), 而在实际工况中, 选取公式(6).

1.2 传热模型热阻及边界条件的确定

气缸套与冷却液之间传热包括气缸套壁间的导热和气缸套外壁与冷却液之间的对流传热. 其热阻可用以下公式描述^[8]:

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{D+2e_{\text{lin}}}{D}\right)}{2\pi S k_{\text{Te}}} + \frac{1}{A_{\text{lin, cool}} h_{\text{lin-cool}}}, \tag{7}$$

式中 D 是缸径(m), S 是活塞行程(m), e_{lin} 是气缸套厚度(m), k_{Te} 是铁的导热系数(W/(m · K),下同), $A_{\text{lin, cool}}$ 和 $h_{\text{lin-cool}}$ 是气缸套与冷却液对流传热面积(m²,下同)和对流传热系数(W/(m² · K),下同), 根据文献^[11], $h_{\text{lin-cool}}$ 取值为4 800 W/(m² · K).

气缸套与机油的传热形式, 随着活塞的运动机油被溅射到气缸套内壁上随后被活塞刮下来, 气缸套的

热量部分被机油带走, 试验证明可忽略活塞速度的影响, 其等效的热阻表达式^[8]:

$$R_2 = \frac{1}{A_{\text{lin, oil}} h_{\text{lin-oil}}}, \tag{8}$$

式中 $A_{\text{lin, oil}}$ 是气缸套与机油传热面积, 根据文献^[8], $h_{\text{lin-oil}}$ 取值为 870 W/(m² · K).

活塞与机油的传热也是被飞溅到活塞上的机油带走, 其热阻可等效成^[12]:

$$R_3 = \frac{1}{A_{\text{pis, oil}} h_{\text{pis-oil}}}, \tag{9}$$

式中 $A_{\text{pis, oil}}$ 和 $h_{\text{pis-oil}}$ 分别是活塞与机油传热面积和等效对流传热系数, 根据文献^[12], $h_{\text{pis-oil}}$ 取值为 8 500 W/(m² · K).

活塞通过活塞环传热到气缸套, 其热阻包括活塞中的导热和活塞侧面与气缸套内壁的对流传热, 简化的热阻表达式^[8]:

$$R_4 = \frac{\ln\left(\frac{D}{0.5D}\right)}{2\pi h_{\text{pc}} k_{\text{Al}}} + \frac{1}{A_{\text{pis, lin}} h_{\text{pis-lin}}}, \tag{10}$$

式中 h_{pc} 是活塞高度(m), $A_{\text{pis, lin}}$ 和 $h_{\text{pis-lin}}$ 是活塞与气缸套传热面积(m²)和对流传热系数, k_{Al} 是铝的导热系数. 根据文献^[8], $h_{\text{pis-lin}}$ 取值为 620 W/(m² · K).

燃气与活塞和气缸盖的热阻分别由公式(11)和(12)计算^[8]. 根据 Woschni 公式可以求出燃气瞬时对流换热系数 $h(\theta)$ ^[13], 为了减少计算工作量, 采用平均对流换热系数 \bar{h}_{gas} 代替, 如式(13), 根据文献^[14], \bar{h}_{gas} 取值为1 300 W/(m² · K). 式中 $A_{\text{pis, gas}}$ 和 $A_{\text{head, gas}}$ 活塞和气缸盖与燃气传热面积.

$$R_5 = \frac{1}{A_{\text{pis, gas}} \bar{h}_{\text{gas}}}, \tag{11}$$

$$R_8 = \frac{1}{A_{\text{head, gas}} \bar{h}_{\text{gas}}}, \tag{12}$$

$$\bar{h}_{\text{gas}} = \frac{1}{720} \int_0^{720} h(\theta) d\theta. \tag{13}$$

燃气与气缸套的传热系数和面积随曲轴转角 θ 变化, 为简化模型, 采用等效的原理计算燃气与气缸套的热阻, 其计算公式如下^[8]:

$$R_6 = \frac{1}{\frac{1}{720} \int_0^{720} h(\theta) A_{\text{cyl}}(\theta) d\theta} \approx \frac{1}{A_{\text{cyl}} \bar{h}_{\text{gas}}}, \tag{14}$$

式中 $A_{\text{cyl}}(\theta)$ 是气缸套随曲轴转角 θ 变化的传热面积.

燃气与废气之间的瞬时传热可用公式(15)描述, 其中 \dot{m} 表示废气的质量流量, c_p 是比热容, 为减少计算量, 用一个周期的平均热阻代替, 其表达式如公式(17), 式中 $\dot{m}_{\text{a/f}}$ 表示燃油和进气的质量流量, c_{gas} 是燃气的比热容.

$$R_7(\theta) = \frac{1}{c_p \dot{m}} f(\theta), \quad (15)$$

$$f(\theta) = \begin{cases} 0, & \text{吸气、压缩、燃烧过程,} \\ 1, & \text{排气过程,} \end{cases} \quad (16)$$

$$R_7 = \bar{R}_7 = \frac{1}{720} \int_0^{720} R_7(\theta) \approx \frac{1}{c_{\text{gas}} \dot{m}_{a/f}}. \quad (17)$$

气缸盖与废气和进气都是对流传热,其热阻的形式如下:

$$R_9 = \frac{1}{A_{\text{ex}} h_{\text{ex}}}, \quad (18)$$

$$R_{10} = \frac{1}{A_{\text{in}} h_{\text{in}}}, \quad (19)$$

式中 A_{ex} 和 A_{in} 表示排气道和进气道的面积, h_{ex} 和 h_{in} 表示废气和进气与气缸盖的对流传热系数,根据文献 [15], h_{ex} 和 h_{in} 随曲轴转角变化,本文取其均值 110 和 45 W/(m²·K).

空气与进气和废气的热阻的表达式:

$$R_{11} = \frac{1}{c_{\infty} \dot{m}_a}, \quad (20)$$

$$R_{13} = \frac{1}{c_{\text{ex}} \dot{m}_{a/f}}, \quad (21)$$

式中 \dot{m}_a 表示进气的质量流量, c_{∞} 和 c_{ex} 是空气和废气的比热容.

气缸盖与冷却液的传热包括气缸盖的导热和气缸盖与冷却液的对流传热,其热阻的计算公式^[8]:

$$R_{12} = \frac{\delta_{\text{head}}}{k_{\text{Te}} A_{\text{head,cool}}} + \frac{1}{A_{\text{head,cool}} h_{\text{head-cool}}} \quad (22)$$

式中 δ_{head} 是气缸盖的厚度, $A_{\text{head,cool}}$ 和 $h_{\text{head-cool}}$ 分别是气缸盖与冷却液的对流传热面积和对流传热系数,根据文献[8], $h_{\text{head-cool}}$ 取值为 4 900 W/(m²·K).

2 仿真及试验结果

2.1 台架试验

本文模拟台架上运行的柴油机内部传热,以玉柴 YCJ200-30 柴油机为仿真对象,其基本参数如表 1 所示.其主要的仪器设备:GW250 电涡流测功机、FC2210 智能油耗仪、FC2000 发动机自动测试台、FC2420 水温调节装置和 FC2430B 发动机油温调节装置,图 3 为试验设备照片.根据式(4)和(5)要计算 Q_{oil} 和 Q_{cool} 的值,需测量机油质量流量 \dot{m}_{oil} 、机油出口温度 $T_{\text{oil,out}}$ 、进口温度 $T_{\text{oil,in}}$ 、冷却液质量流量 \dot{m}_{cool} 、冷却液出口温度 $T_{\text{cool,out}}$ 和冷却液进口温度 $T_{\text{cool,in}}$. 试验数据采集间隔为 1 min,运行时间为 15 min,大气温度为 30

℃,其实测的冷却液进出口温度和机油进出口温度如图 4 所示.

表 1 柴油机基本参数

Tab. 1 Basic engine characteristics

参数名称	参数值
气缸数	6
缸径(mm)	105
行程(mm)	125
排量(L)	6.494



图 3 试验设备照片

Fig 3 Photo of test equipment

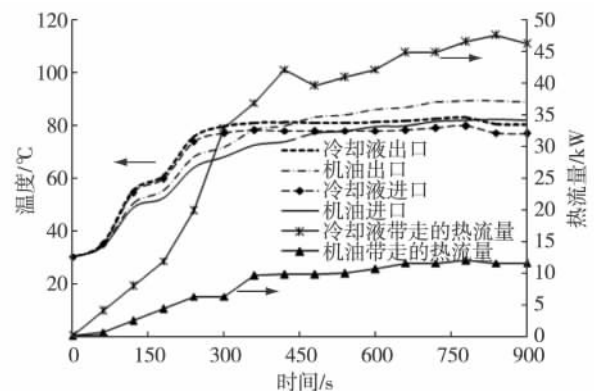


图 4 柴油机内部冷却系统的试验数据

Fig 4 Experimental data for the internal cooling system of diesel engines

2.2 仿真模拟

根据所建立的传热模型的矩阵微分方程和相应的取值,应用 MATLAB 软件中的龙格-库塔算法编写计算程序,时间步长 $\Delta t = 0.01$ s,仿真时间 900 s. 仿真计算的基本条件为发动机转速 1 690 r/min 左右,油耗量 22.24 kg/h,转矩为 540 N·m,其仿真初始值取大气温度,其仿真结果如图 5~8 所示.

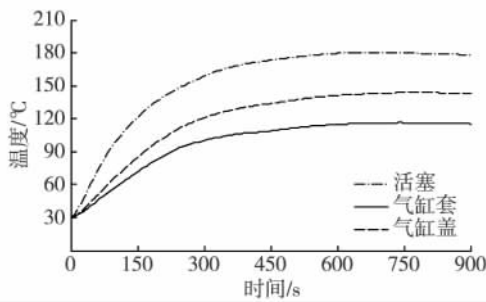


图 5 活塞、气缸套和气缸盖的仿真温度曲线
Fig 5 The modeled temperature for piston, cylinder liner and cylinder head

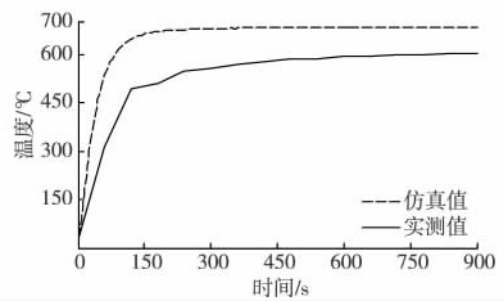


图 8 废气温度的仿真值与实测值对比
Fig 8 Comparison between the modeled and measured exhaust gases temperature

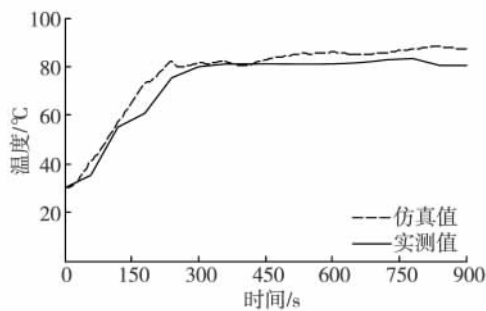


图 6 冷却液温度的仿真值与实测值对比
Fig 6 Comparison between the modeled and measured coolant temperature

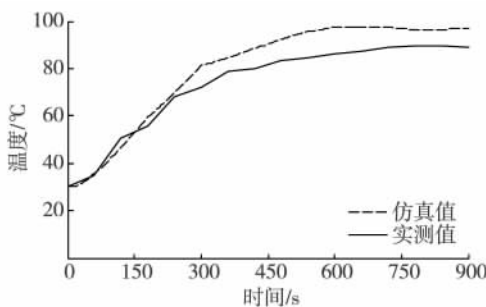


图 7 机油温度的仿真值与实测值对比
Fig 7 Comparison between the modeled and measured oil temperature

2.3 试验与数值计算结果比较

图 5 是活塞、气缸套和气缸盖的仿真温度曲线, 由于气缸里不方便安装传感器, 所以未与实测值进行对比. 图 6~8 中显示, 冷却液、机油和废气温度的仿真值与实测值在变化的趋势上一致, 300 s 左右达到热平衡, 总体上仿真值大于实测值. 产生原因: 1) 传热模型的建立只考虑了柴油机主要部件, 对部件的细节形状没有考虑, 次要部件没有在建模中体现, 简化了

模型, 在热阻计算时, 忽略了部件的辐射散热, 对流系数采用经验公式和相关文献报道中的数据. 2) 试验本身存在一定误差, 一方面, 在柴油机温度测量中, 柴油机关键位置温度场梯度比较大, 测量位置的偏差都可以导致一定量的试验误差; 另一方面测试条件(如柴油机本身状态等)也对测量有一定影响. 3) 图 8 的仿真值与实测值相差较大, 主要是因为本文为减少计算量, 用平均热阻近似取代了实际的热阻.

3 结 论

本文以台架试验的柴油机为仿真对象, 建立了基于集总参数法的柴油机 RC 传热网络模型, 利用 MATLAB 中的龙格-库塔算法计算其传热模型, 预测的柴油机冷却液、机油和废气温度和实测结果变化趋势一致, 其传热模型能较好地描述柴油机部件之间的热传递关系. 通过温度补偿或参数修正, 此模型可以应用于柴油机控制系统中, 提高发动机热管理水平.

参考文献:

[1] Caresana F, Bilancia M, Bartolini C M. Numerical method for assessing the potential of smart engine thermal management; application to a medium-upper segment passenger car [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31: 3559-3568.
[2] Khaled M, Harambat F, Peerhossaini H. Underhood thermal management; temperature and heat flux measurements and physical analysis[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30: 590-598.
[3] Salah M H, Mitchell T H, Wagner J R. Nonlinear-control strategy for advanced vehicle thermal-management systems[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2008, 57(1): 127-137.

- [4] Bayraktar I. Computational simulation methods for vehicle thermal management[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 36: 325-329.
- [5] Wagner J R, Srinivasan V, Dawson D M. Smart thermostat and coolant pump control for engine thermal management systems[J]. *SAE Technical Paper Series*, 2003, doi: 2003-01-0272.
- [6] Salah M H, Mitchell T H, Wagner J R, et al. A smart multiple-loop automotive cooling system-model, control, and experimental study[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2010, 15(1): 117-124.
- [7] 刘毅, 周大森, 张红光. 车用内燃机冷却系统动态传热模型[J]. *内燃机工程*, 2007, 28(3): 49-51.
- [8] Torregrosa A, Olmeda P, Degraeuwe B, et al. A concise wall temperature model for DI diesel engines[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26: 1320-1327.
- [9] 赵以贤, 毕小平, 王普凯, 等. 车用内燃机冷却系的流动与传热仿真[J]. *内燃机工程*, 2003, 24(4): 1-5.
- [10] Setlur P, Wagner J R, Dawson D M, et al. An advanced engine thermal management system; nonlinear control and test[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2005, 10(2): 210-220.
- [11] Robinson K, Hawley J G, Hammond G P, et al. Convective coolant heat transfer in internal combustion engines[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2003, 217(2): 133-146.
- [12] Kajiwaru H, Fujioka Y, Suzuki T, et al. An analytical approach for prediction of piston temperature distribution in diesel engines[J]. *JSAE Review*, 2002, 23(4): 429-434.
- [13] Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine[J]. *SAE Technical Paper*, 1967, doi: 10.4271/670931.
- [14] Sanli A, Sayin C, Gumus M, et al. Numerical evaluation by models of load and spark timing effects on the in-cylinder heat transfer of a SI engine[J]. *Numerical Heat Transfer*, 2009, 56: 444-458.
- [15] 刘志恩. 内燃机燃烧室多体耦合系统三维瞬态传热模拟及应用研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2007.

A Thermal Management Model for Diesel Engines Based on Resistance-capacitance Theory

XIE Zhi-ping, WU Wei, YANG Jun-jie, CHEN Wen-xiang*

(School of Physics and Mechanical & Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005, China)

Abstract: Thermal behaviors of diesel-engine components are studied for enhancing thermal management levels. A concise resistance-capacitance (RC) model for diesel engines is presented based on liquid-solid coupled and lumped parameter theory. For each resistance, an expression as a function of diesel engines components geometry, material properties, and operational parameters is derived to make the model applicable to other similar engines. The matrix differential equation of diesel engines on the bench test is calculated by using the Runge-Kutta algorithm in MATLAB. Temperatures of the cylinder liner, cylinder head, piston, coolant, oil and gas are predicted in the model, and are measured to validate the simulation result. Computed conclusions agree well with experimental results in variation tendency.

Key words: diesel engines; resistance-capacitance network; heat transfer; numerical simulation; thermal management