

4190 型船用中速柴油机配气相位优化仿真

陈 杰¹, 齐蕴思², 项勇兵³, 黄加亮^{1,4}

(1. 集美大学轮机工程学院, 福建 厦门 361021; 2. 渤海船舶职业学院, 辽宁 葫芦岛 125105;
3. 中船黄埔文冲船舶有限公司, 广东 广州 510715; 4. 福建省船舶与海洋工程重点实验室, 福建 厦门 361021)

[摘要] 以 4190 型船用中速柴油机为研究对象, 利用 MATLAB/Simulink 软件建立柴油机工作过程仿真模型, 通过仿真结果与实验数据的对比, 验证模型的正确性。将该模型的配气相位偏移量进行由负到正的变化, 得出其对柴油机功率、扭矩、燃油消耗率、缸内最高温度、最高爆发压力、NO_x 排放、排气温度、充气效率的影响规律。仿真结果确定了 4190 型柴油机最佳配气相位值: 进气提前角 66℃A; 进气滞后角 54℃A; 排气提前角 58℃A; 排气滞后角 56℃A。为 4190 型柴油机的性能优化改造提供了理论依据。

[关键词] 4190 型柴油机; MATLAB/Simulink; 配气相位; 仿真; 性能优化

[中图分类号] U 664. 121; TP 391. 9

Simulation Analysis of Gas Phase Optimization for 4190 Type Marine Medium Speed Diesel Engine

CHEN Jie¹, QI Yun-si², XIANG Yong-bing³, HUANG Jia-liang^{1,4}

(1. Marine Engineering Institute, Jimei University, Xiamen 361021, China;
2. Bohai Ship-building Vocational College, Huludao 125105, China;
3. CSSC Huangpu-wenchong Shipbuilding Company Limited, Guangzhou 510715, China;
4. Fujian Provincial Key Laboratory of Naval Architecture and Ocean Engineering, Xiamen 361021, China)

Abstract: The working process model of the 4190 type marine medium-speed diesel engine has been established with the MATLAB/Simulink software. The accuracy and dependability of the model were verified by comparing the simulation results with experimental data. The influence law of gas phase offset on diesel engine power, torque, fuel consumption rate, combustion temperature, combustion pressure in cylinder, NO_x emission, exhaust gas temperature, charging efficiency was studied through simulation with the model. The optimized gas phase has been identified that's, inlet advanced angle 66℃A (crankshaft angle); intake lag angle 54℃A; exheast advanced angle 58℃A; exhaust retard angle 56℃A, conclusions are drawn that the simulation results are beneficial to the performance optimization of 4190 type marine diesel engine.

Keywords: 4190 type marine engine; MATLAB/Simulink; gas phase; simulation; performance optimization

0 引言

柴油机换气质量的好坏对柴油机的经济性、动力性与排放性有重要影响,而配气相位是决定换气质量的重要因素^[1]。配气相位由进气提前角、进气滞后角、排气提前角、排气滞后角组成,用来表示进、排气门的开启与关闭时刻和开启延续时间^[2]。当前对于配气相位的优化方法主要有两种,一是实验方法,人工调节气门启闭,由于配气系统涉及到很多机械机构,并且有些结构参数难以在实验条件下调整,因此完全依靠实验方法对柴油机配气相位进行优化将会面临工作量过大的问题,同时也需要大量的人力、物力和财力,得出的结论也会因人为原因产生偏差;二是运用仿真软件进行数值模拟,此方法可以克服实验方法的不足^[3-4]。因此本文采用数值模拟方法,基于 MATLAB/Simulink 仿真软件建立 4190 型柴油机的工作过程仿真模型,进一步对配气相位进行优化。

1 柴油机仿真数学模型

柴油机仿真系统示意图如图 1 所示。

1) 柴油机缸内模型

柴油机缸内的热力过程由一系列复杂过程组成^[5]。缸内燃烧符合质量守恒方程、气体状态方程以及能量守恒方程,根据以上三个方程可建立气缸内工作过程模型:

$$\begin{aligned} dm_z/d\varphi &= dm_f/d\varphi + dm_s/d\varphi - dm_e/d\varphi; \quad d(m_z u_z)/d\varphi = dW/d\varphi + \sum_i dQ_i/d\varphi + \sum_j (dm_j/d\varphi) h_j; \quad p_z V_z = m_z R_z T_z. \end{aligned}$$

式中: m_z 、 m_f 、 m_s 、 m_e 分别为缸内气体总质量、流入气缸的气体质量、喷入气缸内瞬时燃料质量和流出气缸的气体质量; φ 表示曲轴转角; $d(m_z u_z)/d\varphi$ 表示柴油机缸内工质的内能变化率; $dW/d\varphi$ 表示气体对活塞做功的变化率; $\sum_i dQ_i/d\varphi$ 表示缸内的纯热量交换变化率; $\sum_j (dm_j/d\varphi) h_j$ 表示由质量交换所生成的能量变化率; p_z 表示气缸内气体压力; V_z 表示气缸容积; T_z 表示气缸内气体温度; R_z 表示气体常数。

2) 进、排气管系统模型

本文采用容积法^[6-7]建立进、排气总管模型,为方便计算,假设进、排气总管内的气体状态保持不变。进、排气总管内的连续方程、能量方程和动量方程可表示为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial c}{\partial x} + c \frac{\partial \rho}{\partial x} + (\rho c/F) \frac{dF}{dx} &= 0; \\ \frac{\partial p}{\partial t} + c \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} - a^2 c \frac{\partial \rho}{\partial t} - (k-1) \rho (q + c(4f/D_1)(c^2/2)(c/|c|)) &= 0; \\ \frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial x} + (1/\rho) (\frac{\partial \rho}{\partial x}) + (4f/D_1)(c^2/2)(c/|c|) &= 0. \end{aligned}$$

式中: ρ 表示气体密度; c 表示气体流速; F 表示管截面积; p 表示气体压力; a 表示过量空气系数,取值为 2.02; q 表示单位质量流体的传热量; D_1 表示管道直径; f 表示管壁摩擦阻力; k 取值为 1.4,表示空气的绝热指数。

在非稳态时,进、排气管容积内空气质量 M_i 的变化: $dM_i/dt = m_c - m_a$ 。式中: m_c 表示瞬时进入管道的空气质量流量; m_a 表示流经气阀的空气质量流量。

管道内气体压力 p_i 可以根据热力学状态方程得到: $p_i = M_i R T_i / V_i$ 。式中: V_i 表示管道内容积; T_i 表示管道流出的空气温度。

管道内气体温度 T_c 可根据能量方程计算得到: $dT_i/dt = [k(m_c T_c - m_a T_i) - (m_c - m_a) T_i] / M_i$ 。

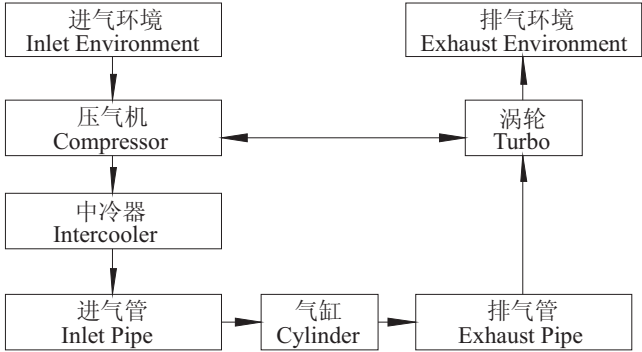


图 1 柴油机仿真系统示意图
Fig.1 Schematic chart for the simulation system of a diesel engine

3) 中冷器模型

对于涡轮增压柴油机, 为了增加循环进气量, 需要在压气机后加设中冷器, 对增压后的空气进行冷却。中冷器的计算模型^[8]为: $T_s = T_k - \eta_{cw}(T_k - T_{cw})$; $p_s = p_k + \Delta p$. 式中: T_s 表示中冷器出口处空气的温度; T_k 表示压气机出口处空气的温度; η_{cw} 表示中冷器的冷却效率; T_{cw} 表示冷却水进口处温度; p_s 表示增压后空气压力; Δp 表示流经中冷器的压力损失; p_k 表示中冷器出口处的空气压力。

4) 压气机模型

对空气进行增压的压气机是涡轮增压器的核心部件, 高速旋转的叶片将机械能转化为压力能, 提高进气压力, 达到增加循环进气量的目的。其计算模型可描述为:

$$dW_k/d\varphi = (1/\eta_k) dm_k/d\varphi K_k R_k T_k / (K_k - 1) [1 - (p_{ki}/p_k)^{(1-K_k)/K_k}];$$

$$T_k = (T_{ki}/\eta_k) [1 - (p_{ki}/p_k)^{(1-K_k)/K_k}] + T_{ki}; p_k = \pi_k p_{ki}.$$

式中: $dm_k/d\varphi$ 表示流经压气机的空气质量流量; K_k 表示空气的绝热指数, 取值为 1.4; R_k 表示废气的气体常数, π_k 表示压气机压比, 查询柴油机手册, 压气机压比为 2.26; η_k 表示压气机的效率, 取值为 0.78; T_k 表示压气机出口处空气温度; T_{ki} 表示外界环境温度, 取值为 293.15 K; p_k 表示压气机出口处空气压力, 实测值为 0.193 MPa; p_{ki} 表示大气压力, 取值为 0.10123 MPa。

5) 涡轮模型

涡轮要满足的基本方程如下:

$$dW_T/d\varphi = \gamma_T \eta_T dm_T/d\varphi K_T R_T T_T / (K_T - 1) [1 - (p_T/p_{To})^{(1-K_T)/K_T}];$$

$$T_{To} = T_T [1 - \eta_T (p_T/p_{To})^{(1-K_T)/K_T}].$$

式中: $dm_T/d\varphi$ 表示流经涡轮的废气质量流量; γ_T 表示排气绝热指数; η_T 为表示涡轮效率; T_T 表示涡轮前废气温度, 实验值为 755.15 K; K_T 表示废气的绝热指数; p_{To} 表示涡轮后排气背; p_T 表示涡轮前排气压力。

6) 燃烧模型

本文选用双韦伯燃烧模型, 该模型认为整个燃烧过程分为预混合燃烧以及扩散燃烧两部分组成, 其燃烧规律和放热规律为: $dx/d\varphi = dx_p/d\varphi + dx_d/d\varphi$; $x_p = [1 - e^{-6.908(1/2\tau)^3(\varphi - \varphi_{cb})^2}](1 - Q_d)$; $x_d = [1 - e^{-6.908(1/\varphi_{zd})^{1.8}(\varphi - \varphi_{cb} - \tau)^{1.8}}]Q_d$. 式中: τ 表示滞燃期; φ_{cb} 表示燃烧起始角; φ_{zd} 表示扩散燃烧持续期; Q_d 表示参与扩散燃烧的燃料分数。

7) 柴油机动力学方程

柴油机扭矩平衡方程为: $M_e = J_e d\omega/dt$. 式中: M_e 表示有效输出扭矩; J_e 表示转动惯量; ω 表示旋转变角速度。

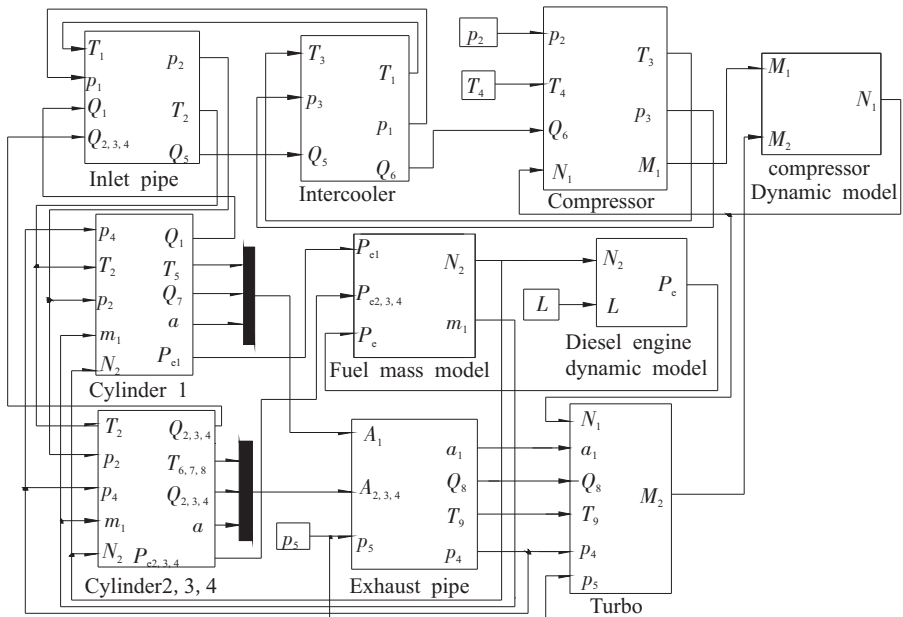
2 柴油机仿真模型的建立

本文利用 MATLAB/Simulink 软件建立各子模块模型并进行封装, 连接后形成整体仿真模型, 如图 2 所示。其中 1 缸采用独立建模的方式, 为了仿真方便, 将 2 至 4 缸联合表示。

3 仿真模型验证

本文的研究对象为废气涡轮增压的四冲程直喷式柴油机, 经实验室改造后, 原机械喷油泵换成了成都威特 EP1000 型电控组合泵。柴油机主要技术参数如下: 缸径 \times 行程 = 190 mm \times 200 mm; 标定功率 P_e 为 220 kW; 标定转速 n 为 1000 r/min; 最大扭矩为 2100 N \cdot m; 压缩比为 14; 活塞总排量为 23.8 L; 最高燃烧压力为 10.8 MPa; 燃油消耗率为 206 g/(kW \cdot h); 排气烟度 ≤ 1.5 BSU。

在柴油机上进行 E2 工况试验, 测定各工况点下的功率 P_e 、油耗率 g_e 以及涡轮后的排气温度 T_a 。利用模型进行仿真计算, 得到结果与实验值进行对比, 如图 3 所示。由图 3 可以看出, 仿真结果与试验数据基本吻合, 误差均在 3% 内, 证明了仿真模型的正确性。



T_1 —中冷器出口温度 Temperature in the cooler outlet; T_2 —进气管温度 Temperature in the inlet pipe; T_3 —压气机出口温度 Temperature in the compressor outlet; T_4 —进气温度 Inlet temperature; T_5 —1 缸缸内温度 Temperature in the 1 cylinder; $T_{6,7,8}$ —2,3,4 缸缸内温度 Temperature in the 2,3,4 cylinder; T_9 —排气管温度 Temperature in the exhaust pipe; p_1 —中冷器出口压力 Pressure in the cooler outlet; p_2 —进气管压力 Pressure in the inlet pipe; p_3 —压气机出口压力 Pressure in the compressor outlet; p_4 —排气管压力 Pressure in the exhaust pipe; p_5 —排气背压 Exhaust back pressure; Q_1 —进气阀流量 Intake valve flow; $Q_{2,3,4}$ —2,3,4 缸进气阀流量 Intake valve flow of the 2,3,4 cylinder; Q_5 —进气管进气流量 Intake flow of inlet pipe; Q_6 —压气机流量 Compressor flow; Q_7 —排气阀流量 Flow of exhaust valve; Q_8 —排气管流量 Flow of exhaust pipe; L —负载 Load; M_1 —压气机扭矩 Compressor torque; M_2 —涡轮扭矩 Turbine torque; N_1 —增压器转速 Turbocharger speed; N_2 —柴油机转速 Diesel engine speed; m_1 —循环油量 Cycle fuel injection quantity; P_{c1} —1 缸功率 Power of the 1cylinder; $P_{c2,3,4}$ —2,3,4 缸功率 Power of the 2,3,4cylinder; P_e —总功率 Gross power; a —过量空气系数 Excess air ratio; a_1 —排气管过量空气系数 Excess air ratio of exhaust pipe; A_1 —1 缸排气参数 Exhaust parameters of 1 cylinder; $A_{2,3,4}$ —2,3,4 缸排气参数 Exhaust parameters of 2,3,4 cylinder

图2 柴油机仿真模型
Fig.2 Simulation model of the diesel engine

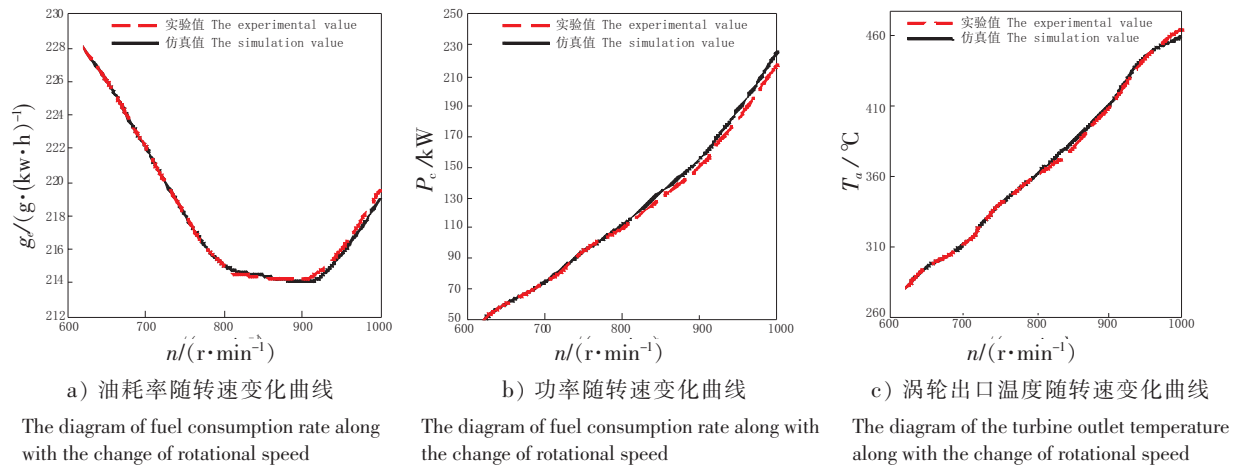


图3 仿真与实验结果对比图
Fig.3 Comparison of the results from simulation and experiment

4 配气相位对柴油机性能影响分析

进气阀门提前开启可以增大进气量，减少进气损失和缸内残余废气量，但进气提前角过大，会使缸内燃烧后的高压废气进入进气道，进气质量下降。排气提前角增大时，排气损失降低，同时能减少

缸内燃烧后的残余废气量，提高换气质量，但排气提前角过大，会使膨胀冲程中高压燃气过早排出，有效功损失，降低柴油机动力性和经济性。因此存在最佳进气提前角和最佳排气提前角。为了研究配气相位对柴油机性能影响的规律，利用软件 Simulink 对不同偏移量下的配气相位进行仿真计算。本文研究的柴油机的进排气凸轮相对位置固定，铸造在同一凸轮轴上，凸轮轴的位置决定配气相位。因此对配气相位的优化是在凸轮型线不变条件下进行偏移。

图 4 为柴油机充气效率 η_v 以及最高爆发压力 p_{\max} 随进、排气凸轮偏移量 D 变化曲线，由图 4 可以看出：随着凸轮轴偏移量的增大，柴油机的充气效率和最高爆发压力均呈下降趋势。这是因为凸轮偏移量由负到正增加的过程中，进气提前角和排气提前角都后移，进气滞后角和排气滞后角变大。造成进气门开启时刻延后，进气开始后开度不足，进气通流面减小，进气阻力增大；进气门关闭过晚，进气后期缸内气体倒流，新鲜空气量减少，充气效率下降，导致燃烧不充分，最高爆发压力降低；排气阀开启时刻滞后，排气冲程后期排气阀开度足够大，排气阻力降低，有利于废气迅速排出。

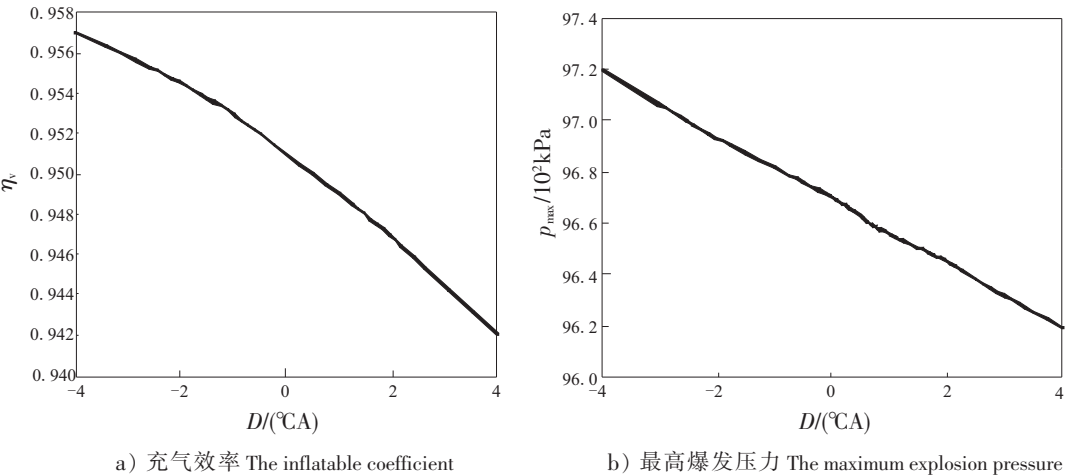


图 4 凸轮偏移量变化对充气效率和最高爆发压力的影响

Fig.4 The influence of cam offsets on inflatable coefficient and maximum explosion pressure

图 5 为柴油机有效燃油消耗率 g_e 、功率 P_e 以及扭矩 M_e 随凸轮偏移量由负到正变化的曲线。由图 5 可以看出：随着凸轮轴偏移量增大，有效燃油消耗率先变小后缓慢增大，扭矩和功率先增大后变小。这是因为随着凸轮正向偏移过大会导致充气效率下降，新鲜空气充量减少，燃烧不充分，柴油机功率下降，并会出现因为进气量不足而引起的积碳、冒黑烟和油耗增大等现象。由图 5 可以得出：当进排气凸轮正向偏移 1°CA 时，柴油机的动力性及经济性达到最优。

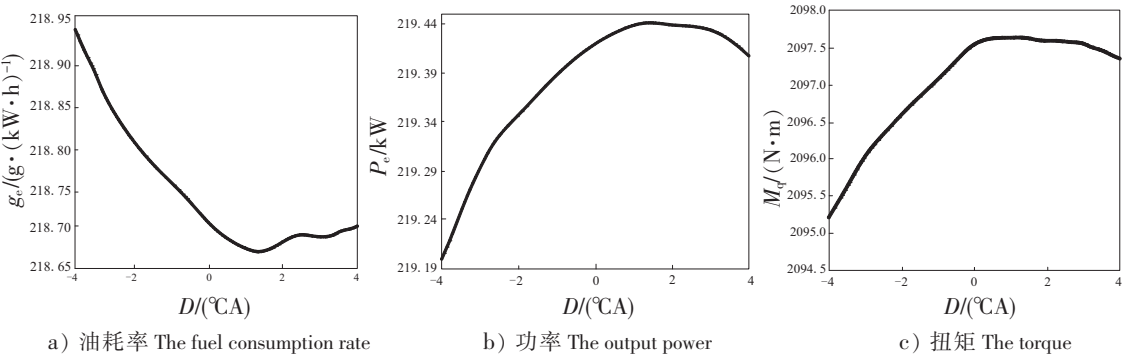


图 5 凸轮偏移量变化对油耗率、功率和扭矩的影响

Fig.5 The influence of cam offsets on specific fuel oil consumption (SFOC),output power and torque

图 6 为柴油机的排气温度 T_a 、缸内最高温度 T_{\max} 以及 NO_x 随进排气凸轮偏移量变化的趋势。由图

6 可以得出: 排气温度和缸内最高温度均随着凸轮偏移量增大而增大, 而 NO_x 排放浓度则先变小后缓慢变大。这是因为随着进、排气凸轮偏移量的增大, 柴油机进气阀关闭时刻滞后, 压缩起始点随之推迟, 同时新鲜空气充量不足, 燃烧起始点滞后, 滞燃期增长, 燃烧后期大量柴油迅速燃烧, 造成缸内最高燃烧温度升高, 排气温度也随之升高。在凸轮偏移量为 $+1^\circ\text{CA}$ 时, 单位功率的 NO_x 排放浓度达到最低。

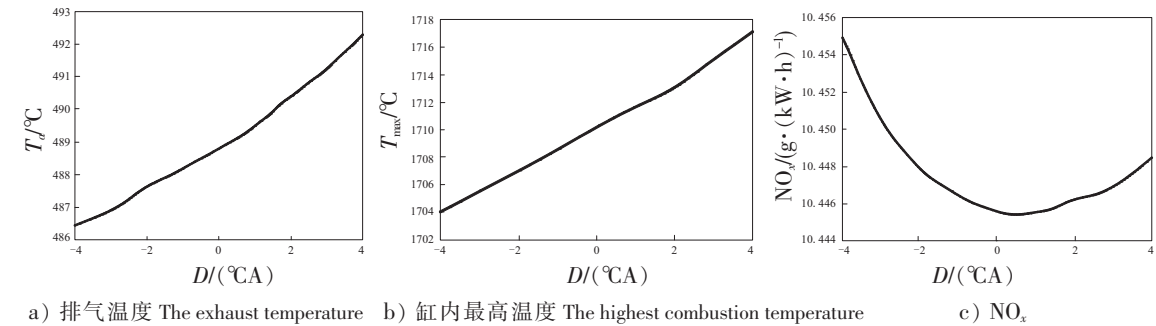


图6 凸轮偏移量变化对排气温度、缸内最高温度和 NO_x 的影响

Fig.6 The influence of cam offsets on the exhaust temperature,the highest combustion temperature and NO_x

5 结论

本文基于 MATLAB/Simulink 软件建立 4190 型柴油机工作过程仿真模型, 通过对柴油机燃油消耗率、功率、涡轮后排气温度的仿真结果与实验值的对比, 验证了模型的正确性。利用该模型对 4190 型柴油机配气相位进行了优化。

1) 原机进气提前角 67°CA , 进气滞后角 53°CA ; 排气提前角 59°CA , 排气滞后角 55°CA 。通过仿真结果分析, 优化后配气相位为: 进气提前角 66°CA ; 进气滞后角 54°CA ; 排气提前角 58°CA ; 排气滞后角 56°CA 。

2) 配气相位优化后, 柴油机有效燃油消耗率降低, 扭矩和功率有所提高, NO_x 排放浓度降低, 经济性、动力性和排放性都有所提高。利用该仿真模型研究配气相位对柴油机性能的影响, 可为配气相位的优化设计提供参考。

[参考文献]

[1] 刘杨, 李国岫. 增压柴油机配气相位的优化研究. 北京汽车, 2009(3): 25-28.

[2] 黄加亮, 乔英志, 王丹. 4190Z_LC 船用柴油机工作过程仿真与整机性能优化研究. 中国造船, 2012, 53(3): 199-207.

[3] 李军, 纪雷, 隗寒冰, 等. 柴油机配气相位的分析与优化. 机械设计与制造, 2014(2): 17-20.

[4] 邵治家, 白敏丽, 吕继组, 等. 配气相位对 6106 柴油机的性能影响研究. 内燃机工程, 2008, 29(3): 33-36.

[5] 黄加亮, 项勇兵, 乔英志, 等. 4190 船用增压四冲程柴油机进排气系统建模. 大连海事大学学报, 2015, 41(1): 42-48.

[6] 林开进, 吴培莉, 李品芳. 船舶电控共轨柴油机容积法模型仿真. 大连海事大学学报, 2012, 38(4): 69-72.

[7] 吴培莉, 张均东, 何治斌. 船舶电控柴油主机工作过程仿真. 大连海事大学学报, 2011, 37(4): 48-50.

[8] 张媛媛. 船舶中速柴油机数学建模与可视化仿真的研究. 大连: 大连海事大学, 2008.

(责任编辑 陈 敏 英文审校 郑青榕)