

ECU 硬件在环用船用柴油机模型的开发

杨永文, 李金华, 丁国飞, 陈志忠

(七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: ECU 硬件在环仿真测试平台的核心是建立既有一定的计算精度又能实时运行的柴油机仿真模型。鉴于船用柴油机系统尺寸大、试验成本高的特点, 结合平均值法和充排法, 基于 MATLAB/Simulink 软件平台, 建立了某船用共轨柴油机的实时仿真模型。dSPACE 实时平台仿真结果与动态试验结果的对比验证了该模型的精度及实时性。

关键词: 船用柴油机; 硬件在环测试平台; 实时模型

中图分类号: TK421⁺.1

文献标识码: A

文章编号: 1001-4357(2013)03-0025-03

Development of Marine Diesel Model for ECU Hardware-in-the-Loop Test Platform

Yang Yongwen, Li Jinhua, Ding Guofei, Chen Zhizhong

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: The core of ECU Hardware-in-the-Loop test platform is designing a real-time diesel model with high precision. Considering the characteristics of the marine diesel engine which has huge system size and high test cost, based on MATLAB/Simulink, a real-time simulation model of a common-rail marine diesel which is a combination of mean value model and “filling and emptying” was built. By comparing the simulation results in dSPACE platform with the dynamic state experiment results, the accuracy and real-time quality of the model was verified.

Keywords: marine diesel engine; hardware-in-the-loop test platform; real-time simulation model

0 引 言

应用硬件在环测试平台对 ECU 的控制策略进行验证, 可以克服 ECU 在实际柴油机台架试验测试耗时长、代价大的缺点, 使柴油机电控系统的开发和测试变得 4 更加灵活、简单和经济, 尤其适用于大型船用发动机电控系统的开发。ECU 硬件在环测试平台的关键是要建立一个具有一定计算精度又能实时运行的柴油机仿真工作模型, 以代替真实的柴油机。因此, 柴油机实时仿真模型必须能够保证模拟柴油机的各种工况特性与真实柴油机是一致的, 以确保 ECU 测试的可靠性。

控制分析用的柴油机仿真模型按照建模方法, 可

分为平均值建模、充排法建模和系统辨识法建模等。

平均值建模以循环平均参数为状态变量, 对物理过程清晰的环节用代数方程或微分方程表示, 对物理过程复杂的环节则用经验公式或试验数据表示, 主要突出实时性, 适用于实时性要求高的场合。现有的车用柴油机实时仿真系统中, 大量使用的是平均值模型。由于平均值模型在构造过程中需要依赖较多的试验数据, 因此平均值模型的通用性相对较差。鉴于船用柴油机台架试验的周期长、成本高的特点, 不便于进行大量的试验, 因此平均值模型应用于大型柴油机有一定的限制。

充排法建模是把进排气歧管和气缸都分别作为一个热力学控制容积来处理, 控制容积内部假定成

收稿日期: 2013-01-24

作者简介: 杨永文(1988-), 男, 研究生, 主要研究方向为柴油机硬件在环仿真测试, E-mail: yangyongwen711@163.com。

均质理想气体，每个控制容积之间通过传热、传质或做功相互联系。考虑了进排气歧管的容积效应以及气缸的充填与排空；建立一阶非线性常微分方程来描述柴油机燃烧、流动、传热等复杂物理现象，取代了其它模型中的简单经验关系，精度较高。但复杂程度较大，且要求仿真步长小、迭代次数多，计算时间长，很难达到实时仿真的要求。对于船用柴油机而言，可以局部采用该方法，但不宜大量串接使用。

系统辨识法建模是将柴油机系统视为“黑盒子”，通过对大量输入输出参量数据的映射关系的处理，得到最终的系统传递函数模型。由于该方法依赖于具体机型和大量的试验数据，模型的通用性不强。对于船用柴油机而言，适用性更差。

本文针对船用柴油机尺寸大、转速较低、系统响应要求较低、不便于进行实机试验的特点，以某中速(额定转速 1 000 (r·min⁻¹))船用柴油机为对象，采用平均值法和充排法相结合的方法，建立船用柴油机的实时仿真模型并加以验证。

1 柴油机模型建立

按照模块化建模原理，把柴油机划分为几个子系统(如图 1 所示)，主要包括进排气管、气缸、燃油系统、中冷器、增压器系统等几部分子模型。为同时满足实时性及精度要求，对其中起主要作用的柴油机进排气管、气缸子模型采用能够模拟柴油机工作循环的充排法模型，而其它部分的建模都采用平均值模型。

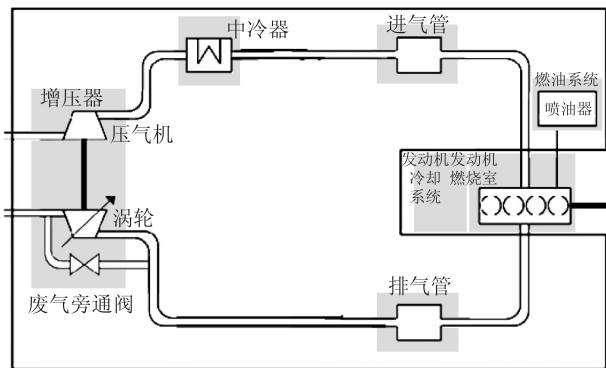


图 1 柴油机模型结构框图

1.1 柴油机热力过程模型

1.1.1 控制容积热力过程的基本微分方程

把每个控制容积视为一个零维系统，其成分只有新鲜空气、燃油和废气三部分。通过质量守恒方程、能量守恒方程和理想气体状态方程，求得控制容积的压力 p 、温度 T 及质量 m 三个基本参数。

(1) 质量守恒方程

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{i,In} - \dot{m}_{i,Out}$$

式中， $\dot{m}_i$ 为控制容积中 i 成分质量变化； $\dot{m}_{i,In}$ 为进入控制容积的 i 成分质量流量； $\dot{m}_{i,Out}$ 为流出控制容积的 i 成分质量流量。

(2) 能量守恒方程

$$dU = dW + dQ + dH$$

式中， dU 为控制容积中内能的变化量； dW 为控制容积中气体做功的变化量； dQ 为控制容积中热量的变化量； dH 为控制容积中焓的变化量。

(3) 理想气体状态方程

$$p = \frac{mRT}{V}$$

式中， p 为控制容积中压力； V 为控制容积的工作容积。

1.1.2 燃烧放热计算模型

采用 Chmela 零维现象学模型，计算混合控制燃烧阶段的放热率。模型中考虑了缸内当前可用燃油量及燃油喷射扰动能的影响。放热率计算公式如下：

$$\dot{Q}_{Fuel} = c_{Mod} f_1(m_{Fuel}) c_{Rate} \frac{\sqrt{k}}{\sqrt{V_{Cyl}}}$$

式中， c_{Mod} 为模型常数； $f_1(m_{Fuel})$ 为气缸内当前可用燃油量； c_{Rate} 为混合速率常数； V_{Cyl} 为瞬时气缸容积； k 为局部扰动能密度。

1.1.3 气缸壁换热计算模型

气缸壁换热计算模型用于计算气缸内工质与气缸壁之间的换热量，包括气缸盖、活塞、气缸套三部分的散热量。

为了提高模型实时性，忽略了柴油机各缸工作的不均匀性，采用“缸平移法”建立气缸模型，只计算一个气缸的缸内状态变化过程，其它各缸的状态不直接计算，而是根据发火顺序由计算缸的状态递推，仿真的速度可提高数倍。

1.2 共轨燃油系统模型

根据伯努利方程，共轨模型根据进、出共轨管的燃油体积流量和燃油弹性模量计算共轨压力。模型计算中不考虑共轨轨压的压力波动。

喷油器模型采用基于共轨压力及喷油持续期查 MAP 计算喷油量的方法。为了模拟喷油率，首先根据每缸每次喷油提前角、每缸实时曲轴相位、当前转速及喷油持续期，触发喷油开始上升沿及喷油结束下降沿，形成完整喷油脉冲；然后，再根据触发的喷油脉冲及查到的喷油量，模拟计算瞬时喷油率。为了保证实时性，在喷油器建模时没有考虑喷油器的液力特性。

1.3 中冷器模型

中冷器一般直接安装在进气管前,用于冷却增压后的空气。中冷器模型根据发动机运行工况点、进口温度及冷却水温度等计算中冷器出口温度及焓流量。在模型中考虑了中冷器效率及倒流情况,但未考虑压力损失。

1.4 涡轮增压器模型

废气涡轮增压器由压气机、涡轮和转子组成。压气机模型主要计算压气机出口温度和增压压力,

$$T_{\text{Out,Comp}} = T_{\text{In,Comp}} \left(1 + \frac{1}{\eta_{\text{Comp}}} (\Pi_{\text{Comp}}^{\frac{k-1}{k}} - 1) \right)$$

$$P_{\text{Comp}} = \dot{m}_{\text{Comp}} c_{p,\text{air}} \frac{1}{\eta_{\text{Comp, is}}} T_{\text{In,Comp}} \left(\Pi_{\text{Comp}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

式中, P_{comp} 为增压器功率; $T_{\text{Out,Comp}}$ 为增压器出口温度; $\dot{m}_{\text{Comp}}$ 为增压器内气体流量; η_{Comp} 为增压器效率; Π_{Comp} 为增压器压比。其中,效率和压比是修正流量和修正转速的函数,分别通过查增压器特性数据得到。

涡轮模型用于计算流过涡轮的气体流量及涡轮出口温度。计算公式如下:

$$Ne_{\text{Turb}} = \dot{m}_{\text{Turb}} c_{p,\text{air}} \frac{1}{\eta_{\text{Turb}}} T_{\text{In,Turb}} \left(1 - \Pi_{\text{Turb}}^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

$$T_{\text{Out,Turb}} = T_{\text{In,Turb}} \left(1 + \frac{1}{\eta_{\text{Turb}}} (\Pi_{\text{Turb}}^{\frac{k-1}{k}} - 1) \right)$$

式中, Ne_{Turb} 为涡轮功率; $T_{\text{Out,Turb}}$ 为涡轮出口温度; $\dot{m}_{\text{Turb}}$ 为涡轮修正流量; η_{Turb} 为涡轮效率; Π_{Turb} 为涡轮压比。修正流量和压比通过查涡轮特性数据得到。

1.5 动力学模型

根据达朗贝尔原理建立平衡方程,分别求得涡轮增压器转子和柴油机的转速。

$$\dot{n}_{\text{TC}} = \frac{1}{J_{\text{TC}}} \left(\frac{Ne_{\text{Turb}}}{n_{\text{TC}}} - \frac{Ne_{\text{Comp}}}{n_{\text{TC}}} - T_{\text{Friction}} \right)$$

式中, n_{TC} 为增压器转速; Ne_{Comp} 为压气机功率; T_{Friction} 为摩擦扭矩; J_{TC} 为涡轮增压器惯量。

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{T_{\text{Ind,Engine}} - T_{\text{Friction}} - T_{\text{Osc}} + T_{\text{Drivetrain}}}{J_{\text{Eng}} + J_{\text{Drivetrain}}}$$

式中, φ 为曲轴转角; $T_{\text{Ind,Engine}}$ 为柴油机指示扭矩; T_{Friction} 为摩擦扭矩; T_{Osc} 为活塞、曲轴等运动件在振动过程中产生的扭矩损失; $T_{\text{Drivetrain}}$ 为起动机或负载产生的扭矩; J_{Eng} 为柴油机总惯量; $J_{\text{Drivetrain}}$ 为动力传动系统惯量。

1.6 测功机模型

测功机模型模拟 PI 控制器,控制发动机在设定转速运行,根据柴油机转速与设定值的差值调节测功机的输出扭矩。

2 柴油机模型的验证

按照上述数学模型,基于 MATLAB/Simulink 建立了柴油机仿真模型。由于建立的柴油机模型涉及复杂的刚性微分方程,并且缸内压力信号的计算需要较密集的计算步长,因此柴油机模型需要较小的采样步长;而测功机模型不需要如此小的步长,为了合理降低处理器的负担,保证模型的精度,将柴油机模型和测功机模型划分为两个任务计算,将仿真步长分别设置为 0.1 ms 及 1 ms。

将数学模型下载到 dSPACE 硬件平台,仿真模拟柴油机带测功机运行。

为了验证模型覆盖了柴油机全部允许工况,本文选取如图 2 所示的 17 个工况点作为仿真与试验对比点。

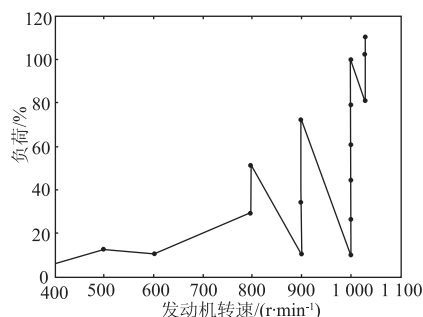


图2 转速负载仿真工况点示意图

选取轨压、喷油量、有效扭矩、增压压力四个主要参数检验模型精度。对比结果如图3~图6所示。

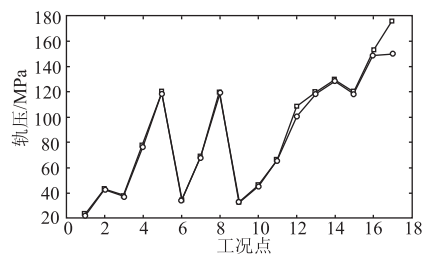


图3 轨压仿真值与试验数据对比图

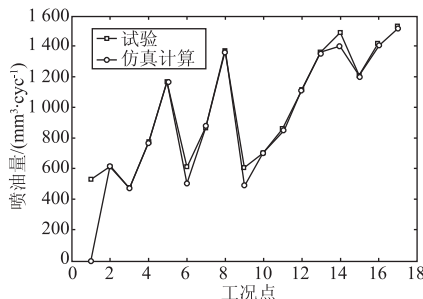


图4 喷油量仿真值与试验数据对比图

据三维实体计算的扭转振动频率会受到纵向振动、弯曲振动的影响, 单一扭转振动固有频率较难识别与确定, 根据整体曲轴模态进行各单位曲柄扭转刚度计算的方法暂不成熟。

参考文献

- [1] CB/Z 214-85. 舰艇柴油机轴系扭转振动计算[S].
- [2] 米泽彻, 姚英. 曲轴扭振分析——关于扭转刚度的研究[J]. 国内外燃机, 1985(5): 22-28.
- [3] 汪长民, 宋德军. 曲轴曲拐扭转刚度计算的有限元法[J]. 内燃机学报, 1991, 9(2): 177-183.
- [4] 乔志强. 某型柴油机曲轴系统动态特性研究[D]. 哈尔滨工程大学, 2008.
- [5] 成中清, 蔡敢为, 周晓蓉, 等. 6108 柴油机曲轴有限元分析[J]. 装备制造技术, 2010(1): 27-32.
- [6] WL/ADYSL/AW MITANIEC, KONRAD BUCZEK. Torsional vibration analysis of crankshaft in heavy duty six cylinder inline engine[C]. CZASOPISMO TECHNICZNE, 2008: 193-207.
- [7] Troy Feese, P. E., Charles Hill. Guidelines for preventing

torsional vibration problems in reciprocating machinery [R]. Gas Machinery Conference, 2002.

- [8] William Ker Wilson. Practical solution of torsional Vibration problems[M]. Chapman & Hall, 1965.
- [9] E. J. Nestorides. A handbook on torsional vibration[M]. Cambridge University Press, 1958.
- [10] John Schwaner. Sky Ranch engineering manual: Operation, failure, repair, piston aircraft engines[M]. Sacramento Sky Ranch, 1991.
- [11] Zhao Guangming, Jiang Zhengfeng. Study on torsional stiffness of engine crankshaft[C]. 2009 International Forum on Computer Science-Technology and Applications 2009 International Forum on Computer Science-Technology and Applications 2009 International Forum on Computer Science-Technology and Applications, 2009.
- [12] M. Desbazeille, R. B. Randall, F. Guillet, etc. Identification of the crankshaft torsional properties of a large diesel engine from a single point measurement of angular speed[C]. 3rd International Conference on Integrity, Reliability and Failure, 2009.

(上接第 27 页)

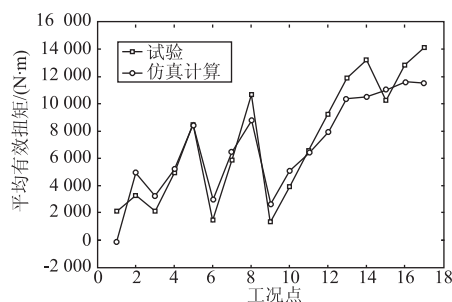


图 5 有效扭矩仿真值与试验数据对比图

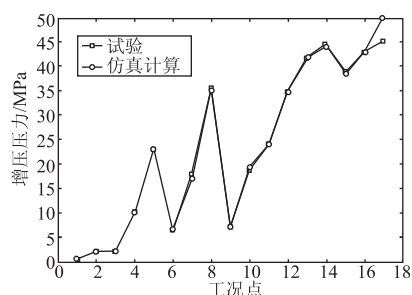


图 6 增压压力仿真值与试验数据对比图

通过模型仿真值与真实试验数据对比发现, 各测试点误差普遍较小, 模型精度可以满足 ECU 功能测试要求。个别工况突变点误差稍大, 后续可通过调整个别经验参数、增加试验数据的方法进一步提高模型的精度。

另外, 通过 dSPACE 试验界面可以发现, 柴油机模型仿真计算所用平均时间为 0.075 ms, 最长仿真时间为 0.087 ms, 小于溢出时间 (即仿真步长) 0.1 ms, 对于转速不大于 1 000 ($r \cdot \min^{-1}$) 的船用柴油机而言, 实时性可以满足要求。

3 结 论

通过对比几种控制分析用模型的特点, 结合船用柴油机的特性, 本文综合采用充排法和平均值法建立了某船用共轨柴油机模型。模型仿真结果与实机试验值的对比表明: 该模型达到一定的计算精度, 同时模型仿真计算所用时间小于单位仿真时间, 能满足实时性要求, 该模型可用作 ECU 硬件在环测试平台用柴油机模型。

参考文献

- [1] 刘希. 共轨柴油机 ECU 硬件在环实时仿真测试平台[D]. 天津: 天津大学, 2009.
- [2] Franz G. Chmela, Gerhard C. Orthaber. Rate of heat release prediction for direct injection diesel engines based on purely mixing controlled combustion[C]. SAE1999-01-0186V001.
- [3] 马超, 杭勇. ECU 硬件在环涡轮增压共轨柴油机模型开发[J]. 现代车用动力, 2010(1): 10-13.