

Modeling and Simulation of Marine Diesel Engine Based on Modelica

Lin Huang¹, Gang Cheng¹, Shilong Fan², Guoqing Zhu¹, Wei Xu¹, Dongliang Li¹

¹Military Key Laboratory for Naval Ship Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan Hubei
²92143 Army of PLA, Sanya Hainan

Email: 787594765@qq.com

Received: Oct. 29th, 2016; accepted: Nov. 19th, 2016; published: Nov. 22nd, 2016

Copyright © 2016 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

In view of the relative lack of modularization, reusability, extensibility and parameterization in the traditional modeling process of the diesel engine, the mathematical model of each component of the diesel engine is analyzed from the basic physical laws. By using the object-oriented modeling language Modelica, the model base of the main components of the diesel engine is built on the Dymola simulation platform in a graphical and modular way. The model has good expansibility and reusability. Through the simulation analysis and comparison with the measured data, the results show that the model has a high precision. The performance analysis of the diesel engine is reliable based on this model. Finally, the effects of different compression ratio and fuel supply advance angle on the main performance parameters of diesel engine are analyzed. The conclusion has a certain theoretical and practical value.

Keywords

Diesel Engine, Objected-Oriented, Modeling, Performance Analysis

基于Modelica的船用柴油机建模与仿真

黄林¹, 程刚¹, 范仕龙², 朱国情¹, 许伟¹, 李东亮¹

¹海军工程大学舰船动力工程军队重点实验室, 湖北 武汉

²92143部队, 海南 三亚

Email: 787594765@qq.com

摘要

针对传统柴油机热力系统建模过程中模块化、可重用性、可扩展性和参数化方面的相对欠缺，从基本物理规律出发详细分析了柴油机各部件数学模型，采用面对对象的陈述式建模语言Modelica，以图形化和模块化的方式在Dymola仿真平台上建立了柴油机各主要部件的模型库，使模型具有很好的扩展性和可重用性。通过对模型进行仿真分析与实测数据进行对比，结果表明：模型具有较高的精度，基于该模型对柴油机进行性能分析可信度较强。最后，在模型的基础上，分析了不同压缩比和供油提前角对柴油机标定工况下主要性能参数的影响，所得结论具有一定理论和工程实用价值。

关键词

船用柴油机，面向对象，建模，性能分析

1. 引言

柴油机是柴油机动力装置最重要的组成部分，是一个复杂的、强非线性的系统，系统内部包含多个子系统，且各子系统间相互耦合并涉及到多个学科理论知识。柴油机的工作状态直接关系到整个动力装置运行的安全性、稳定性和经济性。因此，采用合适的方法对其工作过程进行较为精确的数值模拟非常重要，可以应用于柴油机的设计、优化和故障诊断等多方面，从而达到缩短研发周期，降低成本及市场风险的目的。

近年来，国内外针对柴油机建模的研究很多，其模型多可分为容积法模型和平均值模型。容积法模型将柴油机划分为控制容积和节流部件，通过工质的流动和能量传递将它们串联起来，例如，为预测柴油机稳态和动态性能，采用容积法对RT-flex60C电控柴油机进行建模仿真[1]；通过容积法输出图谱，建立主要输入与输出参数间的关系，并将性能参数图谱应用于推进系统动态性能的分析上[2]。平均值模型不研究缸内工质热力参数随曲轴转角的循环波动，重在描述柴油机状态参数的循环平均值随时间的变化[3][4]。以上文献的模型都与某些具体型号的柴油机进行了对比试验，证明了其合理性及精确度，但模型在模块化、可重用性、可扩展性和参数化方面相对欠缺，其模型不具有较宽的适用范围。

本文采用面对对象的建模语言Modelica在Dymola平台上建立了柴油机热力系统的陈述式动态模型。Modelica一种基于方程的陈述式多领域统一建模语言，具有面对对象和模块化建模的特点，使系统模块即可以独立建立，又可以快速组装，其建模思想在很大程度上顺应了知识的可累积、可重用和可重构的指导原则[5]。Dymola (Dynamic Modeling Language)是一种基于Modelica语言的复杂多领域建模仿真平台。本文首先从原理上分析并给出了柴油机各组成部件的数学模型，在此基础上利用Modelica语言建立各组件的模块化、参数化模型，利用连接机制将各组件模型组装成柴油机热力系统。

2. 柴油机数学模型

本文以某型舰用四冲程柴油机为研究对象，对其内部发生的一系列热功转换过程进行建模分析，并将系统部件分为：进排气阀、喷油管、膨胀气缸、气缸壁、活塞、曲柄连杆系统等。图1所示为其结构和工作原理示意图。

在建模过程中，采用了如下假设：

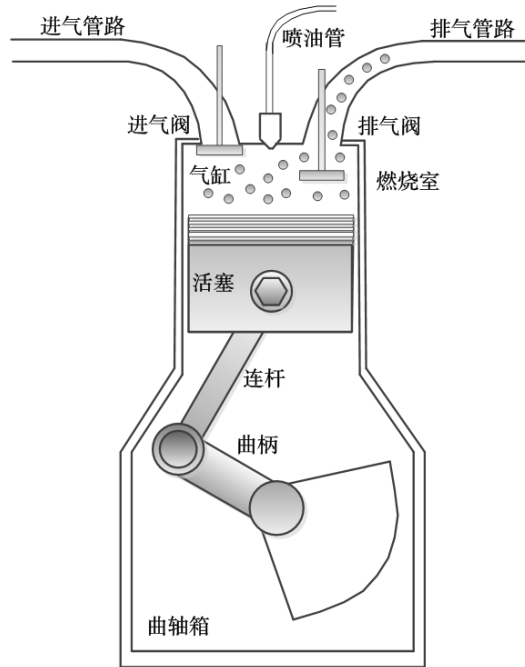


Figure 1. Schematic diagram of working principle of four stroke diesel engine

图 1. 四冲程柴油机工作原理示意图

(1) 工质的热力学状态参数仅随时间(曲轴转角)变化, 并认为工质在缸内各处的状态是均匀分布的, 即处于瞬时热力平衡状态[6]; (2) 工质为理想气体, 其比热、焓值等参数仅与气体温度和成分有关; (3) 忽略进、排气管内工质的流动过程中所携带的动能, 并视为绝热; (4) 喷油燃烧过程遵循双韦伯曲线燃烧放热规律。

2.1. 气缸模型

气缸是柴油机最主要的部件, 四冲程柴油机内部进行的过程分别是进气、压缩、膨胀做功和排气, 产生的能量再以压力的形式驱动活塞做功。考虑工质在容器内的累积效应, 采用容积法进行建模。由质量守恒、能量守恒和理想气体状态方程一起构成缸内工质状态方程组[7]:

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_{in}}{dt} - \frac{dm_{ex}}{dt} + \frac{dm_f}{dt} \quad (1)$$

$$\frac{dm_c}{dt} u_c + \frac{du_c}{dt} m_c = \frac{dQ_f}{dt} + \frac{dm_{in}}{dt} h_{in} - \frac{dm_{ex}}{dt} h_{ex} - \frac{dQ_w}{dt} - p_c \frac{dV_c}{dt} \quad (2)$$

$$p_c = \frac{m_c R T_c}{V_c} \quad (3)$$

式中: m_c 、 V_c 、 u_c 、 R 分别为气缸内工质质量、体积、比内能和气体常数; m_{in} 为进气质量; m_{ex} 为排气质量; m_f 为燃油质量; Q_f 为燃油放热量; h_{in} 为进气比焓; h_{ex} 为排气比焓; Q_w 为气缸壁散热量。

式(2)中:

$$\frac{dm_c}{dt} u_c = \dot{m}_c \left(\int_{T_{ref}}^{T_c} c_v(T) dT + u_{ref} \right) \quad (4)$$

式中: $c_v(T)$ 为工质比定容热容(随工质温度变化), T_{ref} 、 u_{ref} 分别为气缸内工质初始参考温度及比内能。

将式(4)代入式(2)中可求得 $\frac{du_c}{dt} m_c$ ，故气缸内工质温度为：

$$T_c = \int_0^t \frac{\frac{du_c}{dt} m_c}{m_c c_v (T)} dt + T_{ref} \quad (5)$$

联合求解式(1)~(5)，即可确定气缸内工质状态参数随时间的变化规律。

2.2. 进、排气阀模型

进排气阀模块模拟了空气在气缸内的流入和流出的过程，计算了进排气阀前后的压力、流量和空气焓值。气缸内进、排气过程相当于空气流经一个面积随时间变化的孔板，并假定该过程为一维等熵绝热流动，进、排气阀几何开启有效截面积可按以下公式计算[8]：

$$A = \pi h_v \cos \delta_v (d_v + h_v \sin \delta_v \cos \delta_v) \quad (6)$$

式中： h_v 为气门升程， δ_v 为气阀座锥角， d_v 为气阀座喉口直径。

进、排气过程中实际流量与理论流量存在一定差异，这些差异可归结到流量系数 μ 中，可以采用以下经验公式计算：

$$\mu = 0.98 - 3.3 \left(\frac{h_v}{d_v} \right)^2 \quad (7)$$

2.2.1. 进气阀模型

进气阀前后空气的流动均属于亚声速流动，其进气流量变化率为：

$$\frac{dm_m}{dt} = \mu_{in} A_{in} \frac{p_{in}}{\sqrt{RT_{in}}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_c}{p_{in}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_c}{p_{in}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (8)$$

式中： μ_{in} 为进气流量系数， A_{in} 为进气有效截面积， p_{in} 、 T_{in} 分别进气压力和温度， κ 为绝热指数。

2.2.2. 排气阀模型

排气可分为两个阶段，初期由于缸内与外界压差较大，可能出现超声速流动，随着压差减小，则转为亚声速流动。

当 $\frac{p_{ex}}{p_c} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ 时，为超声速流动，排气流量变化率为：

$$\frac{dm_{ex}}{dt} = \mu_{ex} A_{ex} \frac{p_c}{\sqrt{RT_c}} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1}} \quad (9)$$

当 $\frac{p_{ex}}{p_c} \geq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ 时，为亚声速流动，排气流量变化率为：

$$\frac{dm_{ex}}{dt} = \mu_{ex} A_{ex} \frac{p_c}{\sqrt{RT_c}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_{ex}}{p_c} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{ex}}{p_c} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (10)$$

式中： μ_{ex} 排气流量系数， A_{ex} 排气有效截面积， p_{ex} 为排气管压力。

2.3. 气缸壁散热模型

气缸内燃烧产生的一部分热量通过气缸壁与外界的传热而耗散流失。假定燃烧过程中气缸壁温度恒定，则气缸壁传热量为：

$$\dot{Q}_{wall} = -h_{wall} A_c (T_c - T_{wall}) \quad (11)$$

式中： h_{wall} 为缸壁传热系数； A_c 缸壁外表面积； T_{wall} 缸壁温度。

缸壁传热系数 h_{wall} 的计算采用 Hohenberg 教授根据内燃机试验所得的有关数据,经整理得到的如下经验公式[9]:

$$h_{wall} = 130V_c^{-0.06} p_c^{0.8} T_c^{-0.4} (\bar{U}_p + 1.4)^{0.8} \quad (12)$$

式中： \bar{U}_p 为活塞平均速度。

2.4. 曲柄连杆系统

曲柄连杆系统的机构如图 2 所示，根据图中的几何关系可知：

$$\dot{x} = -r\dot{\theta} \sin \theta - L\dot{\varphi} \sin \varphi \quad (13)$$

$$L\dot{\varphi} \cos \varphi - r\dot{\theta} \cos \theta = 0 \quad (14)$$

式中： \dot{x} 为活塞速度； r 、 L 分别为曲柄长度和连杆长度； θ 为曲柄转角； $\dot{\theta}$ 为曲柄转速； φ 、 $\dot{\varphi}$ 分别为连杆与活塞对称轴形成的角度及其随时间的变化率。

2.5. 活塞

活塞两端分别承受气缸内的压力以及连杆的推力，其所受压力大小为：

$$F_p = -\frac{\pi}{4} D_p^2 p_p \quad (15)$$

式中： D_p 为活塞直径； p_p 为活塞所受压力。

气缸容积大小为：

$$V_c = V_{cle} + \frac{\pi}{4} D_p^2 (x_{TDC} - x) \quad (16)$$

式中： V_{cle} 为余隙容积； x_{TDC} 为上止点高度。

将式(16)两端对时间进行求导，即可得气缸容积随时间变化规律：

$$\dot{V}_c = -\frac{\pi}{4} D_p^2 \dot{x} \quad (17)$$

其中： $\dot{x} = U_p$ 为活塞速度。

2.6. 曲柄箱

曲柄箱内的大气压力对活塞的运动有阻力作用，其大小为：

$$F_{cc} = \frac{\pi}{4} D_p^2 p_{am} \quad (18)$$

式中， p_{am} 为大气压力。

因此，可得连杆作用在活塞上的力的大小为：

$$F_{rod} = F_p - F_{cc} \quad (19)$$

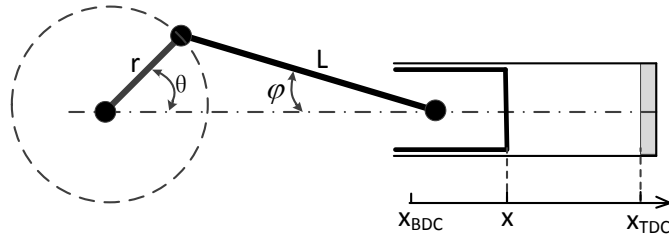


Figure 2. Crank connecting rod system
图 2. 曲柄连杆系统

2.7. 摩擦损失

参考文献[6]通过对多种转速条件下所测得的平均摩擦扭矩值进行线性插值, 给出了计算平均摩擦扭矩的经验公式:

$$C_f = 2.253 \times 10^{-4} N + 0.5207 \quad (20)$$

式中: N 为转速。因此, 可知作用在曲轴上的扭矩:

$$C_{cs} = C_{rod} + C_f \quad (21)$$

2.8. 燃烧放热模型

气缸内燃油燃烧放热规律按下式确定[10]:

$$\frac{dQ_f}{d\theta} = m_u H_u \frac{dX}{d\theta} \quad (22)$$

式中, m_u 为每缸循环喷油量, H_u 为燃油燃烧低热值, X 为已燃烧燃油质量与每缸循环喷油量之比。

$dX/d\theta$ 与燃烧的物理、化学过程, 发动机结构参数、运行状况等诸多因素相关, 很难进行精确描述, 本文采用双韦伯函数进行半经验公式模拟, 将燃烧过程分为预混合燃烧和扩散燃烧两部分, 即

$$\frac{dX}{d\theta} = \frac{dX_1}{d\theta} + \frac{dX_2}{d\theta} \quad (23)$$

式中: X_1 、 X_2 分别表示预混合和扩散燃烧的燃料分数, 并有:

$$\frac{dX_1}{d\theta} = \left[6.908(m_p + 1) \left(\frac{1}{2\tau} \right)^{m_p + 1} (\theta - \theta_b)^{m_p} \times e^{-6.908 \left(\frac{\theta - \theta_b}{2\tau} \right)^{m_p + 1}} \right] (1 - Q_d) \quad (24)$$

$$\frac{dX_2}{d\theta} = \left[6.908(m_d + 1) \left(\frac{1}{\theta_e - \theta_b - \tau} \right)^{m_d + 1} (\theta - \theta_b - \tau)^{m_d} \times e^{-6.908 \left(\frac{\theta - \theta_b - \tau}{\theta_e - \theta_b - \tau} \right)^{m_d + 1}} \right] Q_d \quad (25)$$

式中: m_p 为预混合燃烧品质指数; m_d 为扩散燃烧品质指数; θ_b 为燃烧始点; θ_e 为燃烧终点; τ 为预混合燃烧领先角; Q_d 为扩散燃烧燃料分数。

3. 面向对象的冷凝器系统模型的建立

Modelica 是面向对象、陈述式的建模仿真语言, 可处理大型、复杂多领域的物理问题。陈述式是指模型在描述的过程中不需要人为指定方程的求解顺序, 只要系统方程满足封闭条件, 即方程数与变量数相同, 系统将自动求解计算所有的变量值[11]。Modelica 采用模块化建模, 各部件的数学模型重用性强, 减少了大型复杂物理模型的建模难度, 部件之间靠接口进行连接, 接口中定义了各部件之间进行联系的

公用变量。为了实现这一方式，Modelica 中定义了如表 1 所示的八种类：class、package、connector、block、function 等。建模过程中，首先根据系统工作原理将研究对象拆分成多个相对简单，贴近物理现实的部件对象，再分别建立各个部件的数学模型并对其数据、特性和结构等进行封装以方便后期进行参数化调用。最后利用 Modelica 的连接机制，建立整个系统的仿真模型。

3.1. 接口的建立

根据冷凝器系统的特性，建立了几类接口，如用来传递进、排气的质量流量、比焓、温度和压力的接口 FlowPort，其在 Modelica 中的定义如下：

connector FlowPort

```
Modelica.SIunits.Pressure p;
flow Modelica.SIunits.MassFlowRate m_flow;
Modelica.SIunits.SpecificEnthalpy h;
Modelica.SIunits.Temperature T;
```

end FlowPort;

Modelica 中变量的定义分为势变量和流变量两种，其中势变量表示，流变量是一种“穿过”型变量，表示某种能量流，用关键词 flow 限定，如 FlowPort 中的质量流量 m_flow。势变量是一种“跨越”型变量，如 FlowPort 中的压力 p、温度 T 等。

如图 3 所示，简单来说，势变量和流变量在接口中公式定义有如下区别：

$$\begin{aligned} Q_1 + Q_2 + Q_3 &= 0 \\ T_1 = T_2 = T_3 \end{aligned} \quad (26)$$

3.2. 组部件的建立

在建立好接口后，根据各部件的具体情况，分别定义接口、变量、参数以及方程式等，即建立各部件的数学模型并最后将模型进行封装。以气缸模型为例，其模型定义如下：

```
model Piston
  DieselEngine.Interfaces.Port_A Piston_in ;           定义接口
  DieselEngine.Interfaces.Port_B Piston_out ;
  parameter Modelica.SIunits.Length D_p "活塞直径";  声明参数
  parameter Modelica.SIunits.Volume V_cle "余隙容积";
  Modelica.SIunits.VolumeFlowRate V_cyl_c "气缸体积变化速率";
  Modelica.SIunits.Force F_piston "活塞上的作用力";  声明变量
  Modelica.SIunits.Velocity U_p "活塞行程变化速率";
  Modelica.SIunits.Pressure P_piston "活塞上的作用压力";
equation
  Piston_out.f=U_p;
  V_cyl_c=-pi*D_p^2*U_p/4;
  P_piston=Piston_in.e;           模型描述
  Piston_in.f=V_cyl_c;
  F_piston=-pi*D_p^2*P_piston/4;
  Piston_out.e=F_piston;
end Piston;
```

该模型中定义了两个接口，分别用来接收和传递气缸内压力信号和气缸内体积变化速率以及活塞行

Table 1. Classes of Modelica
表 1. Modelica 类

名称	含义	作用
class	类	通用类
package	命名空间	模型和库的层次结构组织
connector	端口	组件之间的连接接口
block	框图	兼容基于框图的因果建模
function	函数	过程式模型
type	类型	类型别名
record	记录	数据结构
model	模型	陈述式模型

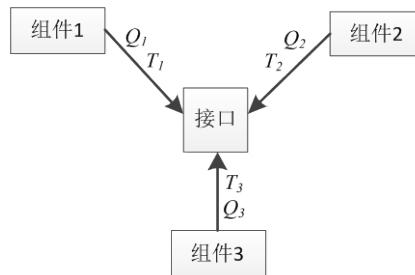


Figure 3. Crank connecting rod system
图 3. 接口连接示意图

程变化速率和活塞作用力。接下来进行参数以及变量的声明，参数声明使用关键词 `parameter`。equation 区域用来描述模型的行为。最后对模型进行封装和图形化处理，在之后的建模过程中即可对其进行调用，Dymola 平台会根据关键词 `parameter` 自动生成该模型参数列表，在随后的调用过程中对不同型号的部件只需在参数列表上对相应参数进行更改即可，不用反复编写其数字方程。依照相同的方法及流程，分别建立了组成柴油机热力系统的参数化、图形化和模块化部件，如图 4 所示。

3.3. 柴油机热力系统模型构建

在 Dymola 平台上建立各部件的模型后，根据柴油机结构及工作原理，利用 Modelica 中接口的连接机制，将各部件组成连接，建立了柴油机热力系统模型，如图 5 所示。针对不同型号的柴油机，可对各部件参数进行更改，设定相应的工作环境及工况，实现仿真分析。

4. 仿真结果与分析

本文以某型船用四冲程柴油机为研究对象，表 2 所列为该型柴油机的基本参数。

4.1. 模型验证

为验证模型的准确性，根据图 5 所示的模型及各部件状态方程，利用柴油机推进特性试验提供的进、排气管压力和温度参数作为模型计算的边界条件进行仿真试验，利用 Dymola 仿真平台分别对柴油机在 25%、50%、75%、85%、100% 负荷进行了仿真试验，各主要性能参数与实测值的对比情况如表 2 所示。表中： P_e 为有效功率； N 为转速； g_e 为油耗； P_{max} 为最大爆发压力； T_{exh} 为排气温度。

图 6 所示为在 Dymola 平台上计算出的模型在标定工况下缸内压力与曲轴转角的示功图。由表 3 可

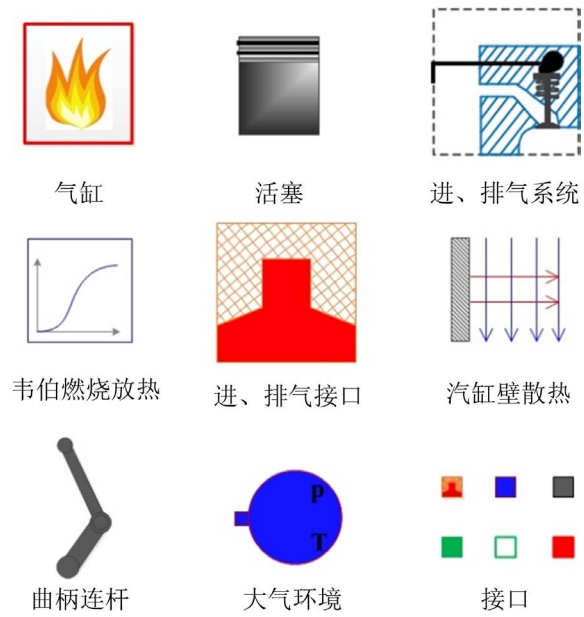


Figure 4. Diesel engine system model base
图 4. 柴油机系统模型库

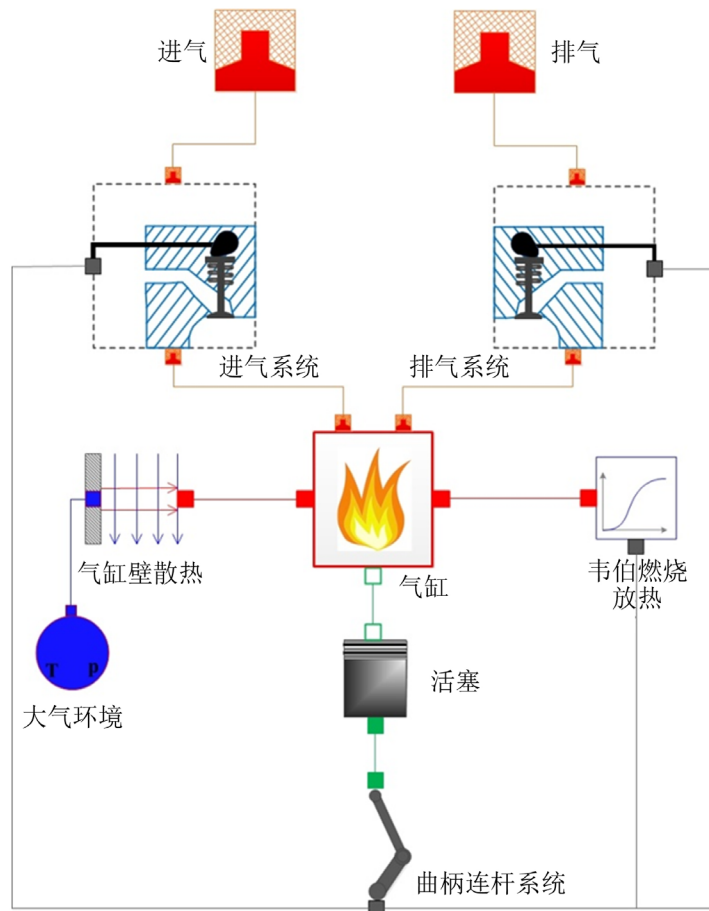


Figure 5. Diesel engine system model
图 5. 柴油机系统模型

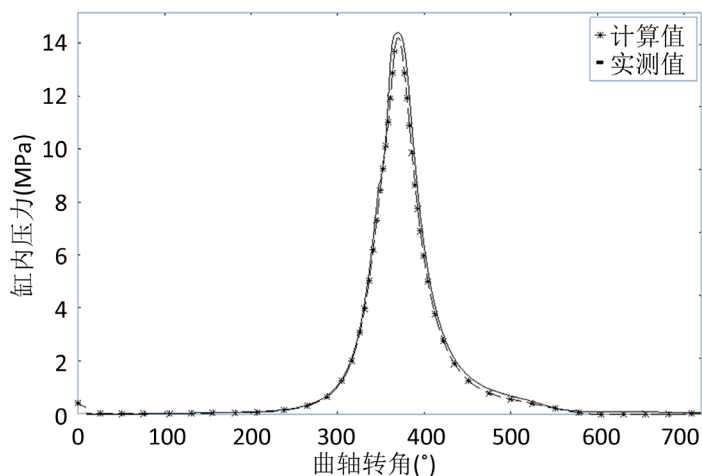


Figure 6. Indicator diagram under calibration conditions

图 6. 标定工况下示功图

Table 2. Engine specifications

表 2. 仿真基本参数表

参数	参数
标定功率/kW	5184
标定转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	1050
缸数	16
缸径/mm	280
行程/mm	290
压缩比	11.7
曲柄连杆比	0.254
燃油消耗率/ $\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	207
进气门座锥角/ $^{\circ}$	30
排气门座锥角/ $^{\circ}$	45
进气提前角/ $^{\circ}\text{CA}$	56
进气晚关角/ $^{\circ}\text{CA}$	32
排气提前角/ $^{\circ}\text{CA}$	71
排气晚关角/ $^{\circ}\text{CA}$	120
供油提前角/ $^{\circ}\text{CA}$	-23

知，模型计算的柴油机各项主要性能参数与实测数据基本吻合，证明模型具有较高的计算精度，基于该模型对柴油机进行性能分析可信度较强。

4.2. 供油提前角对柴油机主要性能参数的影响

以模型为基础进行仿真研究的目的之一，是利用模型高效、经济、数据完善、模拟精度高的特点，对仿真对象进行性能分析[12]。本文分别以供油提前角为例，利用模型进行性能仿真，分析该项参数对柴油机性能的影响。

Table 3. Comparison of simulation and experimental data of engine performance
表 3. 多种工况下主要性能参数仿真值与实测值对比

负荷/%		P_e/kW	$N/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	$g_e/g\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$	p_{\max}/MPa	T_{exh}/K
25	计算值	1299.1	660	229.1	6.72	514
	实测值	1296	660	228.7	6.78	518
50	计算值	2598.6	830	222.7	9.44	530
	实测值	2592	830	225.6	9.53	524
75	计算值	3895.3	950	218.0	12.41	542
	实测值	3888	950	218.2	12.37	538
85	计算值	4413.8	990	220.7	13.18	577
	实测值	4406	990	219.1	13.07	565
100	计算值	5192.4	1050	221.4	605	
	实测值	5184	1050	221.5	14.24	594

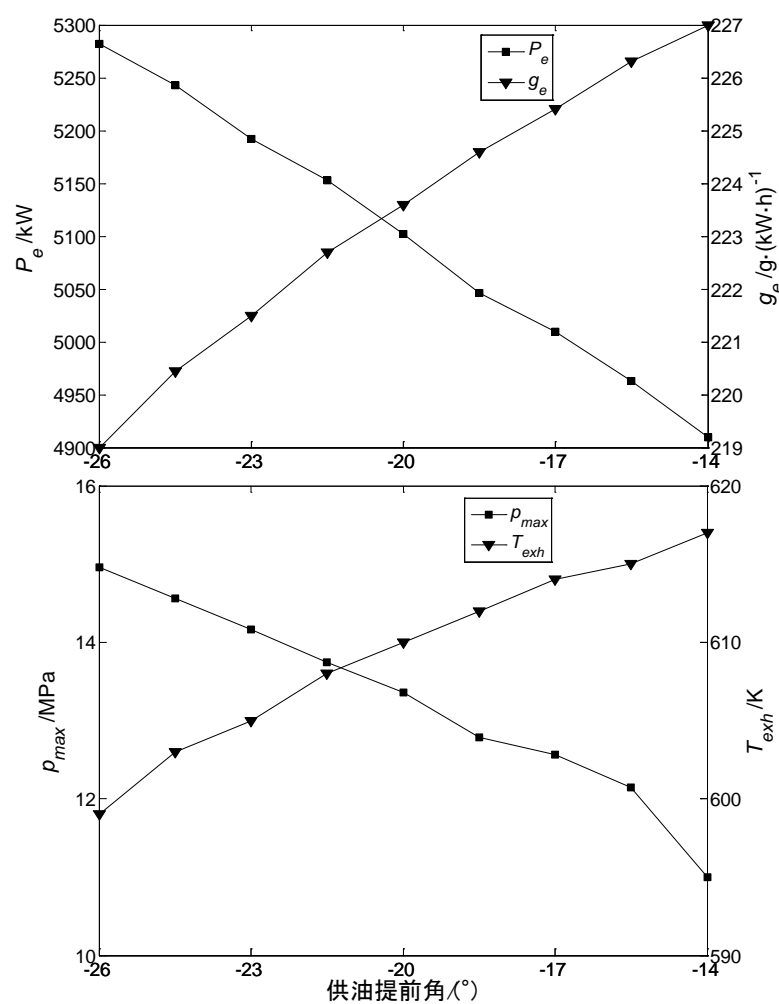


Figure 7. Variation of engine performance parameters with different compression ratios

图 7. 柴油机性能参数随供油提前角的变化

供油提前角指的是喷油泵柱塞向高压油管开始供油的时刻, 关系到整个燃烧过程的完善程度。以活塞在上止点的时刻对应 0° 曲轴转角, 计算了供油提前角分别为 -26° 、 -24.5° 、 -23° 、 -21.5° 、 -20° 、 -18.5° 、 -17° 、 -15.5° 和 -14° 时的柴油机主要性能参数变化, 其它参数保持不变, 结果如图 7 所示。

从图 7 中可以看出, 随着供油提前角的减小, g_e 和 T_{exh} 逐渐增大, 而 p_{max} 与 P_e 则随之减小。其主要原因为: 供油时间推迟使得主要燃烧阶段后移, 燃料燃烧不完全, 降低了最大爆发压力, 增加了耗油量, 排气温度也随之增高, 从而导致功率下降。例如, 当供油提前角为 -14° 时, 功率比标定工况下降了 5.43%。但是, 供油提前角过大又会导致柴油机不易启动、工作粗暴等问题。因此, 选择好适当的供油提前角后, 需要对其进行定期检查、调整。

5. 结论

本文以某型船用四冲程柴油机为研究对象, 从基本物理规律出发, 采用陈述式建模语言 Modelica 在 Dymola 平台上实现了模型的建立及运算, 并利用实测数据对模型进行了验证, 最后分析了压缩比、供油提前角对柴油机标定工况下主要性能参数的影响。仿真结果表明:

- (1) 与传统的过程式建模相比, 采用 Modelica 语言建模具有良好的开放性和可扩展性。其图形化、模块化建模过程使系统各部件之间关系清晰明了, 模型易于理解, 并具有很好的通用性和可扩展性;
- (2) 通过与实测数据相比, 证明了所建立的柴油机模型具有较高的精度, 可用于分析多项参数对柴油机主要性能的影响, 从而为柴油机性能分析和优化提供参考, 所得结论具有一定理论和工程实用价值。

参考文献 (References)

- [1] 王海燕, 张伟, 周海, 等. 船用大型低速电控柴油机的容积法模型[J]. 内燃机学报, 2008, 26(5): 452-456.
- [2] Livanos, G.A., Simotas, G.N., Dimopoulos, G.G., et al. (2006) Simulation of Marine Diesel Engine Propulsion System Dynamics during Extreme Maneuvering. ASME 2006 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference, Aachen.
- [3] Theotakatos, G.P. (2008) Ship Propulsion Plant Transient Response Investigation Using a Mean Value Engine Model. International Journal of Energy, 2, 66-74.
- [4] Karlsen, A.T. (2012) On Modeling of a Ship Propulsion System for Control Purposes. Norwegian University of Science and Technology, Trondheim.
- [5] 赵建军, 丁建完, 周凡利, 等. Modelica 语言及其多领域统一建模与仿真机理[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(2): 570-573.
- [6] Theotakatos, G. (2010) On the Cycle Mean Value Modeling of a Large Two-Stroke Marine Diesel Engine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part M-Journal of Engineering for the Maritime Environment, 224, 193-205.
- [7] Menacer, B. and Bouchetara, M. (2013) Numerical Simulation and Prediction of the Performance of a Direct Injection Turbocharged Diesel Engine. Simulation, 89, 1355-1368.
- [8] 王伟涛. 增压柴油机进气系统仿真研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 北京交通大学, 2008.
- [9] Creyx, M., Delacourt, E., Morin, C., et al. (2016) Dynamic Modelling of the Expansion Cylinder of an Open Joule Cycle Ericsson Engine: A Bond Graph Approach. Energy, 102, 31-43.
- [10] 刘永长. 内燃机工作过程模拟[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 1996: 56-119.
- [11] 陈昌. 基于面向对象的热流体系统建模方法及应用研究[D]: [博士学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2013.
- [12] 陈辉, 涂环, 任伟. 大型船舶柴油机性能模拟及优化计算[J]. 上海交通大学学报, 2014(4): 488-492.

期刊投稿者将享受如下服务：

1. 投稿前咨询服务 (QQ、微信、邮箱皆可)
2. 为您匹配最合适的期刊
3. 24 小时以内解答您的所有疑问
4. 友好的在线投稿界面
5. 专业的同行评审
6. 知网检索
7. 全网络覆盖式推广您的研究

投稿请点击：<http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱：mos@hanspub.org