

PA6 柴油机消磁工况下瞬态特性的仿真研究

王世明, 安士杰, 邵利民

(海军工程大学船舶与动力学院, 湖北武汉 430033)

摘要: 用 Matlab/Simulink 建立了一个基于充满-排空法的 PA6 柴油机瞬态工作过程模型, 用此模型对 PA6 柴油机调速器、涡轮增压器和进排气管等系统对消磁脉冲的响应进行了分析。分析表明, 该模型对稳态工况和瞬态工况都具有较好的预测能力。由此可以提出柴油机在消磁工况下各系统的相应改进方案。

关键词: 柴油机; 瞬态特性; 消磁; 仿真模型

中图分类号: TK421⁺.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2011)05-0015-04

Modeling of PA6 Diesel Engine Transient Characteristic Under Degaussing Condition

Wang Shiming, An Shijie, Shao Limin

(College of Marine and Power Engineering, Navy University of Engineering, Hubei Wuhan 430033)

Abstract: An transient working process simulation model for PA6 diesel engine was established with Matlab/Simulink based on full-empty method, and excitements from the degauss pulses to the systems like speed regulator, turbine and pipelines were analyzed by this model. And the simulation results show that this model is good at forecasting both the stable and transient working conditions. Thus improvement program of the diesel engine's systems under degaussing condition could be proposed based on the model.

Keywords: diesel engine; transient characteristic; degaussing; simulation model

0 引言

柴油机瞬态特性是指在变速或变负荷情况下柴油机的性能。随着柴油机强化度及增压度的进一步提高, 瞬态特性问题也变得突出。为了改善涡轮增压柴油机加速和加载过程中的性能, 必须对其瞬态特性进行试验研究或理论模拟研究。由于瞬态特性的特点, 试验研究需要快速响应测功器、高速数据采集和分析系统、高灵敏度传感器等测试设备, 成本较高。而采用由试验数据验证的仿真模型模拟涡轮增压柴油机的瞬态特性是一种有效的研究方法, 并可减少试验工作量。本文用 Matlab/Simulink 建立了基于容积法的 PA6 柴油机在消磁工况下的瞬态仿真模型, 对调速器、涡轮增压器和进排气管等系统

对消磁脉冲的响应进行了分析。

1 PA6 柴油机瞬态工作过程模型

用充满-排空法和热力学第一定律建立了柴油机的瞬态工作过程模型, 在模型中考虑了柴油机的每一个气缸、排气总管、涡轮、压气机、进气管、喷油泵-调速器系统和曲轴扭矩输出系统。气缸不仅与排气管相连, 而且通过转矩、转速、负荷与调速器、油泵联系在一起。某瞬时所谓转速与给定转速的差别决定了调速器的工作; 转速与调速器的工作又决定了油泵的供油量; 该瞬时循环供油量及气缸内的空气量又决定了气缸的燃烧情况。认为在柴油机各划分区域中是瞬时热力平衡的, 即各瞬时气缸和进排气管中的气体压力、温度和成分都是均匀

收稿日期: 2010-04-16; 修回日期: 2011-05-16

作者简介: 王世明(1967-), 男, 工程师, 主要研究方向为内燃机燃烧性能分析。

的,再利用各种内在关系和边界联系成一个整体,模型结构如图 1 所示。

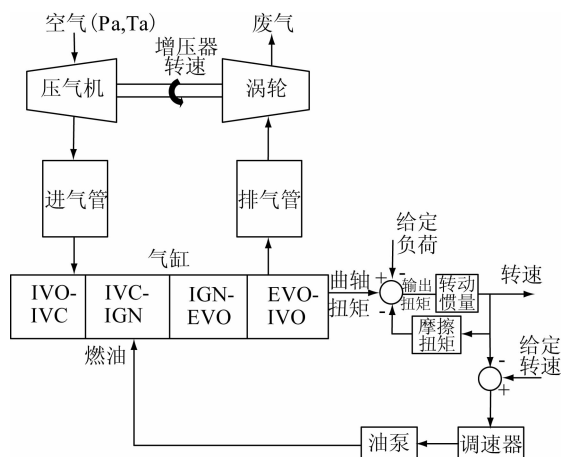


图 1 模型结构框图

1.1 缸内工作过程模型

1.1.1 燃烧模型

对于涡轮增压柴油机,可以利用双韦伯(Weber)函数来模拟缸内的放热规律,它可形象的将预混燃烧和扩散燃烧分开考虑。在进行变工况计算时,用 Woschni 提出的经验公式进行相应的修正,以保证计算精度。

在瞬态工况下,当过量空气系数过小时,部分燃油不能完全燃烧,因此瞬态工况的燃烧效率与过量空气系数的关系由下式决定:

$$\eta_{\text{cob}} = \begin{cases} 0.7\alpha & \alpha < 1 \\ 0.7 + 0.6(\alpha - 1) & 1 \leq \alpha < 1.5 \\ 1 & \alpha \geq 1.5 \end{cases} \quad (1)$$

1.1.2 进排气门边界条件

进排气门对缸内流动过程而言,主要是提供一个具有质量流率的边界条件。本文用较为简单的一维流法对气门边界进行处理,即把通过气阀的三维定常流简化为一维准定常流,利用气缸和气道内的瞬时压力确定通过气口的速度或质量流率。气门处的平均速度 V_v 就可以利用一维等熵流公式根据气门上下游的压力差很方便地计算出来:

$$V_v = c_u \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{k-1}{2k}} M_v \quad (2)$$

式中: c 为音速, M 为马赫数, k 为工质的绝热指数,下标 v 、 u 、 d 分别表示气门、气门上游、气门下游的气流状态。

通过阀门的质量流率可表示为:

$$\dot{m}_v = \mu F \rho_u c_u \varphi \quad (3)$$

式中: μ 为流量系数, F 为气门瞬时几何流通面

积; ρ_u 为上游气体密度; φ 为流动函数, $\varphi = \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{k+1}{2k}} M_v$, M_v 取决于穿越气门的流动是亚临界还是超临界状态。

1.1.3 传热计算模型

按对流理论建立的传热经验公式:

$$\frac{dQ_w}{dt} = a_w \left[\frac{F_l (T_z - T_w) + \frac{\pi D^2}{4} (2T_z - T_{w1} - T_{w2}) \right] \quad (4)$$

式中: α_w 为传热系数, F_l 为与燃气接触的缸套周壁表面积, T_w 、 T_{w1} 、 T_{w2} 、 T_z 分别为与燃气接触的缸套周壁平均温度、缸盖内表面平均温度、活塞顶表面平均温度、缸内气体瞬时平均温度。

传热系数选择了在工作过程计算中应用较多、较适合于大型直喷式柴油机的 Eichelberg 的修正公式:

$$a_w = 7.8 \sqrt[3]{C_m} \cdot \sqrt{pT} \quad (5)$$

式中, C_m 为活塞平均速度, p 为缸内气体压力, T 为缸内气体温度。

1.1.4 缸内热力过程方程

柴油机气缸内的热力过程示意图如图 2 所示。在以曲柄转角 φ 表示的某一时刻,气缸容积 V_z 中具有质量为 m_z 的工质,其状态可用压力 p 、温度 T 及瞬时过量空气系数 α_k 描述,并可用能量守恒方程、质量守恒方程及状态方程把整个工作过程联系起来,即:

$$\frac{d(m_z U_z)}{d\varphi} = \frac{dQ_f}{d\varphi} + \frac{dm_s}{d\varphi} h_s - \frac{dm_e}{d\varphi} h_e - \frac{dQ_w}{d\varphi} - P \frac{dV}{d\varphi} \quad (6)$$

$$\frac{dm_z}{d\varphi} = \frac{dm_s}{d\varphi} - \frac{dm_e}{d\varphi} + \frac{dm_f}{d\varphi} \quad (7)$$

$$P_z V_z = m_z R T_z \quad (8)$$

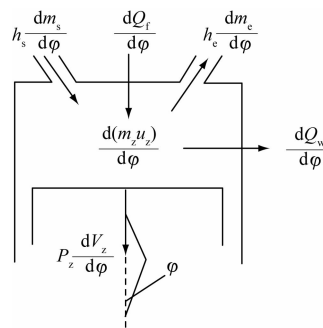


图 2 缸内热力过程示意图

对缸内热力过程的分析计算,主要是确定过程中工质状态变化及能量转换情况,整个循环可以分为压缩期、燃烧期、膨胀期、换气期四个阶段。在不同阶段,能量方程和质量方程也有不同的表达形式。

1.2 压气机模型

压气机的质量流量 $\dot{m}_c$ 、效率 η_c 、转速 n_{tc} 和压比 π_c 有如下关系: $\dot{m}_c = f(n_{tc}, \pi_c)$, $\eta_c = f(n_{tc}, \pi_c)$ 。由此根据压气机特性曲线, 可插值求取质量流量 $\dot{m}_c$ 、效率 η_c 。压气机出口温度 T_c 和压气机消耗的扭矩 M_c 为:

$$T_c = T_a \left[1 + \frac{1}{\eta_c} (\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1) \right] \quad (9)$$

$$M_c = \frac{\dot{m}_c C_{pa} T_a}{\eta_c \omega_{tc}} (\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (10)$$

式中, T_a 为环境温度; ω_{tc} 为压气机和涡轮的角速度; k 为气体绝热指数; C_{pa} 为空气定压比热。

1.3 进排气管模型

进排气管模型与气缸类似, 可以简化成开口容器和外界进行质量、能量交换。可用质量守恒方程、组分守恒方程、能量守恒方程、状态方程对其进行描述。

1.4 涡轮模型

涡轮的质量流量 $\dot{m}_t$ 、效率 η_t 的求解方式与压气机类似, 由质量流量 $\dot{m}_t$ 、效率 η_t 、转速 n_{tc} 和压比 π_t 可求出涡轮发出的扭矩 M_t , 即

$$M_t = \frac{\dot{m}_t C_{px} T_{ex} \eta_t}{\omega_{tc}} (\pi_t^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (11)$$

式中, T_{ex} 为排气温度; k 为气体绝热指数; C_{px} 为废气定压比热。

1.5 增压器动力学模型

由牛顿第二定律可得增压器转子扭矩的平衡方程:

$$M_t - M_c = J_{tc} \dot{\omega}_{tc} \quad (12)$$

增压器转速可表示为:

$$\frac{dn_{tc}}{dt} = \frac{30}{\pi J_{tc}} (M_t - M_c) \quad (13)$$

式中: J_{tc} 为增压器转子转动惯量。

1.6 曲轴动力学模型

作用在活塞上的力主要包括气体压力和活塞组件的惯性力以及摩擦力。气体压力和惯性力合成为作用于活塞上的净力, 作用的结果是由连杆传递为曲柄上的回转力, 总的气缸压力扭矩 M_{cyl} 和总的往复力扭矩 M_{rec} 为各缸之和, 则曲轴上的瞬时扭矩 M_i 为:

$$M_i = M_{cyl} + M_{rec} \quad (14)$$

摩擦扭矩 M_f 计算公式为:

$$M_f = \frac{p_f V_d \times 1\,000}{4\pi} \quad (15)$$

式中, V_d 为气缸总工作容积, p_f 平均有效压力。

由牛顿第二定律可得柴油机扭矩的平衡方程:

$$M_i - M_f - M_l = J_e \dot{\omega} \quad (16)$$

式中, M_l 为负载扭矩; J_e 为柴油机、飞轮及负载总的转动惯量。

1.7 调速器和油泵模型

在瞬态工况下, 根据机械结构建立调速器运动学方程较为复杂, 很多参数难以得到。因此, 根据控制理论及厂家提供的试验数据, 用一个 PID 控制器描述调速器瞬态特性是比较简单的, 并且能达到同样效果, 本文中取 $k_p = 0.1$, $k_i = 0.1$, $k_d = 0$ 。

瞬态工况的喷油率可由油泵试验数据, 用最小二乘法进行非线性曲线拟合, 求得循环供油量 m_f 与油泵齿条位置 Z 和柴油机转速 n 关系如下式:

$$m_f = (0.003\,745n^{0.199} + 0.129Z - 0.562) \times 10^{-6} \times 850 \quad (17)$$

2 计算结果

用 Matlab/Simulink 对柴油机瞬时扭矩模型进行编程, 其程序结构如图 3 所示。

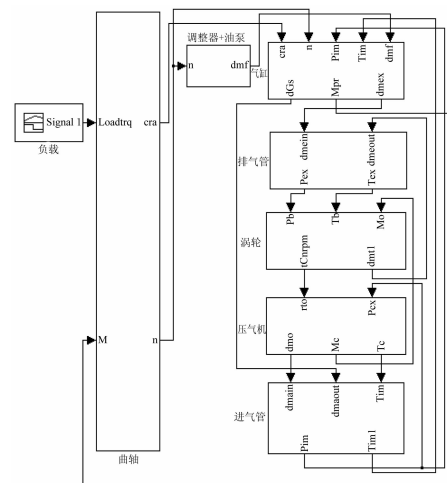


图 3 程序结构图

2.1 稳态工况模拟结果

首先对两种稳态工况下柴油机的性能进行模拟, 表 1 为两种工况下计算值与试验值的比较。从表中可以看出, 除齿条位移、最高燃烧压力和平均排气温度有一定误差外, 其余参数的计算值与试验值基本吻合。误差产生原因主要有以下几点: 模型中使用的 Eichelberg 传热率计算公式与实际传热相比偏小, 且未考虑辐射传热; 双 Weber 函数中的燃烧品质指数、燃烧持续期、预混燃烧比例等参数与实际存在一定误差; 排气过程中未考虑缸盖中排气道的散热量, 排气管中的传热损失计算与实际偏低, 使排气温度偏高。

表 1 两种工况下计算值与试验值的比较

参数	100% 负荷		50% 负荷	
	计算值	试验值	计算值	试验值
功率/kW	3 530	3 530	1 765	1 765
转速/(r/min)	999.5	1 000	794	794
齿条位移/mm	23.5	25.5	16.8	17.5
最高燃烧压力/MPa	15.5	14.0	10.8	9.6
进气压力/MPa	0.324	0.32	0.176	0.175
进气温度/K	328	326	318	316
循环进气量/(kg/cyc)	0.412	0.418	0.271	0.268
排气压力/MPa	0.265	0.267	0.138	0.135
排气温度/K	849	836	721	713

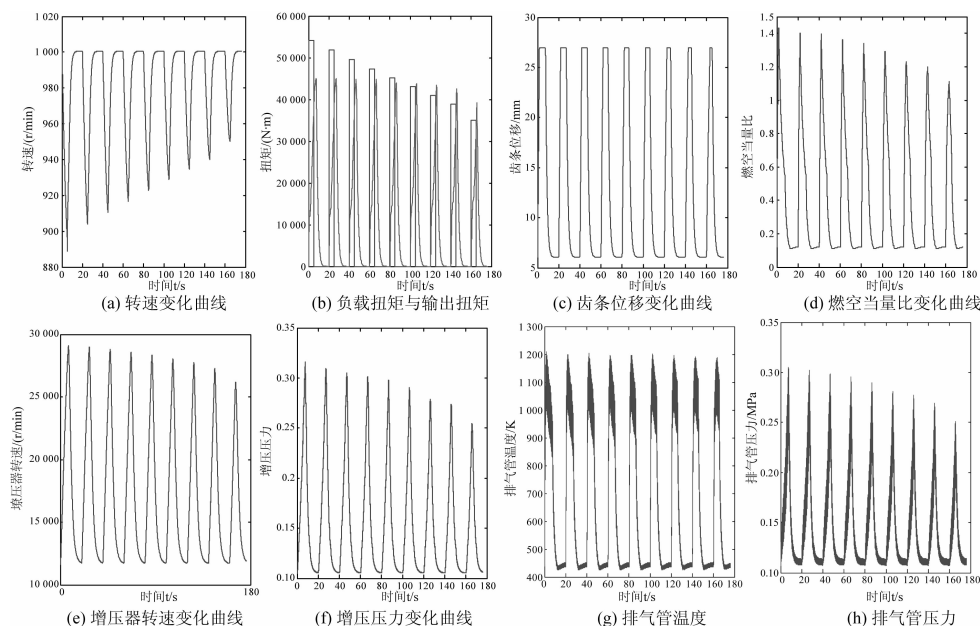


图 4 脉冲间隔时间为 15 s 时的前 10 个脉冲下柴油机性能

从图中可以看出,在消磁脉冲的作用下,柴油机转速急剧下降,第一脉冲时最低降至 883 r/min,调速器对此迅速作出反应,使油泵齿条走到头,提供最大燃油量,由于增压器响应速度较慢,进入气缸的空气量跟不上加油量变化速率,缸内过量空气系数却急剧下降,燃烧不完全,扩散燃烧加大并出现后燃,排气温度上升很快,对涡轮提供的排气能量增加,使涡轮增压器达到较高进气压力的运行点。在加载过程中,柴油机的最大燃烧压力与排温都大大超过了额定工况时的稳态值,柴油机承受了较大的机械负荷和热负荷。柴油机的最低转速除第一个脉冲低于 900 r/min,其余都在 900 r/min 以上。

3 结 论

(1) 讨论了增压柴油机瞬态性能模拟的建模方法,并指出瞬态模拟区别于稳态的一些特点,如气缸内局部不完全燃烧、调速器的瞬态性能、油泵瞬态特性,提出了对这些部件或过程进行瞬态模拟的

2.2 消磁工况模拟结果

综合消磁脉冲电流是一组脉冲,由正负间隙相同,递次减小的一组前述单个电流脉冲组成。脉冲的电流值从 5 500 A 起以 120 A 递减,10 个脉冲后,电流值以 80 A 递减。这样,10 个脉冲后电流值减小到 4 300 A,产生的最大脉冲扭矩为 33 109 N·m,小于柴油机在额定工况时的扭矩 33 807 N·m。因此本文计算分析:脉冲间隔时间为 15 s 时的前 10 个脉冲下柴油机性能。计算结果如图 4 所示。

方法,通过计算验证了模型的正确性和预测能力。

(2) 根据仿真计算结果,可以提出柴油机各系统在消磁工况下的相应改进方案,并对提出的改进方案进行性能预测。

参考文献

- [1] 顾宏中. 涡轮增压柴油机性能研究[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1998.
- [2] J. Chauvin, G. Corde, P. Moulin, etc. Real-time combustion torque estimation on a diesel engine test bench using time-varying kalman filtering[C]. in Proc. of 43rd IEEE Conference on Decision and Control, 2004, Paradise Island, Bahamas. dec.
- [3] F. Chmela, G. Orthaber, Rate of heat release predictions for direct injection diesel engines based on purely mixing controlled combustion[C]. SAE paper 1999-01-0186, 1999.
- [4] 高希复. 柴油机强度[M]. 武汉: 海军工程大学出版社, 1988.