

大型集装箱船舶轮机模拟器主机标定工况 仿真建模的研究及实现

詹玉龙 万碧玉 胡以怀

(上海海运学院商船学院 上海 200135)

提 要 结合上海海运学院重点实验室科研项目 SMSC - 2000 型轮机模拟器的研制工作,对轮机模拟器的仿真对象第三代集装箱船的 HITACHIB - MAN - B&W 6L80MC 主机的热工参数进行仿真计算,利用“容积法”建立主机标定工况模型。在已完成的主机标定工况模型的基础上,运用计算机进行仿真编程。经过对输出参数、输出曲线的计算和比较,符合实船标定工况运行参数。在 SMSC - 2000 轮机模拟器测试和验收过程中,该模型工作稳定,仿真效果好,具有很强的实操性。

关键词 轮机模拟器,主机建模,故障仿真

中图分类号 U664.121;U666.158

文内符号说明

N ——柴油机转速, r/min ;

P_e ——柴油机有效功率, kW ;

P_{bt} ——排气管压力, MPa ;

P_k ——压气机出口压力, MPa ;

G_e ——有效燃油消耗率, g/kWh ;

P_s ——进气管压力, MPa ;

$D P_h$ ——中冷器压差, MPa ;

G_k ——压气机流量, kg/s ;

T_s ——进气管温度, $^{\circ}C$;

T_{bt} ——排气管温度, $^{\circ}C$;

T_k ——压气机出口温度, $^{\circ}C$;

$D T_k$ ——中冷器温差, $^{\circ}C$;

g_f ——单缸循环供油量, g ;

N_{tc} ——增压器转速, r/min ;

P_{zmax} ——缸内最大燃烧压力, MPa 。

来稿日期:1999-03-31

第一作者:51岁,大学本科,副教授,研究方向为现代轮机管理。

0 引言

现代化船舶正向高度自动化的方向发展,单船价值高,操纵难度大。在世界海事组织(International Maritime Organization, IMO)倡导“让航行更安全,使海洋更清洁”的今天,对高级船员进行以现代化船舶为仿真对象的模拟器训练是非常有必要的。船舶机舱设备是船舶动力的核心,轮机模拟器(Marine Engine Room Simulator,简称 MERS)作为现代化的航海教育设施能有效、快速地培养现代轮机管理人员,已为实践所证明,并成为国际国内航海教育界的共识。根据世界海事组织(IMO)1995年新修订的海员培训、发证和值班标准的国际公约(Standard For Training, Certificate and Watch - Keeping, STCW '95 公约),国家主管机关认定模拟器训练可以替代高级船员的部分海上任务,并在新制定的“海船船员适任考试和评估大纲”中明确规定轮机长考核必须通过轮机模拟器评估项目。因此,目前世界上许多先进国家和相当数量的发展中国家的航海院校和船员培训中心都已配置或正加紧配置轮机模拟器。

本文结合上海海运学院重点实验室科研项目 SMSC - 2000 型轮机模拟器的研制工作,对主机的热工参数进行仿真计算,建立了主机标定工况模型。

1 仿真对象介绍

SMSC - 2000 型轮机模拟器的仿真母船是中国远洋运输公司的第三代集装箱船。主机为日本日立造船公司制造的 HITACHI - MAN - B & W 6L80MC 大型 6 缸二冲程低速船用柴油机。其主要标定参数为:设计转速 88 r/min,功率 16 668kW。采用废气涡轮增压,实船上使用的是两台并联的 VTR564 型涡轮增压器,标定工况时的稳定转速为 12 280r/min。6L80MC 集中了 80 年代末 MAN - B & W 公司造机的先进技术。6L80MC 作为第三代集装箱船的主机,在以后的发展中还有很大的余地。估计在未来一段时间内,这种机型仍将大量地用于新型船舶。

6L80MC 作为新机型,从设计上讲,是比较完善和先进的,但是其使用时间较短。在实船营运中,积累的实际运行情况的数据还不是太多,特别是故障运行和应急操作时的工作情况的数据还不够充分。在以前的工作过程仿真计算中,针对中高速柴油机以及燃气轮机的仿真较多,对大型低速船用柴油机的仿真计算并不多,所以对 6L80MC 仿真建模有实际意义。由于大部分的故障运行参数无法从航行中或主机台架报告中得到,所以,利用仿真的方法探索新机型的故障机理,其经济性也十分可观。根据主机标定工况模型,通过改变参数的仿真计算又可以得到故障情况下的热工参数,满足轮机模拟器故障模拟的要求。

2 主机标定工况建模方法

船舶柴油机的工作过程非常复杂,涉及到工程热力学、燃烧学、流体力学、材料力学、传热学等许多学科,在计算机仿真计算中也很难全面准确地反映柴油机的每一个细微的工作过程。鉴于以上情况,笔者选用了柴油机工作过程计算方法中较为成熟的“容积法”来建立主机标定工况模型。

根据“容积法”理论需要进行零维的假定,把主机划分为几个独立的热力平衡系统。假定计算中每瞬时的系统内各点的气体压力、温度和成分都是均匀的瞬时热力平衡状态;假定各系统之间,是通过热量与质量的传递相互联系的。

把柴油机分为以下几个相对独立又相互联系的系统:气缸、排气管、涡轮增压器、中冷器、扫气箱。

(1) 缸内过程:二冲程柴油机的扫气为分层扫气模型,燃烧放热规律采用单一 VIBE 半经验公式来模拟。实船中使用的 VIT 调节,在程序所用数学模型中,按 VIT 调节的规律来处理转速(负荷)变化时喷油提前角的变化(标定工况时喷油提前角为设计喷油提前角)。

(2) 排气管:“容积法”假设排气管内温度和压力恒定。

(3) 涡轮增压器:实船中并联的双增压器使用,由涡轮和压气机的特性曲线,用插值和逐次逼近的方法得到涡轮增压器的绝热效率和稳定转速。

(4) 中冷器:计算中冷器的温差和压差。

(5) 扫气箱:“容积法”假设排气管内温度和压力恒定。

整个系统及模型情况见图 1。

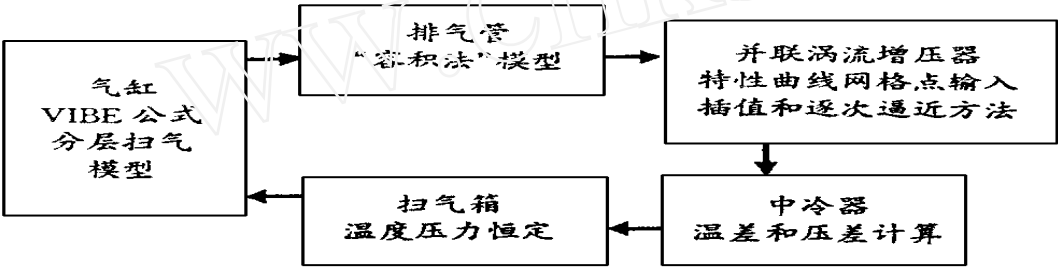


图 1 主机系统模型计算示意图

3 主机标定工况的工作过程模型建立

3.1 气缸内工作过程

气缸内气体的能量平衡方程和质量连续方程为:

$$\begin{cases} \frac{d(G_g u_g)}{d} + A P_g \frac{dV_g}{d} = \left(\frac{dG_s}{d} I_s + \frac{dG_e}{d} I_e \right) + \frac{dQ_f}{d} + \frac{dQ_w}{d} \\ \frac{dG_g}{d} = \frac{dG_s}{d} + \frac{dG_e}{d} + g_f \frac{dx}{d} \end{cases} \quad (1)$$

左式展开,由理想气体状态方程 $p_g V_g = R_g T_g G_g$,对 求导并代入上式中,可得缸内气体温度和压力的变化率为:

$$\begin{aligned} \frac{dT_g}{d} &= \frac{1}{G_g} \left[\frac{1}{R_g} \left(p_g \frac{dV_g}{d} + V_g \frac{dp_g}{d} \right) - T_g \frac{dG_g}{d} \right] \\ \frac{dp_g}{d} &= -K \frac{p_g dV_g}{V_g d} - \left(\frac{C_{vmg}}{C_{vg}} - 1 \right) \frac{p_g dG_g}{G_g d} - \frac{p_g (C_{ve} - C_{va}) \left(G_N \frac{dG_g}{d} - G_g \frac{dG_N}{d} \right)}{C_{vg} G_N^2 (1 + g)^2} \\ &\quad + \frac{K_g - 1}{A V_g} \left(\frac{dG_s}{d} I_s + \frac{dG_e}{d} I_e + \frac{dQ_f}{d} + \frac{dQ_w}{d} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

3.2 气缸工作容积

气缸内工作容积变化率为:

$$\frac{dV_c}{d} = \frac{2D^2S}{8 \times 180} \left[\sin\left(\frac{2}{180}\right) + \frac{\sin\left(\frac{2}{180}\right)}{\sqrt{1 - 2\sin^2\left(\frac{2}{180}\right)}} \right] \quad (3)$$

3.3 燃烧放热规律

由燃烧放热率定义可得: $\frac{dQ_f}{d} = H_u g_f \frac{dx}{d}$ (4)

在标定工况时燃烧速率计算使用的是单一的 VIBE 半经验公式:

$$\frac{dx}{d} = 6.908 \frac{m+1}{z} \left(\frac{z}{z}\right)^m e^{-6.908 \left(\frac{z}{z}\right)^{(m+1)}} \quad (5)$$

主要影响参数是燃烧品质系数 m , 燃烧提前角 z 和燃烧持续角 z_0 。

3.4 排气阀、扫气口的气体流量计算

通过扫气口以亚音速流至气缸的气体的流量变化率:

$$\frac{dG_s}{d} = \frac{\mu_s F_s}{6n} \sqrt{\frac{2gk_s}{k-1}} \frac{p_s}{\sqrt{R_s T_s}} \sqrt{\frac{2}{p_s} \frac{K_s-1}{K_s} - \left(\frac{p_e}{p_s}\right)^{\frac{K_s}{k_s}}} \quad (6)$$

通过排气阀的流动,其初期是超临界流动,后期是亚临界流动。

在超临界期 $\left[\frac{p_t}{p_g} > \left(\frac{2}{K_g+1}\right)^{\frac{k}{k+1}}\right]$ 的流量变化率:

$$\frac{dG_e}{d} = \frac{\mu_e F_e}{6n} \sqrt{\frac{2gk_e}{K_g+1}} \frac{p_g}{\sqrt{R_g T_g}} \left(\frac{2}{K_g+1}\right)^{\frac{1}{k_g+1}} \quad (7)$$

在亚临界期 $\left[\frac{p_t}{p_g} \leq \left(\frac{2}{K_g+1}\right)^{\frac{k}{k+1}}\right]$ 的流量变化率:

$$\frac{dG_e}{d} = \frac{\mu_e F_e}{6n} \sqrt{\frac{2gk_e}{k_g-1}} \frac{p_g}{\sqrt{R_g T_g}} \sqrt{\frac{p_T}{p_g} \frac{2}{k_g} - \left(\frac{p_T}{p_g}\right)^{\frac{k_g+1}{k_g}}} \quad (8)$$

3.5 二冲程的分层扫气过程

二冲程的主机模拟计算主要采用分层扫气的模型。二冲程在扫气开始时气缸内分成 A、B 两个区域,经过短暂的分层扫气后便有短路气流产生,随着扫气的进行,短路气流加大并从两个区域气流的分界处开始发生混合,至扫气后期,则属于全混合扫气过程。根据这样的分层扫气过程,可以得到 A 系统的能量平衡方程和质量连续方程,展开求导可得:

$$\begin{aligned} \frac{dT_{gA}}{d} &= \frac{1}{G_{VA} G_{gA}} \left[\frac{dG_s}{d} (C_{pms} T_s - C_{ms} T_{gA}) - \frac{dG_{AB}}{d} T_{gA} (C_{pms} - C_{v mA}) \right. \\ &\quad \left. + \frac{dQ_{AB}}{d} + \frac{dQ_{WA}}{d} - A p_g \frac{dV_{gA}}{d} \right] \\ \frac{dQ_{WA}}{d} &= s_w \left[F_g (T_W - T_{gA}) + \frac{D^2}{4} (T_{w1} + T_{w2} - 2T_{gA}) \right] \frac{1}{6n} \end{aligned} \quad (9)$$

3.6 排气管内的过程

“容积法”假定排气管内的压力只是时间的函数,排气管内的排气过程简化为一个“充满”和“排空”的过程。排气管的能量平衡方程和质量平衡方程为:

$$\begin{cases} \frac{d p_{BT}}{d} = \frac{K_{BT} - 1}{A V_{BT}} \left(\frac{d G_T}{d} I_{eB} + \frac{d G_{eB}}{d} I_{eB} \right) - \left(\frac{C_{V_{mBT}}}{C_{V_{BT}}} - 1 \right) \frac{p_{BT} d G_{BT}}{G_{BT} d} & (10 a) \\ \frac{d G_{BT}}{d} = \frac{d G_T}{d} + \frac{d G_{eB}}{d} & (10 b) \end{cases}$$

3.7 排气温度的计算

主机排温是轮机管理中最常用的热工参数,一般的主机工作过程计算中主要计算的有废气涡轮进口温度的时间平均值和热量平均值。这里是根据热电偶测温的公式计算的,计算结果与试航报告的排温比较,其值基本接近。

$$T_e = T_{Th} = \frac{\int_0^{360} (p_g / u)^{0.6} T_g^{0.4} d}{\int_0^{360} (p_g / u)^{0.6} T_g^{-0.6} d} \quad (11)$$

3.8 废气涡轮增压器

本轮机模拟器的仿真对象主机是使用并联的双台 VTR564 型涡轮增压器。涡轮的每一循环所作的功为:

$$W_T = \int_0^{360} \frac{d W_T}{d} d = \int_0^{360} \frac{d G_T}{d} H_{T_r} d \quad (12)$$

由已经计算出来的 W_T 计算压气机的出口压力和流量,再计算绝热率 η_T ,这里使用的方法是将增压器生产厂家提供的压气机特性曲线按网格点输入计算机,由插值和逐次逼近的方法求平衡运转点下的绝热效率和稳定转速。

压力和流量的计算公式是:

$$p_k = p_0 \left(\frac{k W_k}{G_K} + 1 \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (13)$$

$$G_k = G_{k0} \frac{10330}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{273 + 3030}} n Z \quad (14)$$

压气机的出口温度是:

$$T_K = T \left\{ 1 + \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{k} \right\} \quad (15)$$

由于是两台增压器并联使用,因此,使用了程序中进行并联的特殊处理方法。根据闭环的气路连接方式中的并联气路的热力学守恒方程,在本工作过程计算中由于两台增压器的型号相同,计算时压力不变,流量乘以 2,温度按流量求平均压气机出口温度。

将上面给出的微分方程组,进行联立求解,即对以下 12 个微分变量联立求解:

$$\frac{d p_g}{d}, \frac{d G_g}{d}, \frac{d V_g}{d}, \frac{d T_{ga}}{d}, \frac{d Q_f}{d}, \frac{d Q_w}{d}, \frac{d G_e}{d}, \frac{d G_s}{d}, \frac{d G_N}{d}, \frac{d p_{BT}}{d}, \frac{d G_{BT}}{d}, \frac{d W_T}{d}$$

经计算表明,改进欧拉法的计算精度最低,但计算速度最快。四阶龙格-库塔法精度最高,计算时间较长。四阶阿当姆斯预测-校正法,采用积分步长较小时,也能满足工作过程计算的要求。通过初步的计算方法的比较计算,并为实现轮机模拟器的实时控制和数据交换的要求,同时兼顾计算的精度,我们采用四阶龙格-库塔法求解。

4 标定工况仿真的软件实现及结果

根据以上分析编制相应的程序。本程序使用的计算机语言是 VISUAL BASIC ,虽然 VB 的计算功能并不是十分出色的 ,但是能与 SMSC - 2000 型轮机模拟器的软件工作平台 GFW (Genesis For Windows) 进行实时数据交换并带动 GFW 上的主机界面实时动作 ,达到实时仿真的效果。VB 语言同样可以生成一些界面和完美的输出格式。

在计算的核心部分 ,燃烧放热规律采用单一 VIBE 半经验公式来模拟。实船中使用的 VIT 调节 ,在程序所用数学模型中 ,按 VIT 调节的规律来处理转速 (负荷) 变化时喷油提前角的变化 (标定工况时喷油提前角为设计喷油提前角)。二冲程的扫气为分层扫气模型、并联的双增压器使用并联气路的理论完成插值的计算。从主机的工作始点 ,即压缩冲程的扫气口关闭时开始积分 ,积分步长为 1.5 A ,得到主机的各热工参数并和台架报告上的主机标定工况参数进行比较。本程序输出 33 个参数 ,其中部分为综合参数 ,部分为收敛的最后一个循环的变化参数以及曲线。

4.1 输出参数

经过几个外循环的计算后 ,程序收敛 ,得到以下的热工参数。与试机报告相比较如表 1 所示。

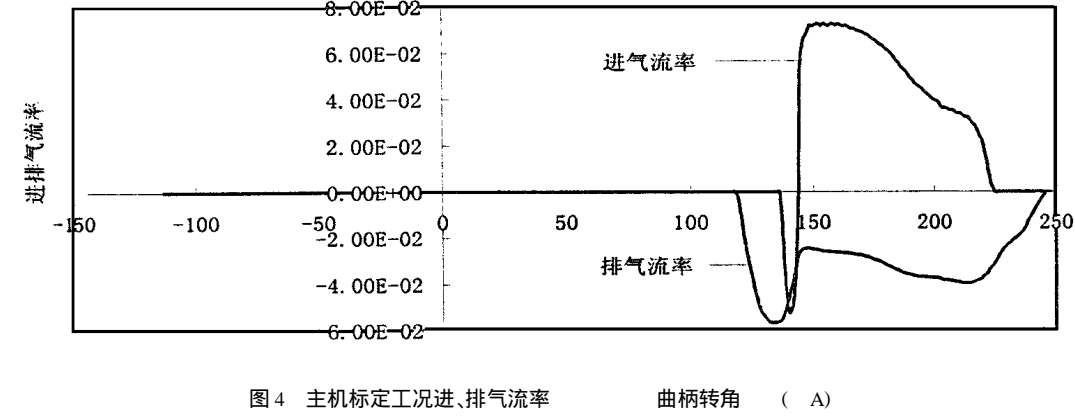
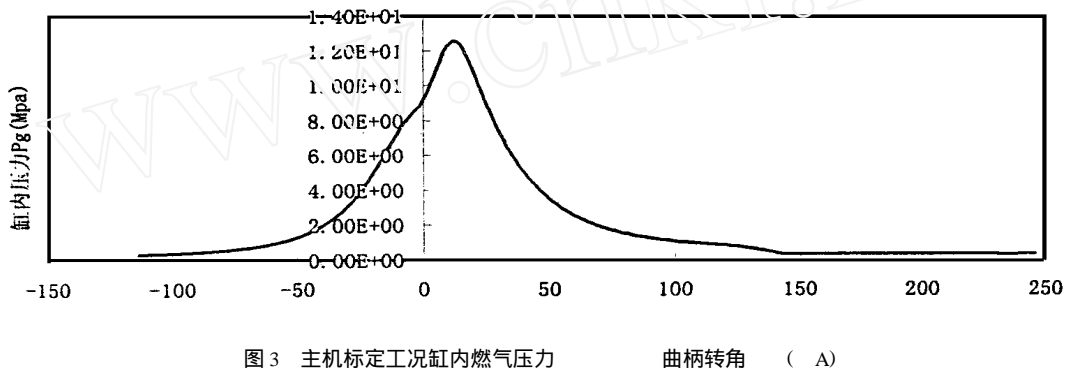
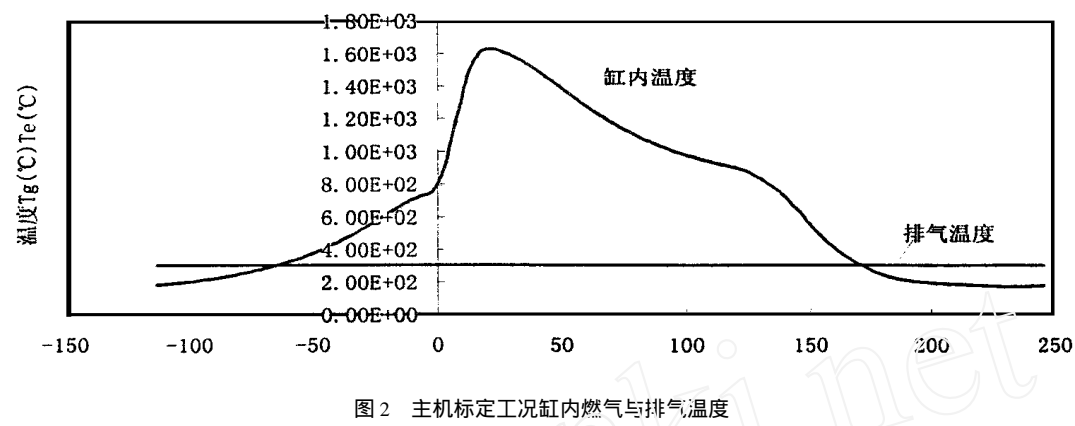
表 1 主机标定工况模型计算结果及比较

序号	参数名称	符号	单位	计算值	试验值 *
1	转速	n	r/ min	88	88
2	单缸有效功率	P_e	kW	2 776. 8	2 778
3	有效耗油率	b_e	g/ kWh	162. 56	165. 87
4	平均指示压力	p_i	Mpa	1. 555 9	1. 58
5	压缩终点压力	p_c	Mpa	12. 03	12. 05
6	最大爆压	P_{max}	Mpa	12. 672	12. 6
7	缸内气体最高温度	T_{gmax}		1 587. 7	/
8	排气管平均温度	T_{ave}		339. 3	/
9	排气温度	T_e		307. 5	310
10	排气管气体流量	G_{ex}	kg/ s	6. 041 2	/
11	增压器转速	n_{TK}	r/ min	12 192	12 280
12	增压器进口压力	P_{TKIN}	Mpa	0. 196 2	0. 203 9
13	增压器出口压力	P_{TROUT}	Mpa	0. 101 5	0. 102 0
14	增压器进口温度	T_{TKIN}		390. 22	385
15	增压器出口温度	T_{TROUT}		265. 41	255
16	中冷器进口温度	T_{CWIN}		160. 52	156
17	中冷器出口温度	T_{CWOUT}		42. 13	38
18	压气机流量	G_K	kg/ s	18. 374	/
19	压气机压比		/	3. 178 8	/

* 试验值为 1989 年 2 月 2 日 ,日本日立造船公司樱岛工厂的 HITACHI - MAN - B&W 6L80MC 主机台架报告。

4.2 输出曲线

标定工况下部分过程参数计算结果如图 2 ,图 3 ,图 4 和图 5 所示。



5 结束语

用上述方法建立船舶柴油主机标定工况模型,经过计算机仿真计算,对输出参数和输出曲线进行计算、比较和校验,结果符合第三代集装箱船舶主机标定工况的运行参数。现已正式应用在 SMSC—2000 型轮机模拟器上,通过联调和测试,工作稳定,仿真效果好,具有很强的实操性。最近已通过交通部专家组的验收,正投入使用,培训高等航海院校的学生和在船的管理级、操作级轮机管理人员。

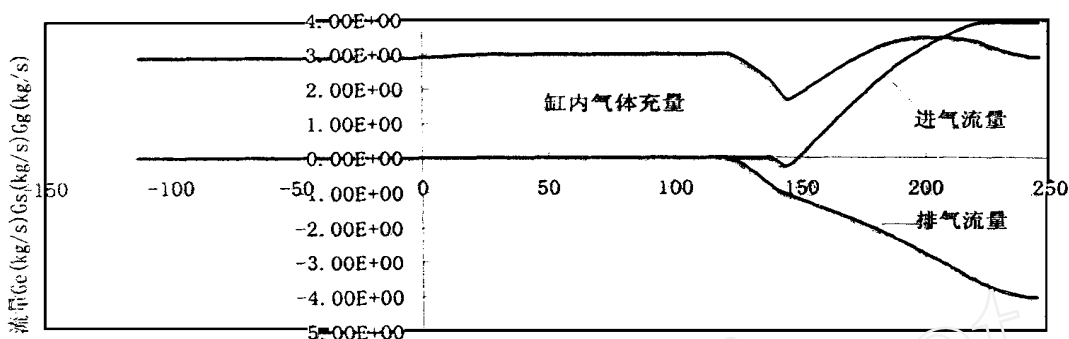


图5 主机标定工况进、排气流量 曲柄转角 (A)

参 考 文 献

- 1 顾宏中. 涡轮增压柴油机热过程模拟计算. 上海: 上海交通大学出版社, 1985. 1
- 2 顾宏中. 船用柴油机设计手册(三) - 船用柴油机工作过程计算. 北京: 国防工业出版社, 1979. 6
- 3 赵国光. 船舶动力装置自动化. 上海: 上海交通大学出版社, 1993. 2
- 4 轮机工程手册编委会. 轮机工程手册(上, 中, 下). 北京: 人民交通出版社, 1992. 11
- 5 D J Patterson, G Van Wylen. A Digital Computer Simulation for Spark - Ignited Engine Cycles. SAE Progress in Technology, 1982(7)
- 6 Clark B. The development of a micro - computer based slow speed marine diesel engine training simulator model using a hybrid computer. M. Sc. Thesis, UWIST, Cardiff, 1981
- 7 (日)小石 吉人. STCW 公约与机舱模拟器—NORCONTROL 公司的新一代机舱模拟器的开发. 日本船用机关学会平成 8 年学术演讲会
- 8 (日)濑川 长生, 野口 重次. 少人数化与船舶柴油机设备的模拟器. 日本船用机关学会会刊, 1985(9)
- 9 (日)中村 峻. 训练用船舶柴油机设备模拟器. 日本船用机关学会会刊, 1989(2)

Simulation Modeling and Application of the Standard Working Condition of the Main Engine of MERS in Large Size Container Ship

Zhan Yulong Wan Biyu Hu Yihuai

Abstract This paper combines the researching and developing in the SMSC - 2000 type Marine Engine Room Simulator(MERS)of Shanghai Maritime University. A third - generation container ship of 2700TEU is selected as the simulated object and the type of the main engine of the simulated ship is HITACHI - MAN - B & W 6L80MC. This paper introduces the studies and realizations of main engine modeling and fault simulation under steady condition of the MERS. With the "Filling - Emptying" algorithm, this paper builds the main engine working model under rated condition, due to the 6L80MC main engine structure parameters.

Key words MERS, main engine modeling, fault simulation

(责任编辑 廖粤新)