

1-2-2019

## Mathematical Modeling and Simulation of Hydraulic Governor for Marine Diesel Engine

Chen Jian

*1.School of Marine Engineering, Jimei University, Xiamen 361021, China; ;*

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the [Artificial Intelligence and Robotics Commons](#), [Computer Engineering Commons](#), [Numerical Analysis and Scientific Computing Commons](#), [Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons](#), and the [Systems Science Commons](#)

---

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

---

# Mathematical Modeling and Simulation of Hydraulic Governor for Marine Diesel Engine

## Abstract

**Abstract:** The speed control and load limit of marine diesel engine are implemented by hydraulic governor, of which the characteristics directly determines the performance of generator set. Therefore, it is an important content of marine engine room simulator training to strengthen the students' training and understanding of the working characteristics of the hydraulic governor. *In the existing marine engine room simulators, the simulation model of hydraulic governor is too simple to carry out further training tasks. According to the working principle of hydraulic governor and the training purpose of marine engine room simulator, the mathematical model of UG-8 hydraulic governor is established. Combining with the diesel engine Seiliger model, simulation is conducted and the simulation error is less than 3% compared with the bench test, which indicates the accuracy and reliability of the proposed hydraulic governor model. This model has certain practical value in the development and training of marine engine room simulator.*

## Keywords

marine four-stroke diesel engine, hydraulic governor, Seiliger model, simulation

## Recommended Citation

Chen Jian. Mathematical Modeling and Simulation of Hydraulic Governor for Marine Diesel Engine[J]. Journal of System Simulation, 2018, 30(3): 937-942.

## 船用发电柴油机调速器的数学建模和仿真研究

陈坚

(1. 集美大学 轮机工程学院, 福建 厦门 361021; 2. 福建省船舶与海洋工程重点实验室, 福建 厦门 361021)

**摘要:** 船用发电柴油机的转速控制和负荷限制是由液压调速器来实现的, 液压调速器的特性直接决定了发电机组的性能, 加强学员对液压调速器工作特性了解和训练是轮机模拟器训练的重要内容之一。在现有轮机模拟器中, 发电柴油机液压调速器的仿真模型过于简化, 无法进行更深层次的培训和训练任务。根据调速器的工作原理和轮机模拟器训练目的, 建立了UG8调速器的数学模型, 结合柴油机 Seiliger 模型进行了仿真, 并将仿真结果与台架实验进行对比分析, 仿真误差小于3%, 表明了调速器建模的准确性与可靠性。该模型在轮机模拟器的研制与培训中具有一定的实用价值。

**关键词:** 船用四冲程柴油机; 液压调速器; Seiliger 模型; 仿真

中图分类号: TP.391.9 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X (2018) 03-0937-06

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201803021

## Mathematical Modeling and Simulation of Hydraulic Governor for Marine Diesel Engine

Chen Jian

(1. School of Marine Engineering, Jimei University, Xiamen 361021, China;

2. Fujian Provincial Key Laboratory of Naval Architecture and Ocean Engineering, Xiamen 361021, China)

**Abstract:** The speed control and load limit of marine diesel engine are implemented by hydraulic governor, of which the characteristics directly determines the performance of generator set. Therefore, it is an important content of marine engine room simulator training to strengthen the students' training and understanding of the working characteristics of the hydraulic governor. *In the existing marine engine room simulators, the simulation model of hydraulic governor is too simple to carry out further training tasks. According to the working principle of hydraulic governor and the training purpose of marine engine room simulator, the mathematical model of UG-8 hydraulic governor is established. Combining with the diesel engine Seiliger model, simulation is conducted and the simulation error is less than 3% compared with the bench test, which indicates the accuracy and reliability of the proposed hydraulic governor model. This model has certain practical value in the development and training of marine engine room simulator.*

**Keywords:** marine four-stroke diesel engine; hydraulic governor; Seiliger model; simulation

## 引言

液压调速器广泛应用在船舶发电柴油机的转速控制, 它的性能对船舶发电机组的运行安全具有

重要的影响, 在船舶管理中, 船员因缺乏对液压调速器工作原理的了解和管理不善, 造成柴油发电机组出现重大故障的事件屡见不鲜, 因此加强船员在柴油机调速器故障诊断方面的训练、维护和保养, 是船舶管理中的一项重要内容, 是轮机模拟器训练和培训的重要内容之一, 是提高船员现代化管理水平的一个重要手段<sup>[1-2]</sup>。

轮机模拟器是船员训练和培训的重要设备, 在



收稿日期: 2017-05-09 修回日期: 2017-06-28;  
作者简介: 陈坚(1966-), 男, 福建南安, 硕士, 副教授, 研究方向为轮机仿真技术, 智能控制, 故障诊断。

<http://www.china-simulation.com>

• 937 •

现有的轮机模拟器仿真系统中,船舶发电柴油机的液压调速器仿真模型过于简化,无法进行调速器故障诊断、调速特性调整和测试的训练<sup>[3]</sup>。

UG-8 调速器是一种典型的液压调速器,因其具有结构简单、工作可靠等特点,被广泛用做船舶柴油发电柴油机的调速器。

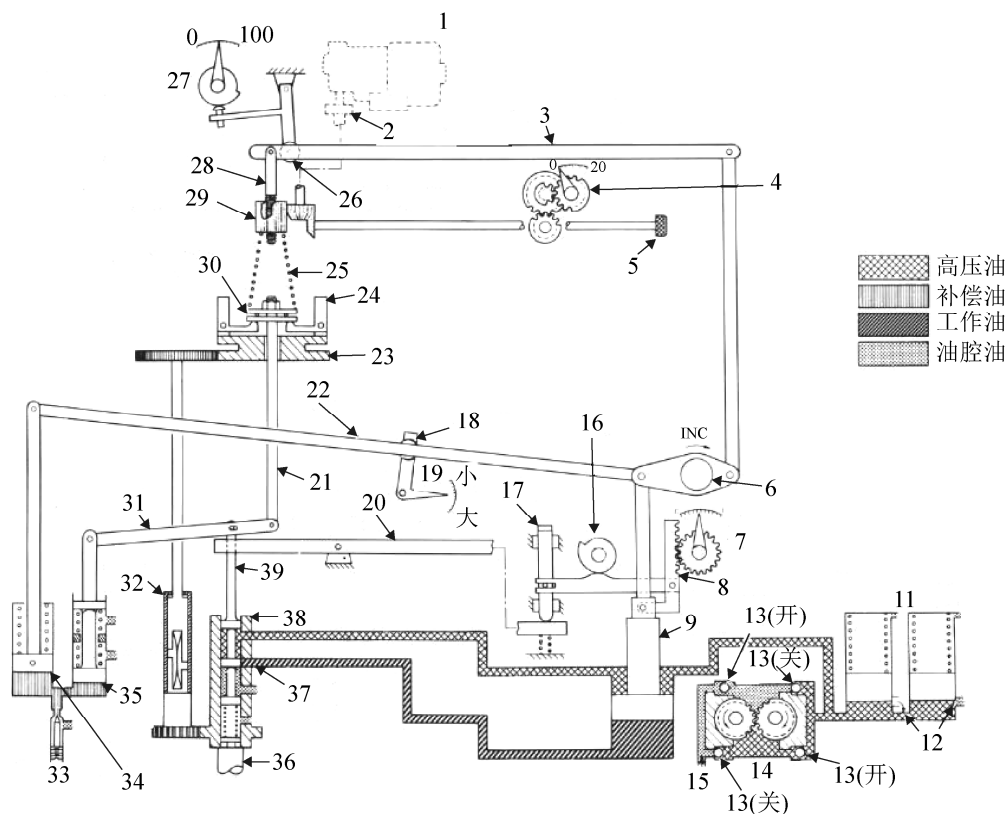
在现有的轮机模拟器系统中,发电柴油机的液压调速器的数学模型简化为比例和积分两个环节,这种模型没有考虑到液压调速器反馈指针的大小、反馈针阀开度、静速差大小以及负荷限制值对调速器性能的影响。

本文以 UG-8 液压调速器为研究对象,根据 UG-8 液压调速器的结构参数,利用机理建模方

法建立了 UG8 液压调速器的数学模型,利用 Visual C++ 6.0 软件编写了计算程序,仿真结果与台架实验数据对比表明,模型的稳态和动态数据与实验数据相符,误差小于 3%,验证了所建模型的正确性,模型可以用于调速器的性能预测和训练。

## 1 液压调速器的数学模型

图 1 给出了液压调速器的组成和结构示意图。从图 1 中可以看出,UG-8 液压调速器主要由驱动机构、转速感应机构、伺服放大机构、转速调节结构、恒速反馈机构、静速差调节机构、转速设定机构和负荷限制机构等组成。

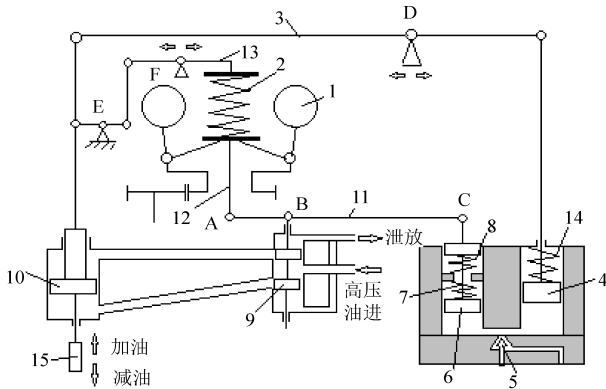


1-配速电机; 2-摩擦片; 3-刚性反馈调节杠杆; 4-同步指针; 5-速度设定旋钮; 6-输出轴; 7-负荷指针; 8-负荷限制齿条; 9-动力活塞; 11-蓄压室; 12-泄压孔; 13-单向阀; 14-油泵; 15-油腔; 16-负荷限制凸轮; 17-停车杆; 18-支点; 19-补偿针; 20-负荷限制杠杆; 21-调速杆; 22-弹性反馈杠杆; 23-匀速盘; 24-飞重; 25-配速弹簧; 26-滑动支点; 27-有差调节凸轮; 28-调速螺杆; 29-配速弹簧座; 30-推力轴承; 31-浮动杠杆; 32-弹性轴; 33-补偿针阀; 34-大缓冲活塞; 35-小缓冲活塞; 36-传动轴; 37-控制孔; 38-滑阀套; 39-滑阀柱塞

图 1 UG-8 表盘式调速器结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of UG-8 dial governor

根据调速器的工作原理和仿真的目的, 将图 1 调速器进行简化处理, 简化后的模型如图 2 所示, 调速器简化成以下几部分: 由飞重 1、调速弹簧 2 和调速杆 12 等组成的转速感应机构; 由滑阀 9、伺服活塞 10 等组成的伺服放大机构; 由大反馈活塞 4、小反馈活塞 6、弹性反馈杠杆 3、调节杆 11 和滑阀 9 等组成的恒速反馈机构; 由补偿调节杆 3、刚性反馈调节杠杆 13 等组成的静速差调节机构组成。



1-飞重; 2-调速弹簧; 3-弹性反馈杠杆; 4-大补偿活塞; 5-补偿针阀; 6-小反馈活塞; 7-下补偿弹簧; 8-上补偿弹簧; 9-滑阀; 10-伺服活塞; 11-调节杆; 12-调速杆; 13-刚性反馈调节杠杆; 14-大活塞补偿弹簧; 15-油门齿条

图 2 简化液压调速器模型图

Fig. 2 Model figure of simplified hydraulic governor

当外界负荷减小时, 柴油机的转速升高, 飞重 1 因离心力增大而扩张, 调速杆 12 上移, 拉动滑阀 9 上移, 滑阀 9 上移后造成伺服油缸下腔泄油, 伺服活塞 10 下移, 带动油门齿条减油。在伺服活塞 10 拉动油门齿条减油的同时, 伺服活塞 10 带动弹性反馈杠杆 3 以 D 为支点逆时针转动, 大补偿活塞 4 上移, 使大、小反馈活塞间受力平衡, 促使小补偿活塞 6 下行, 因此会造成上补偿弹簧 8 被压缩大一些, 下补偿弹簧 7 被压缩小一些, 调节杆 11 以 A 为支撑点顺时针转动, 通过 B 点使滑阀 9 回中, 伺服活塞 10 停止动作, 停止减油。伺服活塞 10 拉动油门齿条减油的同时, 带动刚性反馈调节杠杆 13 绕支点 F 顺时针转动, 压缩调速弹簧 2, 实现有差调节。随着上述调速过程的进行, 被多压缩的上补偿弹簧 8 有力求恢复的趋势, 而油

池的油也通过补偿针阀 5 少量流进补偿油腔内, 作用的结果使小补偿活塞 6 下降的位移减小, 使滑阀 9 下降位移也稍小, 伺服活塞 10 也下降小一点, 避免调整时间过长。如果反馈指针和补偿针阀调整的合适, 经过短时间反复调节后, 柴油机会稳定在一个新的转速上(比调节前的转速稍高)。

同理, 当外界负荷增加时, 调整过程正好相反。

从以上分析得知, 调速器的数学模型可以简化为计算调速杆的位移(即 A 点的位移)、滑阀的位移(即 B 点的位移)、小反馈活塞的位移(即 C 点的位移)、动力活塞 10 的位移、大反馈活塞 4 的位移和静速差调节杆压缩弹簧的位移。

### 1.1 调速杆的位移

根据简化图 2, 调速杆 12 的位移(A 点的位移) $x(\text{mm})$ 可以采用下式计算:

$$x = k_1(n_{act} - n_{set}) - k_2 \cdot c \cdot T + k_3 \cdot g \cdot f \quad (1)$$

式中:  $k_1, k_2, k_3$  为系数,  $k_1$  的大小与调速弹簧的刚度有关,  $k_2$  的大小与补偿弹簧 7、8、14 的刚度以及 D 支撑点的位置有关,  $k_3$  与静速差调节杆的支撑点 F 的位置有关;  $n_{act}, n_{set}$  分别为柴油机的实际转速和设定转速( $r/\text{min}$ );  $c$  为小反馈活塞的位移( $\text{mm}$ ),  $T$  为采样周期( $s$ ),  $g$  为静速差调整刻度(无量纲);  $f$  为刚性反馈调节杠杆 13 压缩调速弹簧的位移( $\text{mm}$ )。

### 1.2 大反馈活塞移动的位移

根据图 2, 大反馈活塞 4 移动的位移  $d(\text{mm})$  可采用下式计算:

$$d = k_4 \cdot e \cdot h \quad (2)$$

式中:  $k_4$  为系数, 其大小与支撑点位置和补偿活塞弹簧 14 的刚度有关;  $e$  为伺服活塞的位移( $\text{mm}$ ),  $h$  为调速器表盘上的反馈指针刻度值(无量纲),  $h$  的大小决定了弹性反馈杠杆 3 支撑点 D 的位置。

### 1.3 小反馈活塞的位移

根据图 2, 小反馈活塞 6 移动的位移  $c(\text{mm})$  与大反馈活塞的位移  $d$ 、调速杆的位移  $x$  以及可采用

下式计算:

$$c = k_5 \cdot d - k_6 \cdot x \cdot T - k_7 \cdot z \quad (3)$$

式中:  $k_5, k_6, k_7$  为系数;  $z$  为补偿针阀开度。

从公式(3)可以看出, 当补偿针阀全部关闭时,  $z$  为 0, 反馈作用增强, 反之, 反馈作用减弱。

#### 1.4 滑阀的位移

从图 2 可以看出, 滑阀 9 的位移  $b(\text{mm})$  取决于调速杆 12 的位移和小反馈活塞 6 的位移  $c$  的大小, 忽略其动态过程, 滑阀的位移  $b$  可采用下式计算:

$$b = k_8 \cdot c + k_9 \cdot x \quad (4)$$

式中:  $k_8, k_9$  为系数。

#### 1.5 伺服活塞的位移

根据图 2, 伺服活塞 10 的位移  $e$  是受滑阀的位移  $b$  控制的, 当滑阀位移为正(上移), 伺服活塞将下移(为负), 反之, 伺服活塞将上移(为正)。为了简化滑阀位移  $b$  与伺服活塞位移  $e$  的关系, 可采用如下递推方程计算伺服活塞的位移:

$$e_n = e_{n-1} - k_{10} \cdot b \cdot T \quad (5)$$

式中:  $k_{10}$  为系数。

需要注意的是, 伺服活塞 10 的位移  $e$  受到最大负荷限制值的限制, 当位移达到负荷限制值时, 不在增加。

#### 1.6 刚性反馈调节杠杆的位移

图 2 所示, 当伺服活塞 10 拉动油门齿条进行加油或减油时, 通过刚性反馈调节杠杆 13 稍微松开或压缩调速弹簧, 从而实现有差调节。刚性反馈调节杠杆 13 松开或压缩弹簧的位移  $f(\text{mm})$  可采用如下方程计算:

$$f = k_{11} \cdot e \quad (6)$$

式中:  $k_{11}$  是系数, 大小与  $F$  支点的位置有关, 当  $F$  支撑点向左调整时,  $k_{11}$  值增大, 反之  $k_{11}$  减小。

#### 1.7 柴油机模型

柴油机的实际热力循环是把燃油的热能转变为机械能的过程, 由进气、压缩、燃烧膨胀和排气过程组成。根据建模方法和仿真目的不同, 柴油机

模型的种类有很多<sup>[4-5]</sup>, 本系统的柴油机的模型采用 Seiliger 模型<sup>[6]</sup>, 如图 2 所示, 1-2 为多变压缩过程; 2-3 为等容加热过程; 3-4 为等压加热过程; 4-5 为等温燃烧过程; 5-6 为多变膨胀过程; 6-1 为等容放热过程。

表 1 给出了图 1 中柴油机模型各点参数计算的公式。

表 1 各位置点参数计算公式  
Tab. 1 Parameters formula of 1-6 point

位置点	参数计算公式
1	$m_1 = (p_1 V_1) / (R_g T_1)$
2	$T_2 = T_1 (V_1 / V_2)^{k-1} \quad p_2 = p_1 (V_1 / V_2)^k$
3	$T_3 = a T_2 \quad p_3 = p_{\max} = a \cdot p_2$
4	$T_4 = b \cdot T_3 \quad V_4 = b \cdot V_3$
5	$V_5 = c \cdot V_4 \quad p_5 = (p_4 \cdot V_4) / V_5$
6	$T_6 = T_5 (V_5 / V_6)^{n-1} \quad p_6 = (R_g \cdot T_6) / V_6$

注:  $k$  为绝热指数(无量纲),  $n$  为多变指数(无量纲),  $R_g$  为气体常数  $\text{J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ ,  $m$  表示质量/kg,  $T$  表示温度/K,  $p$  表示压力/MPa,  $V$  表示体积/ $\text{m}^3$ , 下角标数字代表图 3 的不同位置点。

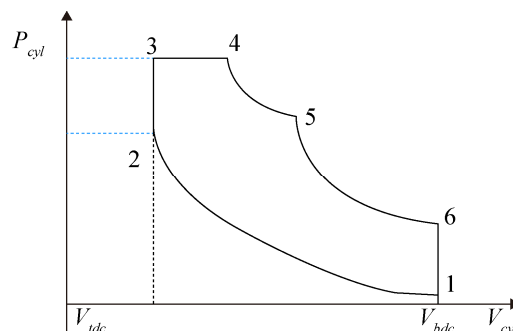


图 3 柴油机 Seiliger 模型  
Fig. 3 Seiliger model of diesel engine

模型求算采用 VC++ 软件, 相关参数选择日本洋马公司生产的 YANMAR 8N330L-GW 中速柴油机, 增压器型号为 TPL67-C33, 主要参数如表 2 所示。

## 2 仿真结果及分析

### 2.1 模型计算

模型求算采用 VC++ 软件, UG-8 液压调速器

结构参数见表 3 所示。

根据表 3 调速器的结构参数, 可以确定公式 (1)~(6)的各项系数, 各项系数见表 4。

表 2 柴油机主要技术参数

Tab. 2 Main technical parameters of diesel engine

名称	参数
发动机型式	8 缸, 四冲程, 增压中冷
额定功率	3457 kW
额定转速	720 r/min
缸径	330 mm
发火顺序	1-4-7-6-8-5-2-3
行程	380 mm
连杆长度	705 mm
压缩比	13.5
平均有效压力	2.216 MPa

表 3 UG-8 液压调速器结构参数

Tab. 3 Structure parameters of UG-8 hydraulic governor

名称	参数
大反馈活塞直径	30.0 mm
小反馈活塞直径	18.0 mm
动力活塞上端面杆直径	28.0 mm
动力活塞上端面直径	34.0 mm
动力活塞最大位移	10.0 mm
浮动杠杆长度	40.0 mm
调速弹簧刚度	80 000 N/m
静速差调节杆长度	25.0 mm
补偿调节杆长度	52.0 mm
调速杆最大位移	6.0 mm

表 4 UG-8 液压调速器模型系数

Tab. 4 Model coefficients of UG - 8 hydraulic governor

名称	数值	名称	数值
K1	0.025	K7	0.05
K2	0.85	K8	0.15
K3	0.05	K9	0.85
K4	-0.291	K10	1.20
K5	-2.78	K11	0.50
K6	0.15		

## 2.2 仿真结果分析

调速器速度降设定 40 格(稳定调速率为 4%), 手动设定转速 720 r/min 时, 柴油机负荷由 100%突然减小到 0, 转速和调速器输出油门随响应时间的

变化曲线如图 4 所示。从图中可以看出, 当负荷从 100%突减至 0 时, 柴油机转速突升至 782 r/min, 为保持柴油机设定转速, 调速器油门输出迅速减小。经过约 8 s 最终稳定在 748.8 r/min, 油门刻度从 52 格稳定在 32 格; 当负荷由 0 加至 36%时, 转速由 748.8 r/min 瞬时降至 728 r/min, 最终稳定在 740 r/min; 当负荷由 36%增至 70%时, 转速由 740 r/min 瞬时降至 718 r/min, 并最终稳定在 730 r/min; 当负荷由 70%增至 100%时, 转速由 730 r/min 瞬间降至 712 r/min, 最终稳定在 720 r/min, 油门刻度稳定在 52 格。

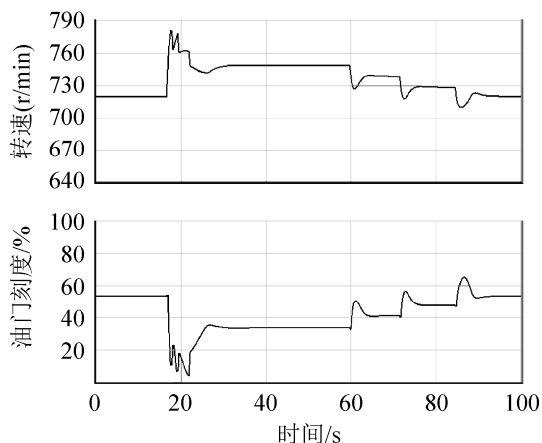


图 4 负荷由 100%-0%-36%-70%-100%变化的调速器特性曲线

Fig. 4 Characteristic curve of governor at 100%-0%-36%-70%-100% load

调速器台架实验和仿真计算的稳态数据比较见表 5 括号内数据为台架实验数据, 括号外为仿真计算数据, 从表中可以看出, 试验数据和仿真数据基本吻合, 最大误差为 2.2%。说明本文建立的调速器仿真模型不仅能满足仿真精度的要求, 而且也满足了实时性要求。

原始转速为 748.8 r/min, 当负荷由 0→100%和由 100%→0 时, 转速和油门刻度变化曲线如图 5 所示。当负荷由 0→100%时, 转速由 748.8 r/min 瞬时降低到 675 r/min, 最后稳定在 720 r/min, 油门刻度由 33%稳定在 53%。当负荷由 100%→0 时, 转速由 720 r/min 瞬时升至 782 r/min, 最终稳定在



748.8 r/min。油门刻度由 53% 稳定在 33%。该动态过程与实际柴油机的变化一致。

表 5 稳定调速率为 4% 时计算数据与台架实验数据比较  
Tab. 5 Comparison between the bench test data and model data

负荷变化%	调节前转速 r/min	瞬时波动 r/min	稳定转速 r/min
100→0	720(720)	782(765)	748.8(750)
0→36	748.8(750)	728(730)	740(740)
36→70	740(740)	718(715)	730(730)
70→100	730(730)	712(710)	720(720)

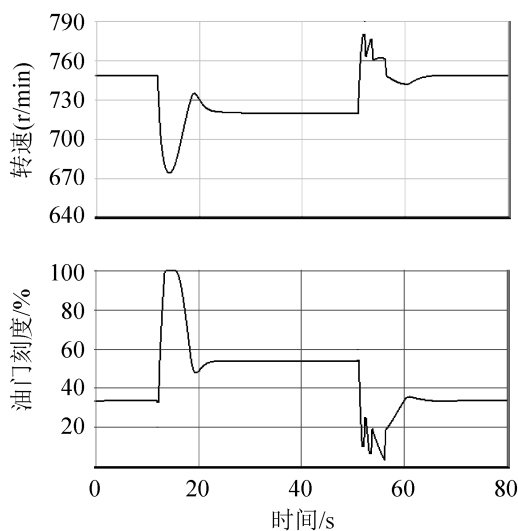


图 5 负荷由 0%-100%-0% 变化特性曲线

Fig. 5 Characteristic curve of governor at 0%-100%-0% load

### 3 结论

针对国内外轮机模拟器发电柴油机调速器仿真模型过于简化, 无法满足训练和培训的需要问题, 根据 UG-8 液压调速器的结构参数, 建立了液压调速器的数学模型, 利用 VC++ 完成了数学模型的求算, 开发出船舶发电柴油机液压调速器仿真训练系统软件。仿真结果表明, 稳态和动态工况下的

仿真数据与台架实验数据基本吻合, 仿真误差小于 3%, 该模型可用来分析和预测的柴油发电机调速器在不同工况下的稳态和动态性能, 能够满足轮机模拟器训练和培训的需要。该模型已经应用到大型轮机模拟器的仿真系统中。

### 参考文献:

- [1] 李斌. 船舶柴油机[M]. 大连: 大连海事大学出版社. 2008.  
Li Bin. Marine Diesel Engine [M]. Dalian: Dalian Maritime University Press, 2008.
- [2] 付君. 大型船舶主机电子调速器仿真训练系统设计与开发[D]. 青岛: 中国海洋大学, 2006.  
Fu Jun. Design and Development of Super Ship Main Engine Electrical Governor Simulation Training System [D]. Qingdao: Ocean University of China, 2006.
- [3] 郭凯. 船用柴油机调速器性能仿真分析[D]. 大连: 大连理工大学, 2013.  
Guo Kai. The CAE of Governor Characteristics of Marine Diesel Engine [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2013.
- [4] 郭江华, 梁述海, 王英辉, 等. 舰用柴油机建模方法综述[J]. 船舶工程, 2005, 27(2): 58-61.  
Guo Jianghua, Liang Shuhai, Wang Yinghui, et al. A Summary of Modeling Methods of Naval Vessel Diesel Engine [J]. Ship Engineering, 2005, 27(2): 58-61.
- [5] 张维竞. 舰船动力装置系统仿真[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2006.  
Zhang Weijing. Simulation of Naval power plant system [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2006.
- [6] Yu Ding, Douwe Stapersma, Henk Knoll. Characterising Heat Release in a Diesel Engine: A comparison between Seiliger Process and Vibe Mode[C]//CIMAC Congress, Frankfurt: WG Publications, 2010, Bergen Paper No. 245.