

文章编号:1000-582X(2010)10-014-05

## 高功率密度船舶舵机动态特性优化分析

周 忆<sup>1a,1b</sup>, 祝惠一<sup>1b</sup>, 陈文胜<sup>2</sup>, 徐绍虎<sup>3</sup>

(1. 重庆大学 a. 机械传动国家重点实验室; b. 机械工程学院, 重庆 400044;  
2. 中船重工重庆液压机电有限公司, 重庆 402160; 3. 重庆工商大学 机械工程学院, 重庆 400067)

**摘 要:**舵机是船舶重要的装置,其性能的好坏对船舶的影响很大。针对由螺旋作动器和电液比例系统构成的高功率密度舵机,推导了高功率密度舵机的数学模型,采用最优控制理论,对系统进行了优化设计,采用 MATLAB 软件对优化前后的系统进行了动态仿真,分析了其动态特性。分析结果表明,经优化后的舵机能满足实际工况要求。

**关键词:**高功率密度舵机;数学建模;优化分析

**中图分类号:** TH701

**文献标志码:** A

## Dynamic characteristic analysis and optimization of high power-density steering gear

ZHOU Yi<sup>1a,1b</sup>, ZHU Hui-yi<sup>1b</sup>, CHENG Wen-sheng<sup>2</sup>, XU Shao-hu<sup>3</sup>

(1. a. State Key Laboratory of Mechanical Transmission;  
b. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;  
2. Chongqing Hydraulic and Electrical Ltd of CSSC, Chongqing 402160, P. R. China;  
3. College of Mechanical Engineering, Chongqing Technology and Business University, Chongqing 400067, P. R. China)

**Abstract:** Steering gear is an important device on a ship, whose performance quality affects ship greatly. Aiming at high power-density steering gear which is composed of electro-hydraulic system and ball rotary-oscillating actuator, a mathematics model of the steering gear system is deduced. The system optimization design is carried out using optimization theory. Dynamic simulations of the pre and post optimized systems are made by MATLAB software to analyze dynamic characteristics. The analysis results show that the optimized steering gear can meet practical needs.

**Key words:** high power-density steering gear; mathematics model; optimization

近几年我国船舶行业快速发展,每年承接的船舶订单占世界市场份额 30%,年增速都在 50%以上,但我国造船业在保持高速增长的同时,船舶配套业严重滞后造船业的弊端也逐渐暴露出来。国产设备平均 40%装船率远低于日韩 85%~95%的水平<sup>[1]</sup>。舵机是船舶的核心设备之一,关系到船舶航行的安全、稳定。当前,船舶使用的舵机大部分都存在占地面积

大,传动效率低(当舵叶转角增大时驱动力矩下降),舵角控制精度不高等问题。英国 MEDP 展开了减小舵机体积方面的研究,开发了纯电动舵机<sup>[2]</sup>,虽然此机构有效减小了舵机体积,增加船舶容积利用率,但其转舵力矩特性差,转舵功率较小。船舶控制技术从二十世纪三十年代开始发展,直到现在都未找到非常有效的控制策略<sup>[3-4]</sup>,而最优系统在提高船舶控制精

收稿日期:2010-04-20

基金项目:重庆市科委科技攻关重大项目(特种船舶)(CSTC,2008AB3037);重庆市教委科学技术研究项目(KJ090705)

作者简介:周忆(1957-),女,重庆大学教授,博士,主要从事流体传动与控制系统设计分析,(E-mail)cdzy@cqu.edu.cn。

度、减少能源消耗方面有一定效果<sup>[5]</sup>。为此,我们与重庆液压件厂合作设计了以重庆大学机械传动国家重点实验室梁锡昌等老师发明的基于螺旋机构的旋转作动器(该作动器是一种将直线运动转化为旋转运动的机械传动机构,具有体积小,输出力矩大,重量轻,传动路线短,传动效率高的特点<sup>[6-7]</sup>)作为运动转换结构,电液比例系统作为驱动的高功率密度船舶舵机。笔者对此舵机进行了建模分析,并对其进行了最优设计,取得了较好的结果。

### 1 船舶舵机的数学模型及方块图

高功率舵机系统原理图如图 1 所示,图中省略了对其性能影响不大的液压元件(双向液压锁及截止阀)。为确定立舵机系统输入输出关系,建立各环节的线性方程如下。

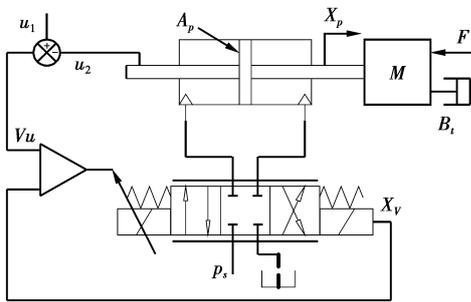


图 1 舵机系统原理图

#### 1) 输入及比例阀环节

$$u_1 = K_1 \theta_1 \quad (1)$$

式中,  $K_1$  为转角传感器的增益。

阀芯移动位移对输入信号的传递函数为<sup>[7]</sup>

$$\frac{x_v(s)}{u_g(s)} = \frac{K_{ce}}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\delta_0}{\omega_0} s + 1\right)} \quad (2)$$

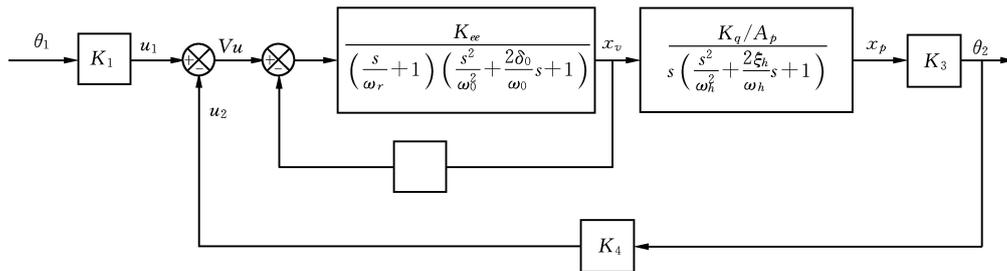


图 2 舵机结构方块图

由于比例阀一般采用电流负反馈的放大器,所以控制线圈回路的转折频率  $\omega_r$  一般很高。所以由

式中:  $K_{ce} = \frac{K_c K_i}{K_{ct}(R_c + r_p + K_{fi} K_e)}$ ;  $\omega_r$  为由电气转折频率引起的转折频率;  $\omega_0$  为由弹簧-质量系统的谐振频率  $\omega_c$  引起的二阶环节的固有频率;  $\delta_0$  为二阶环节的综合阻尼系数。

位移传感器反馈信号

$$u_3 = K_2 x_v \quad (3)$$

式中:  $K_2$  为位移传感器增益。

#### 2) 阀控缸环节

因液压驱动系统只作为功率输出,无弹性负载。所以活塞位移对阀芯开口的传递函数可写为:

$$\frac{x_p(s)}{x_v(s)} = \frac{\frac{K_q}{A_p}}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (4)$$

式中:  $K_q$  为阀的流量增益系数;  $A_p$  为液压缸有效作用面积;  $\beta_e$  为液压弹性模量;  $K_{ce}$  为总流量压力系数;  $V_t$  为总受压缩体积;  $m_t$  为活塞及负载折算到活塞上的总质量;  $B_t$  为粘性阻尼系数;  $\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{m_t V_t}}$ , 表示活塞负载系统的固有频率;  $\xi_{ph} = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e m_t}{V_t}} + \frac{B_t}{4A_p}$ ,  $\sqrt{\frac{V_t}{\beta_e m_t}}$  表示相对阻尼系数。

#### 3) 螺旋作动器及转角反馈环节

螺旋作动器的功能是将一定的位移转换为转角,可看作一比例环节。

$$\theta_2 = K_3 x_p \quad (5)$$

$$u_1 = K_4 \theta_2 \quad (6)$$

式中:  $K_3$  为位移-转角的转换系数,  $K_4$  为转角传感器增益。

舵机的结构方块图如图 2 所示。

控制线圈的转折频率相对于弹簧-质量环节的谐振频率可忽略<sup>[8-9]</sup>。舵机的传递函数可简化为

$$G(s) = \frac{\theta_2}{\theta_1} = \frac{K_1 K_e K_q K_3}{A_p} \frac{1}{s \left( \frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\delta_0}{\omega_0} s + 1 + K_e K_2 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right) + \frac{K_e K_q K_3 K_4}{A_p}} \quad (7)$$

查机械设计手册及产品样本,将数据带入式(7)中,并因式分解得传递函数

$$G(s) = \frac{4 \times 10^3}{3.51s^5 + 310s^4 + 5.87 \times 10^4 s^3 + 2.3 \times 10^6 s^2 + 2 \times 10^8 s + 4 \times 10^4} = \frac{2.0026 \times 10^{-5}}{s + 2 \times 10^{-4}} + \frac{(2.39 - 25.79i) \times 10^{-6}}{s + 12.9 + 84i} + \frac{(2.39 + 25.79i) \times 10^{-6}}{s + 12.9 + 84i} - \frac{(1.242 - 2.18i) \times 10^{-5}}{s + 31.2 + 83.6i} - \frac{(1.242 + 2.18i) \times 10^{-5}}{s + 31.2 - 83.6i} \quad (8)$$

## 2 最优系统设计

由于针对线性系统的二次型性能指标理论和实现难度相对其他理论都较小,且经过工程实际验证都取得了较好的结果<sup>[10]</sup>。所以笔者采用二次型最优控制理论对舵机系统进行优化。船舶舵机系统为最优跟踪系统,其性能指标为  $J_e = \int_{t_0}^{t_f} (x_d - x)'Q(x_d - x)dt$ , 在控制过程中控制量不可能为无限大,所以  $J_u = \int_{t_0}^{t_f} u'Ru dt \leq \text{常值}$ 。对于单输入单输出定常系统其综合性能指标可写为:

$$J_e = \int_0^\infty \{ [x_d(t) - x(t)]^2 + ru^2(t) \} dt \quad (9)$$

$$J_u = \int_0^\infty u^2(t) dt \leq K \quad (10)$$

式中:  $r$  为拉格朗日因子,为正实数;  $K$  为常数。

从控制理论角度看,对于高阶系统,其真正有影响的极点是有限的,实用中,主导的极点通常有两个或三个是最有影响的,对于留数比较小和远离虚轴的极点影响可以忽略<sup>[11]</sup>。系统传递函数经因式分解简化后为

$$G(s) = \frac{2.0026 \times 10^{-5}}{s + 2 \times 10^{-4}} \quad (11)$$

简化前系统的开环传递函数含有一微分环节,即为一阶误差系统,其对输入阶跃指令的最终稳态误差为 0。当简化后,阶跃输入信号的稳态误差  $e(\infty) = -0.00013$ , 相对于船舶的定位精度达到 0.5 度以内来讲,此误差完全符合系统要求。

对于被控对象传递函数为  $G(s) = \frac{N(s)}{D(s)}$  的系统,

其与最优传递函数  $G_f(s) = \frac{N_f(s)}{D_f(s)}$  间有如下的关系

$$rD(s)D(-s) + N(s)N(-s) = D_f(s)D_f(-s) \quad (12)$$

此处令

$$D_f(s) = r_0 + r_1 s \quad (13)$$

将式(11)、(13)带入式(12)解方程后可得

$$D_f(s) = \sqrt{4r + 0.0401} \times 10^{-4} + \sqrt{r}s$$

最优控制值  $U_{ok} = \frac{D(s)}{D_f(s)} \left[ \frac{N(-s)Y_d(s)}{D_f(-s)} \right]_+$ 。将

已知式子带入,对阶跃输入信号可得最优控制:

$$U_{ok} = \frac{0.20026}{\sqrt{4r + 0.0401}} \cdot \frac{s + 2 \times 10^{-4}}{s(\sqrt{4r + 0.0401} \times 10^{-4} + \sqrt{r}s)} \quad (14)$$

对式(14)进行拉氏反变换

$$u_{ok} = \frac{2.0026}{4r + 0.0401} \left[ 2 \times 10^{-4} - \left( 2 \times 10^{-4} - \frac{\sqrt{4r + 0.0401} \times 10^{-4}}{\sqrt{r}} \right) e^{-\frac{\sqrt{4r + 0.0401} \times 10^{-4}}{\sqrt{r}} t} \right]$$

对于船舶舵机系统要求  $|u_{ok}| \leq 10$ , 所以

$$U_{ok} = \frac{20.450s + 4.09}{s^2 + 0.6627s}$$

$$\frac{G(s)}{Y_d(s)} U_{ok} = \frac{0.6627}{s + 0.6627}$$

补偿环节

$$G_e(s) = \frac{G_f(s)}{[1 - G_f(s)]G(s)} = \frac{66.272s + 6.627}{2.0026s}$$

补偿装置是一个比例环节和一个积分环节并联,将补偿装置接入系统内,得图 3 所示的最优控制系统。

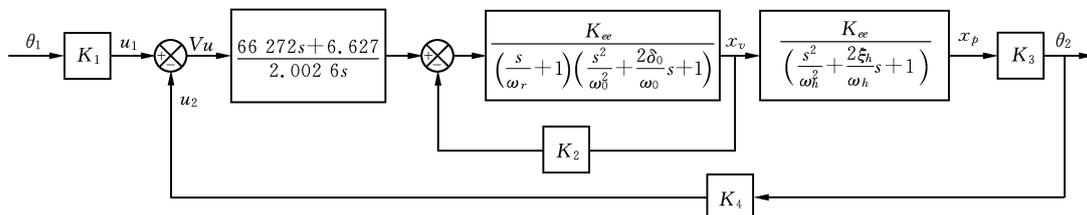


图 3 最优系统方块图

### 3 系统仿真

利用 MATLAB 中的 Simulink 仿真工具建立船舶舵机的仿真模型如图 4 所示<sup>[12-13]</sup>。

舵机各输入及反馈增益分别为: $K_1=0.028\text{ 6V/o}$ ,  $K_{re}=4\times 10^{-4}$ ,  $K_q=3\times 10^{-4}\text{ m}^3/(s\cdot A)$ ,  $K_2=2\ 500\text{ V/m}$ ,  $K_3=368\text{ o/m}$ ,  $K_4=0.286\text{ V/o}$ 。在 Simulink 下进行仿真,当输入信号为如图 5 所示的信号时,得到如图 6 所示的仿真曲线。此曲线随着时间的推移缓慢的上升,其输出值远小于理想输出,差距达到了 100 倍以上,且在设定的仿真时间内并未见其达到

稳定值,说明系统的上升、调整时间很长,反应很慢;在上升过程中不断的上下跳动,且输出信号值很小,说明回路的相对阻尼及回路增益偏小。在工程实际中表现为当输入信号时液压缸缓慢爬行且不断上下振动,所以由所选元器件直接组成的舵机系统无法满足实际的需要。经优化后系统的仿真模型如图 7 所示,仿真后得到如图 8 左侧所示的曲线。其局部放大后的曲线如图 8 右侧所示,由图中可知上升时间为 0.4 s,无超调量,调整时间约为 0.4 s,输出能较好的跟随输入信号。优化后的系统完全能满足换向频率不高的船舶舵机。

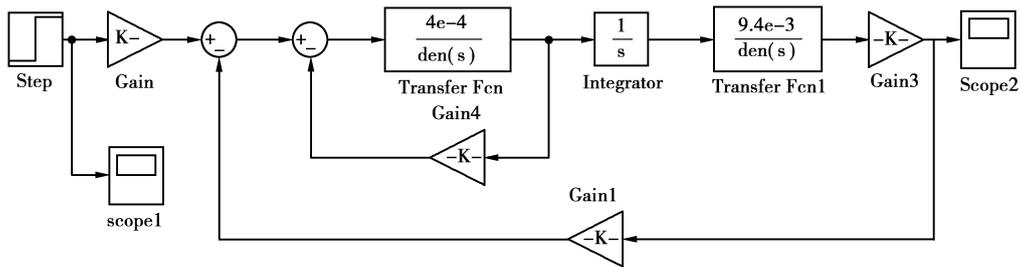


图 4 舵机仿真模型

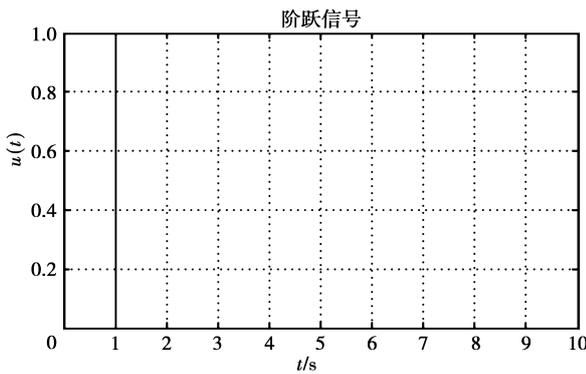


图 5 输入信号

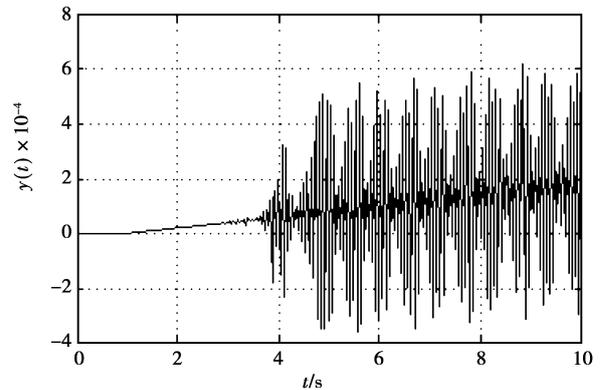


图 6 优化前舵机的阶跃响应

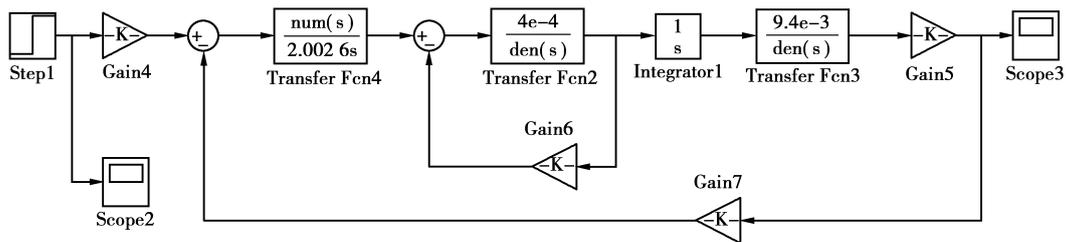


图 7 优化后仿真模型

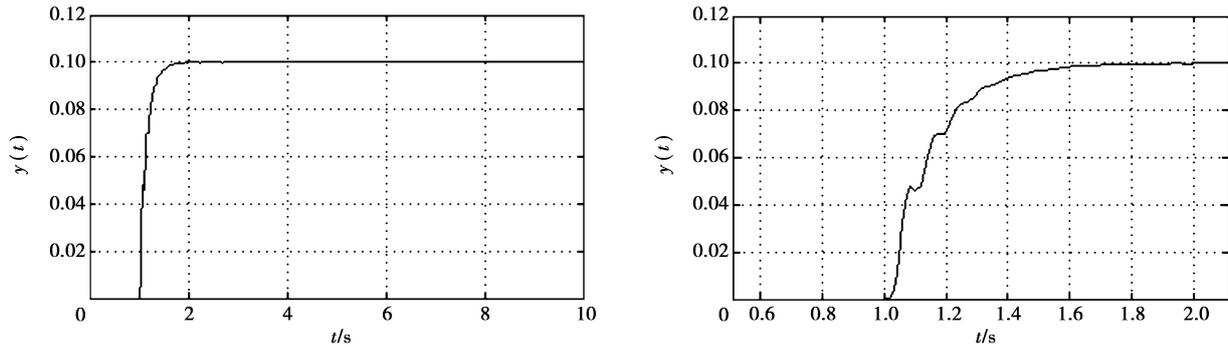


图8 优化后阶跃响应及局部放大图

## 4 结 论

建立了小体积、高功率密度船舶舵机系统的数学模型,通过对模型的优化分析,设计了舵机的最优控制系统。用 MATLAB 中的 Simulink 工具对优化前后的模型进行了仿真,仿真结果表明优化是可行的,对于高功率密度舵机系统的设计分析具有一定的参考价值。

### 参考文献:

- [1] 韩笑. 船舶配套工业建设国际比较[J]. 现代经济, 2008, 7(5):114.  
HAN XIAO. The international comparison of supporting industrial in ship[J]. Modern Economy, 2008, 7(5):114.
- [2] B STAFFORD, N OSBORNE. Technology development for steering and stabilizers [J]. Engineering for the Maritime Environment, 2008 (Special Issue Paper): 41-52.
- [3] BARROS E A, FERREIRA G A N. Test bed development for research on performance of high speed vessels [J]. IFAC Conference on Maneuvering and Control of Marine Craft Aalborg Denmark, 2000: 239-244.
- [4] ROBERTS G N. Trends in marine control systems[J]. Annual Reviews in Control, 2008, (32): 263-269.
- [5] WITT, N A J. Recent technological advances in the control and guidance of ships[J]. J Navigation, 1994, 47 (2):236 -258.
- [6] 梁锡昌. 一种新型旋转作动器[J]. 航空学报, 2001, 22(6):576.  
LIANG XI-CHANG. New Type Rotary Actuator[J]. Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica, 2001, 22(6):576.
- [7] 梁锡昌,王光建,郑小光. 基于螺旋机构的旋转作动器研究[J]. 航空学报, 2003, 24(3):282-285.  
LIANG XI-CHANG, WANG GUAM-JINN, ZHENG XIAO-GUAN. Research on rotary actuator based on screw device [J]. Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica, 2003, 24(3):282-285.
- [8] 许益民. 电液比例控制系统分析与设计[M]. 北京:机械工业出版社, 2005.
- [9] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京:机械工业出版社, 2008.
- [10] 路甬祥. 液压气动技术手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2003.
- [11] 顾瑞龙. 控制理论及电液控制系统[M]. 北京:机械工业出版社, 1984.
- [12] 陈杰. MATLAB 宝典[M]. 北京:电子工业出版社, 2006.
- [13] 苏东海,黄鑫. 船舶舵机液压参数设计[J]. 液压气动与密封, 2008, (6):14-16.  
SU DONGHAI, HUANG XIN. Design of Hydraulic Parameters of Control Surface Actuator[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2008, (6):14-16.
- [14] 霍学亮,任光,张均东,等. 基于 Simulink 的船舶舵机系统的建模与动态仿真[J]. 大连海事大学学报, 2007, 33(增刊):74-76.  
HUO XUE-LIANG, REN GUANG, ZHANG JUN-DONG, et al. Modeling and dynamic simulation of steering gear system of ship based on Simulink [J]. Journal of Dalian Maritime University, 2007, 33(z1): 74-76.

(编辑 张小强)