

文章编号: 1000-4882(2008)03-0007-006

减摇鳍 PID 控制器参数的修正

金鸿章, 周 颀, 李东松

(哈尔滨工程大学自动化学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要

为了克服现有减摇鳍系统 PID 控制器参数选择难的问题, 提出了用实际海试结果修正减摇鳍系统 PID 控制器参数的方法; 通过对某船实际海试结果的分析 and 仿真, 修正了设计阶段得到的 PID 控制器参数, 从而极大地改善了系统的减摇效果; 在减摇鳍 PID 控制器设计中, 船舶固有横摇周期 T 对参数选定影响大, 而无因次横摇阻尼 ξ 的影响较小, 因此控制器参数调节应以船舶固有横摇周期的变化为主。

关 键 词: 船舶、舰船工程; 减摇鳍; PID 控制器

中图分类号: U664.72 **文献标识码:** A

1 引 言

减摇鳍是一种有效的船舶减摇装置, 业已广泛地应用于各类中、高速的船舶上。现今国际上应用各类减摇鳍控制器大部分是借助经典的 PID 控制规律来设计的。在减摇鳍控制系统设计阶段, 通常仅能根据船舶设计单位所提供的船舶横摇模型的理论参数进行设计, 而这些参数有些准确度较高, 有些与实船有很大的误差。正是由于船舶设计单位所提供的船舶横摇参数的误差, 致使设计的减摇鳍控制器不能实现按力矩控制, 实船使用时, 达不到预定的减摇效果, 影响船舶的使用。本文根据“按力矩控制”理论, 分析船舶的自然横摇周期 T 和无因次横摇阻尼 ξ 对 PID 控制的影响; 根据减摇鳍的实船海试结果, 结合对船舶横摇和减摇鳍有关参数的分析, 提出了由海试结果调整减摇鳍 PID 参数的方法。

2 减摇鳍系统的组成及其数学模型

减摇鳍是目前最有效的减摇装置之一, 其实质是控制船舶横摇运动的控制系统。典型的减摇鳍系统的结构如图 1 所示^[1]。

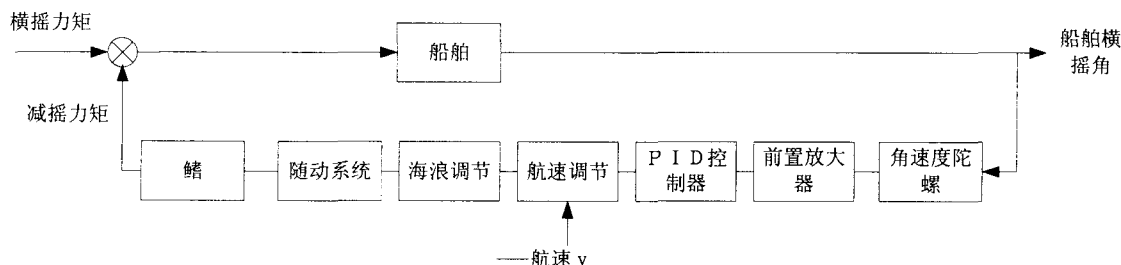


图 1 减摇鳍系统结构图

2.1 减摇鳍系统的结构

减摇鳍系统的结构示于图 1, 它由下述的七个部分组成:

收稿日期: 2006-12-06; 修改稿收稿日期: 2008-03-13
基金项目: 黑龙江省博士后科研启动金资助项目(LBH-Z05052)

$$\textcircled{1} \text{ 角速度陀螺: } G_a(s) = \frac{0.1s}{0.00025s^2 + 0.02s + 1}$$

$$\textcircled{2} \text{ 前置放大器: } G_q(s) = K_q$$

$$\textcircled{3} \text{ PID 控制器: } G_{PID} = \frac{K_D s}{(0.18s + 1)(0.064s + 1)} + K_P + \frac{K_I}{25s + 1}$$

$$\textcircled{4} \text{ 航速调节器: } G_h(s) = 1 \text{ (设计航速下)}$$

$$\textcircled{5} \text{ 浪级灵敏度调节器: } G_l(s) = 1 \text{ (设计海情下)}$$

$$\textcircled{6} \text{ 随动系统: } G_s(s) = \frac{2.44}{0.0044s^2 + 0.066s + 1}$$

$$\textcircled{7} \text{ 鳍: } K_a(s) = 0.24$$

2.2 减摇鳍 PID 控制器

2.2.1 理论的 PID 控制器模型

船舶的小角度横摇运动通常借助一个二阶微分方程来描述,而减摇鳍控制系统往往用一个角速度陀螺仪作为敏感元件。在这种情况下,要使减摇鳍控制系统有较好的减摇效果,必须在控制系统中设置一个 PID 控制器。控制器的数学模型为^[2]

$$\begin{aligned} u(t) &= B \int p(t) dt + Dp(t) + C \frac{dp(t)}{dt} \\ p(t) &= \frac{d\varphi(t)}{dt} \end{aligned} \quad (1)$$

式中 $\varphi(t)$ 为船舶的横摇角, $p(t)$ 为船舶横摇角速度, $u(t)$ 为 PID 控制器的输出信号, B 、 C 、 D 为 PID 控制器的常参数。

对式(1)进行拉式变换(设初始条件为零),有

$$G_c(s) = \frac{u(s)}{p(s)} = B \frac{1}{s} + D + Cs \quad (2)$$

按力矩控制原理,为了使船舶在各种周期的海浪下都有相同的减摇效果, PID 控制器的参数 B 、 C 、 D 与船舶的横摇参数 T 、 ξ 之间应有下述关系

$$\begin{aligned} C &= T^2 \\ D &= 2T\xi \\ B &= 1 \end{aligned} \quad (3)$$

这样式(2)可写成

$$G_c(s) = \frac{1}{s} + 2T\xi + T^2s \quad (4)$$

式(4)就是按力矩控制的减摇鳍 PID 控制器的数学模型。

2.2.2 实际可用的 PID 控制器模型

对于工作时间较长的控制系统,纯积分器的积分漂移会破坏控制系统的正常工作,所以用一个惯性环节来代替积分环节。只要合理地选取惯性环节的时间常数 T_I ,在使用频段它就可以相当正确地实现积分运算。实际使用的积分环节的传递函数为

$$G_I(s) = \frac{K_I}{T_I s + 1} \quad (5)$$

式中 T_I 可根据船舶固有横摇周期 T 确定,一般 $T_I > 10T$, 本文 $T_I = 25$; K_I 可按力矩控制的要求进行调整。式(5)在减摇鳍工作频段 $\omega = 0.4 \text{ rad/s} \sim 1.6 \text{ rad/s}$ 的范围内拟合积分环节的效果很好,因此可采用该惯性环节代替积分环节。

纯微分环节会产生很大的高频干扰,为此采用间接微分环节,其传递函数可表示为

$$G_D(s) = \frac{K_D s}{(T_{d1}s + 1)(T_{d2}s + 1)} \quad (6)$$

式中 T_{d1} 的选择也和船舶固有横摇周期 T 有关,一般 $T_{d1} < 0.1T$, 本文 $T_{d1} = 0.18$; T_{d2} 的选择对 PID

影响较小,一般取 $1/10 T_{d1}$, 本文 $T_{d2} = 0.064$; K_D 可按力矩控制的要求进行调整。这样可以有效克服高频信号的干扰,在减摇鳍工作频段 $\omega = 0.4 \text{ rad/s} \sim 1.6 \text{ rad/s}$ 的范围内近似为一个微分器。

综上所述,实际所使用的 PID 控制器传递函数为

$$G_{\text{PID}}(s) = \frac{K_D s}{(T_{d1}s + 1)(T_{d2}s + 1)} + K_P + \frac{K_I}{T_I s + 1} \quad (7)$$

比较式(4)和式(5),对于式(4)中的每一组 T, ξ 值,在式(5)中都可以找出一组 K_I, K_D 和 K_P 值,使 $|G_{\text{PID}}(j\omega)| - |G(j\omega)|$ 和 $\angle G_{\text{PID}}(j\omega) - \angle G(j\omega)$ 最小,也即实际的 PID 控制器特性最逼近理论的 PID 控制器特性。这个过程也就是 PID 控制器的参数 K_I, K_D 和 K_P 优化的过程。由于这里有三个互相牵连的参数以及两个结果 $|G_{\text{PID}}(j\omega)| - |G(j\omega)|$ 和 $\angle G_{\text{PID}}(j\omega) - \angle G(j\omega)$,而在船舶设计阶段,很难给出准确的 T 和 ξ ,所以要找出最优参数 K_I, K_D 和 K_P 是非常困难的。这也说明了为什么减摇鳍 PID 控制器参数在设计阶段难以调整到最佳值的原因。

2.2.3 减摇鳍 PID 控制器参数的调节

PID 控制器具有直观、实现简单和鲁棒性好的特点,但在实际工程应用中,PID 控制器常常因为参数整定不良,导致性能欠佳。船舶在航行中,复杂的随机海浪,变化的船舶运动参数,不同的船舶航行状态等都会影响到船舶的横摇,因此在减摇鳍海试时也难以找到最优的 PID 参数。

针对减摇鳍控制系统的特点,考虑到遗传算法在复杂系统参数优化中的有效性和优越性,本文采用遗传算法对减摇鳍控制器参数的初值进行优化;根据船舶设计单位在船舶设计阶段提供的船舶横摇参数,对减摇鳍设计阶段的 PID 控制器参数 K_I, K_D 和 K_P 进行优化^[3,7]。

3 实际海试数据分析

根据在船舶设计阶段提供的船舶横摇参数,找到一组 PID 控制器的参数 K_I, K_D 和 K_P ,以此设计减摇鳍控制系统,并装船使用。由于设计阶段所提供的船舶横摇参数不可避免地存在误差,甚至有的参数误差较大,因此在实际应用时会严重影响减摇鳍的减摇效果。

结合减摇鳍减摇试验的数据,通过对实际海试数据的分析和仿真,调整初始设计的减摇鳍 PID 控制器参数。这是对减摇鳍 PID 控制器参数修正的重要方法,也是使减摇鳍获得好的减摇效果的重要环节。某船减摇鳍初次作减摇试验时,减摇效果数据统计列于表 1。

从表 1 中的实测数据可知,该减摇鳍在首斜浪时的减摇倍数为 2.72,横浪时减摇倍数为 1.95,而尾斜浪时减摇倍数只有 1.43,减摇效果很差,均低于设计指标,尤其在横斜浪时减摇效果很不理想。

表 1 某船减摇鳍减摇效果试验结果

	不减摇		减摇		减摇倍数
	横摇角/(°)	航速/kn	横摇角/(°)	转鳍角/(°)	
首斜浪 (遭遇角 145°)	2.03	16.47	0.75	5.13	2.72
横浪 (遭遇角 90°)	3.05	18.27	1.56	6.53	1.95
尾斜浪 (遭遇角 40°)	4.83	17.38	3.40	10.41	1.43

通过对上述减摇鳍波浪航行试验结果的分析可知:

① 减摇效果在首斜浪较好,横浪其次,尾斜浪较差,这是由于在首斜浪条件下,船舶与波浪的相对速度要比横浪和尾斜浪时要高,形成的对抗力矩大,因此控制效果相对较好;

② 从试验结果可以看出,在 2.7m 有义波高的海情下,以 18kn 航速横浪航行,减摇鳍减摇工作时鳍角单峰平均值为 6.5°(峰峰平均值为 13°),工作鳍角偏小,远低于减摇鳍允许的最大工作鳍角 $\pm 26^\circ$,

这直接影响到减摇鳍的减摇效果。

由于在设计减摇鳍时,原来提供的船舶横摇周期为 9s 左右,PID 控制器按设计提供的 9s 周期数据调定。在船舶试航时,经实测船舶横摇周期为 12s 左右,故与设定参数存在较大误差;同时,由于船舶的横摇阻尼 ξ 的测定比较困难,设计时使用的参数与实际的船舶横摇阻尼也存在一定的误差,这是影响减摇鳍减摇效果的主要原因。

针对上述分析可知,为了提高减摇鳍的减摇效果,须适当调整 PID 控制器的参数,以适应船舶自然横摇周期的变动和船舶横摇阻尼的不确定。

4 借助海试数据对减摇鳍 PID 控制器参数的修正

从上述的减摇鳍系统的分析可知,当具体选定了船舶和减摇鳍装置后,其各部分数学模型的参数就确定了,减摇效果主要取决于 PID 控制器参数。而从实际 PID 控制器的参数选择可知,其参数的选定与船舶的自然横摇周期 T 和无因次横摇阻尼 ξ 有密切的关系。现给出由海试测得的参数对 PID 控制器参数的修正方法。

4.1 船舶参数

理论设计时,PID 控制器参数选定所用的船舶参数为:船舶的自然横摇周期 $T=9\text{s}$,无因次横摇阻尼 $\xi=0.145$;实测的船舶参数为:船舶的自然横摇周期 $T=12\text{s}$,无因次横摇阻尼 ξ 受诸多因素影响,具有在一定范围内的不确定性,依据经验,可以认为其取值范围为 0.12~0.16。

4.2 PID 控制器修正后的减摇效果分析

利用哈尔滨工程大学的减摇鳍减摇效果计算软件,在海试海情的条件下,分别对船舶参数 T 和 ξ 取不同值时所确定的 K_I 、 K_D 和 K_P 进行了仿真研究。仿真中,航速取为 18kn;选取三种遭遇浪向,遭遇角 (β) 分别为:尾斜浪 $\beta=45^\circ$,横浪 $\beta=90^\circ$,首斜浪 $\beta=145^\circ$ 。仿真结果列于表 2。

从表 2 仿真数据可以看出,船舶的自然横摇周期的变化对减摇能力的影响比较大,即当船舶的实际自然横摇周期与设计所采用的理论自然横摇周期相差太大时,根据理论自然横摇周期所调定的 PID 控制器参数就无法使减摇鳍的减摇效果达到设计的标准。由仿真的结果,当根据 $T=12\text{s}$ 调整 PID 控制器参数后,减摇鳍的减摇效果为:横浪时达到了 6.5 倍以上,很好地满足了减摇要求;而在尾斜浪时,也达到了 3.8 倍以上,克服了一般减摇鳍在尾斜浪时减摇效果严重下降,甚至生摇的情况。

表 2 减摇鳍系统横摇减摇统计表 ($h_{1/3}=2.7\text{m}$)

		理论船舶自然横摇周期 $T=9\text{s}$			实际船舶自然横摇周期 $T=12\text{s}$		
		$\beta=145^\circ$	$\beta=90^\circ$	$\beta=40^\circ$	$\beta=145^\circ$	$\beta=90^\circ$	$\beta=40^\circ$
船舶横摇角(未减摇)/($^\circ$)		1.0688	2.6278	3.5521	1.0688	2.6278	3.5521
	$\xi=0.145$	0.3741	1.0446	2.3303	0.1456	0.4013	0.9223
船舶横摇角(减摇)/($^\circ$)	$\xi=0.16$	0.3744	1.0458	2.3345	0.1458	0.4017	0.9232
	$\xi=0.12$	0.3758	1.0495	2.3428	0.1463	0.4031	0.9266
	$\xi=0.145$	4.7531	5.1565	8.6578	5.2143	6.6865	8.8332
鳍角/($^\circ$)	$\xi=0.16$	4.5529	4.9393	8.3773	4.9525	6.3627	8.5032
	$\xi=0.12$	4.7728	5.1779	8.6854	5.2400	6.7184	8.8657
	$\xi=0.145$	—	—	0.66%	—	0.48%	1.01%
鳍角饱和率	$\xi=0.16$	—	—	—	—	—	0.06%
	$\xi=0.12$	—	—	0.86%	—	0.61%	1.65%
	$\xi=0.145$	2.8572	2.5155	1.5243	7.3402	6.5489	3.8515
减摇倍数	$\xi=0.16$	2.8541	2.5126	1.5216	7.3320	6.5416	3.8474
	$\xi=0.12$	2.8439	2.5038	1.5162	7.3055	6.5188	3.8336

此外,减摇鳍工作鳍角也有了较大的提高,从始终在所允许的最大工作鳍角以下增加到了有部分时刻的鳍角超过了最大工作鳍角,改善了减摇鳍的鳍角饱和率,这样就比较充分地利用了减摇鳍设计的减摇能力。

从表 2 的结果亦可看出,船舶的无因次横摇阻尼 ξ 对减摇鳍的减摇效果影响较小。当 ξ 在合理的取值范围内变化时,减摇鳍的减摇能力基本不变。

从表 1 和表 2 中还可看出,此船舶在不减摇时的横摇角较小。实际上,此型减摇鳍的设计海情是有义波高 $h_{1/3} = 4.0\text{m}$ 。为此,作者对 $h_{1/3} = 4.0\text{m}$ 海情下作了仿真,其结果如表 3 所示。从仿真结果也可看出,修正后的 PID 控制器在设计海情下也有很好的减摇效果。还可指出的是,利用修正后的 PID 控制器减摇鳍在海试中取得了满意的减摇效果(由于条件限制,未做定量测量)。

事实上,在多年的减摇鳍控制系统设计中,作者曾多次应用此方法,对减摇鳍 PID 控制器参数进行修正。

表 3 减摇鳍系统横摇减摇统计表($h_{1/3} = 4\text{m}$)

		实际船舶自然横摇周期 $T = 12\text{s}$		
		$\beta = 145^\circ$	$\beta = 90^\circ$	$\beta = 40^\circ$
船舶横摇角(未减摇)/($^\circ$)		1.8119	4.0021	5.5230
	$\xi = 0.145$	0.1806	0.5175	0.9937
船舶横摇角(减摇)/($^\circ$)	$\xi = 0.16$	0.1809	0.5180	0.9949
	$\xi = 0.12$	0.1815	0.5199	0.9983
	$\xi = 0.145$	6.0083	7.2733	9.0784
鳍角/($^\circ$)	$\xi = 0.16$	5.7131	6.9669	8.7381
	$\xi = 0.12$	6.0373	7.3034	9.1119
	$\xi = 0.145$	0.38%	1.78%	2.62%
鳍角饱和率	$\xi = 0.16$	—	1.45%	2.30%
	$\xi = 0.12$	0.39%	1.81%	2.64%
	$\xi = 0.145$	10.0303	7.7342	5.5580
减摇倍数	$\xi = 0.16$	10.0178	7.7256	5.5512
	$\xi = 0.12$	9.9828	7.6976	5.5325

5 结 论

本文提出了由减摇鳍海上试验结果来修正 PID 控制器参数的方法。通过对实际海试数据的分析和仿真,得出下述几点结论:

(1) 减摇鳍 PID 控制器参数与船舶的自然横摇周期 T 有很大的关系,设计的横摇周期必须和实船的横摇周期一致;

(2) 在实际系统的参数调节过程中,应该主要注意船舶自然横摇周期的变化,并由此对 PID 控制器的三个参数进行合理调节,使减摇鳍的减摇能力达到设计指标;

(3) 无因次横摇阻尼的变化对减摇效果的影响较小,在 PID 控制器参数修正时可以不作主要考虑。

参考文献:

- [1] 金鸿章,王科俊,吉 明,等. 智能技术在船舶减摇鳍技术中的应用[M]. 北京:国防工业出版社,2003.
- [2] 金鸿章,李国斌. 船舶特种装置控制系统[M]. 北京:国防工业出版社,1995.
- [3] 任占魁,王 玮. 基于遗传算法寻优的 PID 控制技术及应用[J]. 计算技术与自动化,2005,24(2):36-38.

- [4] 赖志昌,金鸿章,李国斌,何 仪. 随机海浪作用下的船舶横摇减摇预报方法[J]. 哈尔滨工程大学学报,2001,22(3):13-16.
- [5] 李 晖,郭 晨,李晓方. 基于 MATLAB 的船舶减摇鳍控制系统仿真[J]. 仪器仪表学报,2002,23(3):295-296.
- [6] 刘 胜,荆兆寿. 高海情下船舶减摇鳍控制系统的仿真[M]. 船舶工程,1995,(2):33,38-40.
- [7] HICKEY N A, JOHNSON M A, KATEBI M R, GRIMBLE M J. PID controller optimisation for fin roll stabilisation[A]. Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications Kohala Coast-Island of Hawaii[C], Hawaii, USA. August 22-27, 1999.

The PID Controller Parameter Correction of Stabilizer Fin System by the Marine Experiment Result

JIN Hong-zhang, ZHOU Ting, LI Dong-song

(School of Automation, Harbin Engineering University, Harbin Heilongjiang 150001, China)

Abstract

In order to solve the difficulty of fin stabilizer system PID controller parameter selection, a new method in which the fin stabilizer system PID controller parameters are adjusted by the results of real marine experiment is brought out. Then the marine experiment results of a certain ship are analysed and simulated to adjust the PID controller parameters calculated in design period; and great improvements of anti-rolling effect are achieved. It is concluded that the parameter of ship intrinsic rolling period T has greater influence on parameters selection than zero dimension rolling damping ξ . So, ship intrinsic rolling period T is the chief factor for fin stabilizer system PID controller parameter selection.

Key words: ship engineering; stabilizer fin; PID controller

作 者 简 介

金鸿章 男,1946年生,工学博士,教授,博士生导师。主要从事船舶控制、复杂系统以及智能控制诸方面的研究工作。

周 颀 男,1982年生,硕士。主要从事智能控制,船舶减摇控制方面的研究工作。

李东松 男,1963年生,工学博士,副教授。主要从事船舶运动控制和微分方程稳定性理论方面的研究工作。