

# 船舶综合液压推进系统主机的恒功率控制分析

杨 杰, 张银东, 王生海, 陈海泉

(大连海事大学轮机工程学院, 辽宁 大连 116026)

**[摘要]** 在船舶综合液压推进系统的理论研究层面上, 提出主机的恒功率控制. 为证明此观点, 建立了系统动态数学模型, 并基于 AMESim 对该系统的主机恒功率控制过程进行仿真分析. 结果表明: 在船舶综合液压推进系统主机定速运行过程中, 当船舶负载发生变化时, 通过控制系统对主泵排量的调节, 主机的实际功率基本保持设定功率值. 因此, 船舶综合液压推进系统主机的恒功率控制是合理的.

**[关键词]** 船舶; 综合液压推进系统; 主机; 仿真; 恒功率

**[中图分类号]** U 664

**[文献标志码]** A

## Analysis of Constant Power Control of Main Engine of Integrated Hydraulic Propulsion Systems for Ships

YANG Jie, ZHANG Yin-dong, WANG Sheng-hai, CHEN Hai-quan

(School of Marine Engineering, Dalian Maritime University, Dalian 116026, China)

**Abstract:** A constant power control for a main engine is presented based on the results from theoretical study on its integrated hydraulic propulsion system. Verification of the control method was carried out by developing a dynamic mathematic model, which was further used to simulate by employing software AMESim. It shows that, even though the load of ship has been changed, by adjusting the displacement of the main pump, the actual output power of a main engine running at a constant speed can basically keep the set value where a hydraulic propulsion system has been integrated. It is therefore reasonable that a main engine integrating a hydraulic propulsion system employs a constant power control.

**Key words:** ship; integrated hydraulic propulsion; main model; simulation; constant power control

## 0 引言

船舶综合液压推进技术是将液压传动技术运用于船舶推进系统中<sup>[1]</sup>, 通过对泵以及主机的控制来调节螺旋桨的转速和转向, 该推进系统与柴油机直接传动以及电力传动系统相比较有更高的功率重量比<sup>[2-3]</sup>.

从 20 世纪 50 年代开始, 英国、日本、德国以及挪威等国都先后对这一推进方式进行过研究<sup>[4]</sup>, 将其安装在拖轮或渔船上做为主推进或辅助推进装置, 但由于泄露、效率低等问题而没有得到广泛应用. 进入 20 世纪 90 年代后, 由于液压传动技术进一步成熟<sup>[5]</sup>, 国外相关研究人员又重新开始对这一推进方式进行研究, 但仍然无法解决传动效率低以及船舶大功率化的问题. 在国内, 船舶综合液压推

进技术的相关研究尚处于理论层面,其工作过程中的功率分配原则以及控制机理还未得到深入地研究,本文将对船舶综合液压推进系统主机的恒功率控制进行分析。

## 1 主机恒功率控制的理论分析

传统的柴油机一般采用直接传动推进系统或齿轮传动推进系统,主机直接通过轴系或通过减速齿轮箱经传动轴把功率传给螺旋桨。虽然除了轴系及齿轮的传动损失外并无其他的功率损失,但柴油机工作转速的保持及控制受到螺旋桨转速变化的影响。根据柴油机的速度特性可知,在柴油机喷油泵油量调节机构固定在某一位置上时,改变柴油机外负荷,使柴油机的转速变化,则柴油机的输出功率也会随之发生变化<sup>[6]</sup>。因此当船舶的工况变化后,柴油机的运行工况也会随之变化,不利于柴油机运行的经济性。

然而,船舶综合液压推进系统的柴油机与螺旋桨之间没有刚性连接,在不改变柴油机转速与转向的情况下就可实现螺旋桨的调速和换向。当船舶工况变化后,螺旋桨的载荷变化不会直接影响到柴油机。同时,柴油机直接驱动的外负荷为液压主泵,若保持液压主泵吸收柴油机的功率恒定,则在理论上即可实现主机的运行工况稳定不变。由于泵吸收柴油机的功率近似等于泵的输出功率,所以保持船舶综合液压推进系统主泵的输出功率不变即可使其吸收柴油机的功率恒定。

在进行具体分析之前,首先要对系统进行理想化的假设:

1) 假设柴油机在调速器的控制作用下恒速运转,即主泵的转速恒定;

2) 由于船舶转向过程中,阻力难以确定,而且本文研究的是主机定速航行过程中的恒功率控制,所以只考虑直线运动。

主泵的输出功率为  $P_p = Q_p(p_1 - p_2)^{[7]}$ 。其中,  $Q_p$  为泵的输出流量;  $p_1$  为泵的高压侧压力;  $p_2$  为泵的低压侧压力。

若主泵采用斜盘式轴向柱塞泵,则其输出流量为  $Q_p = q_p d\theta_p/dt - C_{ip}(p_1 - p_2)/\mu_T - C_{ep}p_1/\mu_T^{[8]}$ 。其中:  $q_p$  为泵的排量;  $\theta_p$  为泵的转角;  $t$  为时间;  $C_{ip}$  为泵的内漏系数;  $\mu_T$  为温度  $T$  时液压油的动力粘度;  $C_{ep}$  为泵的外漏系数。

$q_p = K_{dp}\varphi_p$ ;  $K_{dp} = q_{pmax}/\varphi_{pmax}$ ;  $\mu_T = \mu_{T0}e^{-\lambda(T-T_0)}$ 。其中:  $K_{dp}$  为变量泵的排量增益;  $\varphi_p$  为斜盘倾角;  $q_{pmax}$  为变量泵的最大排量;  $\varphi_{pmax}$  为斜盘最大倾角;  $\mu_{T0}$  为温度  $T_0$  时液压油的动力粘度;  $\lambda$  为液压油黏温系数。

对于液压主泵高、低压侧的压差,其值等同于液压马达相应高、低压侧的压差,根据马达轴上的力矩方程可知  $q_m(p_1 - p_2) = Id^2\theta_m/dt^2 + B_m d\theta_m/dt + G\theta_m + M_L$ 。其中:  $q_m$  为马达排量;  $\theta_m$  为马达转角;  $I$  为系统转动惯量;  $B_m$  为黏性阻尼系数;  $G$  为系统扭转刚度;  $M_L$  为负载力矩。

$I = I_m + I_s + I_p$ 。其中:  $I_m$  为马达转动惯量;  $I_s$  为连接轴转动惯量;  $I_p$  为负载(螺旋桨)转动惯量。

当主泵采用较好的密封措施时,流量的泄漏损失很小。因此不考虑主泵流量的内漏和外漏,则其输出功率为  $P_p = \varphi_p(q_{pmax}/\varphi_{pmax})d\theta_p/dt (Id^2\theta_m/dt^2 + B_m d\theta_m/dt + G\theta_m + M_L)/q_m$ 。

由于泵、马达等系统结构上的相关参数基本固定,所以当船舶工况变化后,主要的变化参数为负载力矩  $M_L$ 。若此时根据负载力矩  $M_L$  的变化对斜盘倾角  $\varphi_p$  进行相应的调节,则可在理论上实现主泵输出功率  $P_p$  的恒定,进而实现主机的恒功率控制。

为验证上述推论,本文将通过相关软件进行仿真分析。

## 2 主机恒功率控制的仿真分析

本文仿真分析所采用的软件为 AMEsim,具体的仿真模型设计如图1所示。

由于假设柴油机恒速运转,所以仿真模型中选用电动机来替代柴油机,作为原动机驱动液压泵运转。液压泵选用斜盘式轴向柱塞变量泵模型,通过斜盘倾角的变化来改变泵的每转排量。两台液压主

泵输出压力油，共同驱动定量液压马达，再通过液压马达驱动负载。

考虑到螺旋桨载荷变化对系统的影响表现为马达及主泵高低压侧的压差变化，本文选用双向液压泵来近似模拟螺旋桨，并将其作为加载泵与马达刚性连接。这样可以利用它的正反转来体现螺旋桨的正转与反转。同时，通过调节电液比例溢流阀的设定压力即可改变双向液压泵的进出口口压差，使液压泵的转矩发生变化，从而引起马达及主泵高低压侧的压差变化，即模拟了螺旋桨载荷变化对系统的影响。

另外，在载荷变化的过程中控制系统根据每台主泵的设定功率与实际功率的偏差，对泵的斜盘倾角进行 PID 控制。  $u(t) = K_p[e(t) + 1/(T_I \int_0^t e(t)dt) + T_D de(t)/dt]$ <sup>[9]</sup>。其中： $u(t)$  为斜盘倾角的控制信号； $e(t)$  为主泵设定功率与实际功率的偏差； $K_p$  为比例系数； $T_I$  为积分时间； $T_D$  为微分时间。

仿真过程中加载压力变化如下表 1 所示

表 1 仿真过程中不同时间段的加载压力  
Tab. 1 The loading pressures at different time periods during the simulation process

仿真时间 Simulation time $t/s$	0 - 2	2 - 4	4 - 5	5 - 7	7 - 9	9 - 10
加载压力 Loading pressures $p/MPa$	10	22	30	20	12	8

仿真系统中主要模型的相关参数如下：主泵最大排量为 120 ml/r；液压马达排量为 150 ml/r；加载泵排量为 90 ml/r；电机转速为 1000 r/min；主泵 1 设定功率为 7.5 kW；主泵 2 设定功率为 7.5 kW；溢流阀初始设定值为 10 MPa。经过仿真软件的计算，最终结果如图 2—图 3 所示。其中： $p$  为加载泵的加载压力； $Q_1$  为主泵 1 的流量； $Q_2$  为主泵 2 的流量； $P_0$  为主泵的设定功率； $P_1$  为主泵 1 的实际功率； $P_2$  为主泵 2 的实际功率。

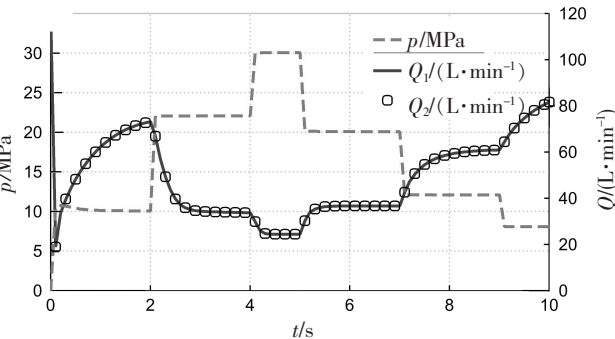


图 2 主泵流量随加载泵加载压力变化的曲线

Fig.2 The variation curve of the flow rate of the main pump with the loading pressure of the loading pump

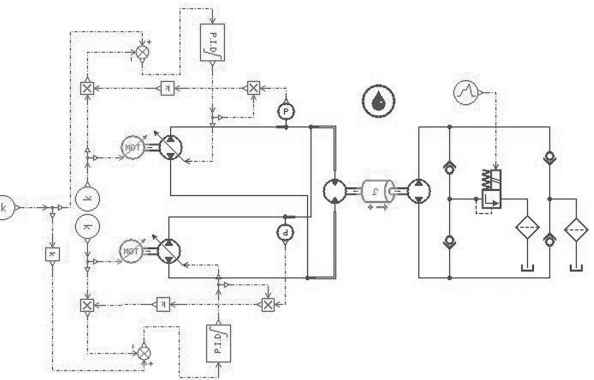


图 1 主机恒功率控制的仿真模型

Fig.1 The simulation model of a constant power control of a main engine

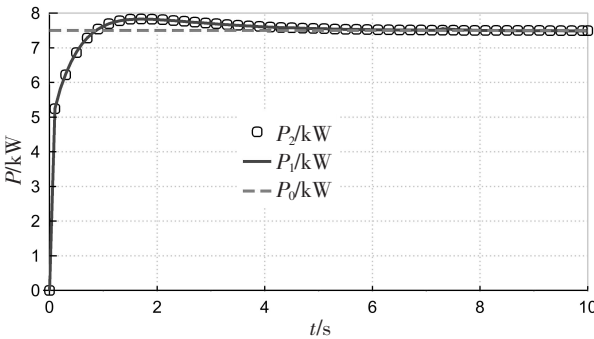


图 3 主泵实际功率与设定功率的对应图

Fig.3 The corresponding graph of the actual power and the setting power of the main pump

从图 2 中可以看到，随着加载泵的加载压力发生变化，主泵 1 和主泵 2 的排量也随即发生变化。当加载泵加载压力增大时，主泵 1、2 的流量减小；当加载泵加载压力减小时，主泵 1、2 的流量增大。通过前文的理论分析可知，加载泵加载压力的变化将引起主泵进出口间压差变化，当主泵的实际功率与设定功率出现偏差，PID 控制器将对主泵的斜盘倾角进行调节，改变主泵的排量和流量，使主泵的功率回到设定值。另外，由于主泵 1 和主泵 2 的相关参数以及功率的设置完全相同，并且每台泵

的PID控制器的参数设置也相同,所以主泵1和主泵2的流量变化完全相同.

从图3可以看到,在加载泵加载压力变化的过程中,主泵实际功率与设定功率之间的动态偏差不超过4.44%,最后的静态偏差为0.13%,实际功率基本等同于设定功率.

### 3 总结与展望

通过理论分析及仿真结果可知,船舶综合液压推进系统能够在船舶负载变化的过程中维持主机定速定功率的运行,实现主机的恒功率控制.可见,船舶综合液压推进系统在优化主机运行工况方面拥有着一定的优势.随着船舶综合液压推进系统研究地不断深入,相关的技术条件越来越成熟,该系统必将被实际船舶广泛应用.

### [参考文献]

- [1] 李红波. 船舶吊舱式液压推进系统的设计研究 [D]. 大连: 大连海事大学, 2012.
- [2] 阎欣, 沈岩, 纪玉龙. 新型船舶推进方式——船舶综合液压推进 [J]. 液压气动与密封, 2006, 02: 38-39 + 43.
- [3] JI YULONG, SUN YUQING, CHEN HAIQUAN. Study on Intergrated Hydralic Propulsion Vessel. Industrial Electronics, 2007 [C] //ISIE 2007. [s.l.]: IEEE international Symposium on, 2007: 2016-2021.
- [4] 殷乾训. 国外新型船舶液压推进装置 [J]. 船海工程, 1984: 30-33.
- [5] 王益群, 张伟. 流体传动及控制技术评述. 机械工程学报, 2003, 39(10): 95-99.
- [6] 孙培廷. 船舶柴油机 [M]. 大连: 大连海事大学出版社. 2002.
- [7] 成大先. 机械设计手册 第5卷 [M]. 北京: 化学工业出版社. 2007.
- [8] 纪玉龙, 李希贺, 孙玉清, 等. 船舶综合液压推进系统仿真 [J]. 大连海事大学学报, 2007, 02: 101-105.
- [9] 李尹. PID控制算法及其在风速控制中的应用 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2007.

(责任编辑 陈 敏 英文审校 郑青榕)