

• 机械工程 •

DOI:10.15961/j.jsuese.202001048



本刊网刊

转叶舵机用复式摆动缸操舵原理

李阁强¹, 赵文奎^{1*}, 毛 波², 董振乐¹, 李东林¹

(1.河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003; 2.山东万通液压股份有限公司, 山东 日照 262313)

摘 要:转叶舵机具有结构紧凑、机械效率高、安装简便等优点,在舰船上得到广泛应用。现有转叶舵机为单层液压摆动缸,舵叶转动区间受摆动缸结构限制具有饱和非线性。此外,舵叶受水动力干扰引起的冲舵、滞舵和跑舵现象,严重影响船舶航向控制和舵减摇效果。针对上述问题,以直驱式电液伺服转叶舵机为对象,在建立数学模型,分析水动力对舵角干扰的基础上,提出一种复式结构摆动缸操舵新原理。复式摆动缸采用双层结构,内层为舵驱动缸,外层为力矩解耦缸。内外层转子同向转动,可增大舵叶的工作区间,同时,外层力矩解耦缸转子输出助推力矩作用于舵驱动缸转子,可抵消水动力在驱动缸转子上产生的负载力矩,提高舵叶转动精度,解决舵机运动中的力位耦合问题;内外层转子反向转动,可使舵机及时制动、换向,提高舵机操纵性能。复式摆动缸用于转叶舵机,舵机系统具有较大的稳定裕量,幅值裕度为45.3 dB,相角裕度为99.2°,满足伺服系统设计指标。仿真分析表明:在有外负载干扰下,相较于单层摆动缸加控制策略的操舵方式,复式摆动缸操舵响应速度更快,无超调,达到稳态的速度提升约36%,且稳态误差维持在 $\pm 0.05^\circ$ 范围内。在跟踪斜率为 $0.01^\circ/\text{s}$ 的斜坡信号时,转舵精度可保持在 $\pm 0.03^\circ$ 位置误差带内,具有较高的位置控制精度。

关键词:转叶舵机;复式摆动缸;力矩解耦;位置控制

中图分类号:U664.4; V216.8

文献标志码:A

文章编号:2096-3246(2021)05-0175-08

Steering Principle of Compound Swing Cylinder for Rotary Vane Steering Gear

LI Gegiang¹, ZHAO Wenkui^{1*}, MAO Bo², DONG Zhenle¹, LI Donglin¹

(1.School of Mechatronics Eng., Henan Univ. of Sci. and Technol., Luoyang 471003, China; 2.Shandong Wantong Hydraulic Co., Ltd., Rizhao 262313, China)

Abstract: Rotary vane steering gear has the advantages of compact structure, high mechanical efficiency, and easy installation, and is widely used in ships. The existing rotary vane steering gear is a single-layer hydraulic swing cylinder, and the rotation range of the rudder blade is restricted by the structure of the swing cylinder and has saturated nonlinearity. In addition, the phenomena of rudder impingement, lag and running caused by hydrodynamic interference seriously affect the ship's course control and rudder anti-roll effect. Aiming at the above problems, a new steering principle of compound structure swing cylinder is proposed based on the mathematical model of direct drive electro-hydraulic servo rotary vane actuator and the analysis of the interference of hydrodynamic force on rudder angle. The double-layer structure is adopted for the compound swing cylinder, the inner layer is rudder driving cylinder, the outer layer is torque decoupling cylinder. The inner and outer rotors rotate in the same direction, which can increase the working range of the rudder blade. Meanwhile, the torque decoupling cylinder rotor outputs boost torque acting on the rudder drive cylinder rotor, which can offset the load torque generated by the hydrodynamic force on the drive cylinder rotor. Improve the rotation accuracy of the rudder blade and solve the problem of force-position coupling in the movement of the rudder. The reverse rotation of the inner and outer rotors can make the steering gear brake and change direction in time, and improve the steering performance. The compound swing cylinder is used for the vane steering gear. The steering gear system has a large stability margin, with amplitude margin of 45.3 dB and phase mar-

收稿日期:2020-12-09

基金项目:山东省重点研发计划(国际科技合作专项)项目(2019GHZ013)

作者简介:李阁强(1971—),男,教授,博士。研究方向:流体传动与控制;机电液一体化技术。E-mail: hitligeqiang@163.com

*通信作者:赵文奎, E-mail: aike190506@163.com

网络出版时间:2021-08-27 12:22:38

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1773.tb.20210826.1121.002.html>

gin of 99.2° , which meets the design index of servo system. Simulation analysis shows that, compared with the single-layer swing cylinder plus control strategy, the compound swing cylinder has faster response speed and no overshoot, the speed of reaching steady state increased by about 36%, the steady-state error is maintained within $\pm 0.05^\circ$ under external load interference. When tracking a slope signal with a slope of $0.01^\circ/\text{s}$, the steering accuracy can be maintained within the $\pm 0.03^\circ$ position error band, which has high position control accuracy.

Key words: rotary vane steering gear; compound swing cylinder; torque decoupling; position control

船舶舵机可以实现船舶航向控制和减摇功能, 因转叶舵机具有体积小、成本低、兼容性强等优点, 一经提出迅速成为研究的热点^[1-4]。但转叶舵机结构存在饱和和非线性的缺陷, 且有水动力负载干扰, 舵叶转动呈现出明显的时滞、位置精度不高等问题。

针对上述问题, 国内外学者尝试了诸多方法^[5-8]。通过设置控制器限制转舵角度、角速度使舵机工作在不饱和和线性区, 以牺牲操作区间保证系统的平稳性^[9], 来解决舵机的饱和和非线性问题。对于转舵系统的时滞、位置精度不高, 解决办法主要分为两大类。其一, 是机械反馈控制的办法; 其二, 是控制器补偿的方法。例如: 苏文海等^[10-11]基于蚁群算法和退火理论, 提出一种具有不完全微分的PD控制器设计方法, 基于反馈理论设计出一种带有负载力矩观测补偿器的鲁棒控制器, 小角度操舵时, 可有效抑制负载力矩等干扰; Liang^[12]、张宇^[13]、周柳明^[14]等根据首摇和横摇对舵的分频响应特性, 基于控制理论设计首摇和横摇控制器, 在相应的频带内具有指定的性能, 系统鲁棒性满足要求; 此外, 刘志全等^[15]基于航速保持的思想设计舵减摇控制器, 张文颖等^[16]基于模糊T-S模型提出模糊观测器设计方案, 刘胜等^[17]设计了 μ -鲁棒控制器用于舵减摇控制。总结已有研究, 由于外负载多变且与舵机转角构成强力位耦合关系, 这种方法不能从根源上彻底消除偏差, 且补偿效果受限于结构, 舵机性能仍有较大提升空间。

作者从转叶舵机结构出发, 提出复式液压摆动缸操舵原理, 既能抵消水动力负载的干扰, 从根源上解决转叶舵机操控性问题, 又可增大舵机的非饱和和线性区间, 提升船舶操纵效果。

1 舵机工作原理及负载分析

舵机位置布置如图1所示。图1中, 水动力在舵叶上的作用中心 $R(x_R, z_R)$ 与船舶的重心 $O(x_0, z_0)$ 既不在同一水平面上, 也不在同一铅垂面上, 操舵时, 舵叶对水的作用力 F 绕 z 轴方向产生首摇力矩 $T_z(F)$ 控制航向, 绕 x 轴方向产生横摇力矩 $T_x(F)$ 用于减摇。但水动力对舵叶的反作用力 F' 会产生跑舵现象, 降低舵机系统的稳定性、快速性和转舵位置精度。

以直驱式电液伺服转叶舵机为例, 分析水动力对舵机系统的影响。直驱式电液伺服转叶舵机控制

系统通常由计算机控制系统、调速机构、液动力机构、角度传感器等部分组成, 原理图如图2所示。

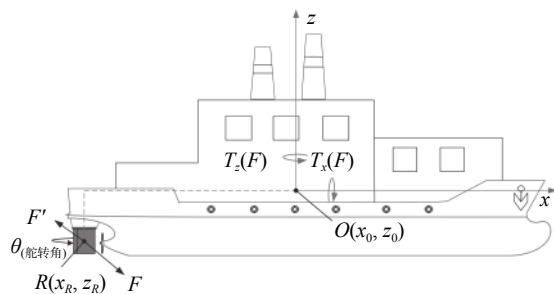


图1 船舶受力模型

Fig. 1 Model of ship force model

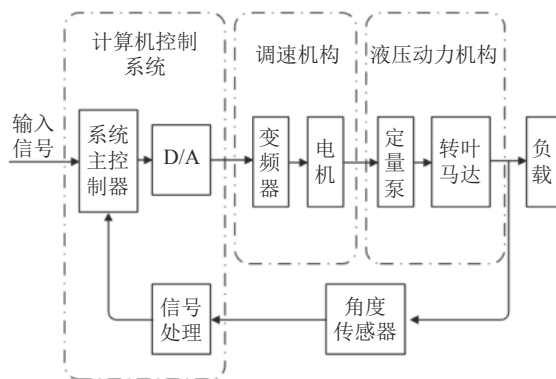


图2 直驱式电液伺服转叶舵机原理图

Fig. 2 Principle diagram of direct-drive electro-hydraulic servo rotary steering gear

1.1 调速机构

调速机构由变频器和变频电机组成, 计算机控制系统输出控制电压 u_c 到变频器, 变频器输出控制电机转动的相电压 U_m , 进而电机输出负载转矩 T_{LT} , 带动定量泵工作。该环节中, 变频器函数表达式为:

$$U_m = K_f K_V \times u_c \quad (1)$$

式中: K_f 为频率转电压系数, V/Hz ; K_V 为电压转频率系数, Hz/V 。

电机和负载的力矩平衡方程为:

$$J_T \frac{d\omega_p}{dt} = T_E - T_{LT} - B_T \omega_p - K_T \theta_p \quad (2)$$

式中: J_T 为电机轴上的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; B_T 为电机阻尼系数, $\text{N} \cdot \text{m}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$; ω_p 为电机转子角速度, rad/s ; θ_p 为电机转子角位移量, rad ; K_T 为转轴弹性转矩系数, 这里可忽略; T_E 为电磁转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。 $T_E = K_{E1} U_m - K_{E2} \omega_p$, $T_{LT} = D_p(p_0 - p_i)/\eta_{pm}$ 。其中: K_{E1} 、 K_{E2} 为电机定常系数;

D_p 为定量泵的排量, m^3/rad ; P_o 为泵的出口压力, Pa ; P_i 为泵的入口压力, Pa ; η_{pm} 为定量泵的机械效率, 取0.9。

1.2 液压动力机构

液压动力机构为泵控马达模型, 在进行液压系统理想化假设的基础上, 液压马达转角与任意负载力矩的函数关系, 由流量连续性方程和力矩平衡方程给出:

$$\eta_{pv} D_p \omega_p - C_t P_o = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + \frac{V_o}{\beta_e} \times \frac{dp_o}{dt} \quad (3)$$

$$(p_o - p_i) D_m = J_m \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} + T_L(\theta_m) \quad (4)$$

式中: D_m 为定量马达的排量, m^3/rad ; η_{pv} 定量泵的容积效率; θ_m 为马达实际角位移, rad ; V_o 为单一腔室的等效容积, m^3 ; β_e 为有效体积弹性模量, Pa ; C_t 为总泄漏系数, $(\text{m}^3/\text{s})/\text{Pa}$; J_m 为马达轴上的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; B_m 为马达阻尼系数, $\text{N} \cdot \text{m}/(\text{rad}/\text{s})$; $T_L(\theta_m)$ 为水动力负载力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

1.3 舵机负载

舵机负载主要为水动力负载^[18-20], 为近似描述舵叶上的水动力负载, 假设在来流速度为 v 且冲角为 θ_m 的均匀流场中, 舵叶所受水动力为 F_R , 作用点到舵轴的距离为 d , 如图3所示。 F_R 可分解为沿来流方向的阻力 F_D 和垂直于来流方向的升力 F_L , 也可分解为垂直于舵叶轴面的正压力 F_N 和沿舵叶轴面的切向力 F_T 。水动力作用于舵轴的扭矩可表示为:

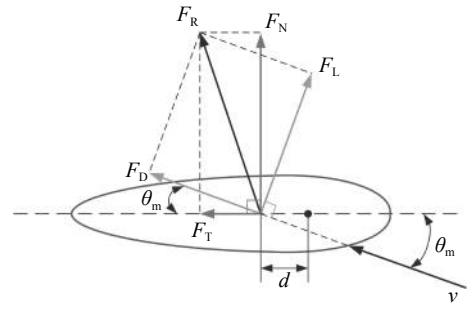


图3 舵叶表面受力示意图

Fig. 3 Force diagram of rudder blade surface

$$\begin{cases} T_L = F_N d = \frac{1}{2} \cdot (C_L \cos \theta_m + C_D \sin \theta_m) \rho A v^2 d, \\ F_L = C_L \cdot \frac{1}{2} \rho A v^2, \\ F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \rho A v^2 \end{cases} \quad (5)$$

式中: C_L 为舵升力系数, C_D 为阻力系数, 无量纲; ρ 为海水密度, kg/m^3 ; A 为舵叶单侧浸水面积, m^2 。

1.4 反馈环节

角位移传感器, 其传递函数为:

$$\frac{U_c(s)}{\theta_m(s)} = K_b \quad (6)$$

式中: U_c 为位移传感器输出电压, V ; K_b 为角度传感器增益, V/rad 。

1.5 直驱式舵机系统数学模型

联立方程(1)~(6)可得直驱式电液伺服转叶舵机的方框图, 如图4所示。

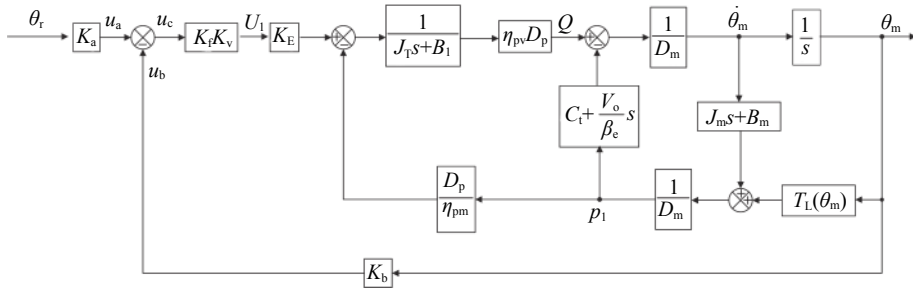


图4 转叶舵机数学模型

Fig. 4 Mathematical model of rotary steering gear

由图4数学模型可知, 舵叶上作用的水动力产生的干扰力矩与舵机角位移的关系可表示为:

$$\theta_m = \frac{k_0 u_c - (b_2 s^2 + b_1 s + b_0) T_L}{s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (7)$$

于是, 舵角偏差 e 可表示为:

$$e = \theta_r - \theta_m = \frac{(b_2 s^2 + b_1 s + b_0) T_L}{s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (8)$$

式中:

$$a_1 = \frac{\beta_e}{J_T J_m V_o} \left[\left(\frac{\eta_{pv}}{\eta_{pm}} D_p^2 + B_T C_t + K_{E2} C_t \right) B_m + (B_T + K_{E2}) D_m^2 \right],$$

$$a_2 = \frac{\beta_e}{J_T J_m V_o} \left[\left(\frac{\eta_{pv}}{\eta_{pm}} D_p^2 + B_T C_t + K_{E2} C_t \right) J_m + \right.$$

$$\left. \left(B_T \frac{V_o}{\beta_e} + K_{E2} \frac{V_o}{\beta_e} + C_t J_T \right) B_m + D_m^2 J_T \right],$$

$$a_3 = \frac{\beta_e}{J_T J_m V_o} \left[\left(B_T \frac{V_o}{\beta_e} + K_{E2} \frac{V_o}{\beta_e} + C_t J_T \right) J_m + \frac{\eta_{pv}}{\eta_{pm}} D_p^2 B_m \right],$$

$$k_0 = \frac{\beta_e}{J_T J_m V_o} K_f K_v K_{E1} \eta_{pv} D_p D_{m0}$$

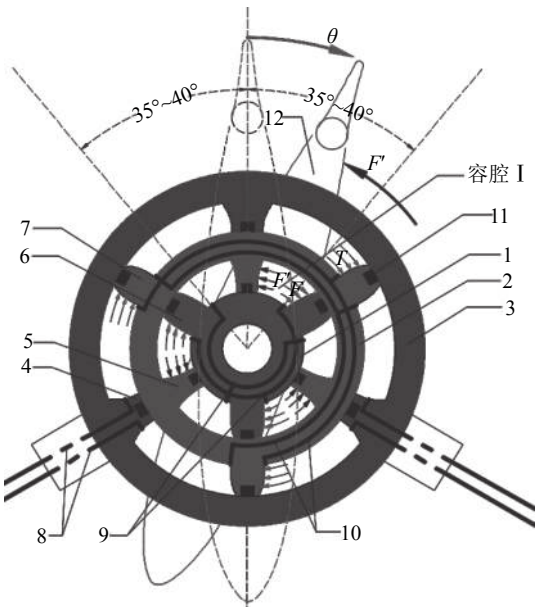
从式(8)可知,该直驱式转叶舵机为4阶系统,舵角与水动力负载力矩 T_L 构成强力位耦合关系。舵机转动时,水动力负载变化,负载变化又使得舵角产生偏差,且偏差值波动范围较大,这一结论可通过实验台上的实测数据得以验证^[21]。

2 复式摆动缸

2.1 工作原理

如图5所示,复式摆动缸由舵驱动缸转子1、力矩解耦缸转子2、壳体3、定叶片4、5和动叶片6、7等组成。驱动缸转子与解耦缸转子之间形成内密闭容腔,解耦缸转子与壳体之间形成外密闭容腔,内外层转子上均开设环形油道,内密闭容腔采用轴配流的方式配流,外密闭容腔采用壳体配流的方式配流。当高压油液进入内密闭容腔,驱动缸转子在液压力 F 作用下顺时针转动,此时舵叶在与驱动缸转子固连的舵杆的带动下顺时针旋转一角度 θ 。在舵叶转动过程中必然存在反方向水动力 F' 的干扰,使容腔 I 体积减小 ΔV ,到达新的平衡位置,单层摆动缸转子将回旋,造成跑舵。而复式摆动缸为确保驱动缸转子不动,可通过顺时针旋转解耦缸转子(驱动缸定子),使容腔 I 体积减小 ΔV ,达到平衡状态。即相当于解耦缸与水动力在舵驱动缸转子上产生大小相等方向相反的力矩,合力矩为零达到解耦目的。在合外力矩为零时,舵驱动缸低速启动性能得到极大提升,系统时滞降到最小。此外,在复式摆动缸解耦过程中,由于内外层转子同向旋转,内层转子与外层转子的相对工作区间不变,但内层转子的绝对非饱和线性区间是增大的,

即舵叶有更大的转角范围(此原理类似于多级液压缸),以备紧急转向。



1. 舵驱动缸转子; 2. 力矩解耦缸转子; 3. 壳体; 4、5. 定叶片; 6、7. 动叶片; 8、9、10. 油道; 11. 密封条; 12. 舵叶。

图 5 复式摆动缸工作原理图

Fig. 5 Operational principle diagram of compound swing cylinder

2.2 系统稳定性分析

由复式摆动缸工作原理可知,驱动缸转子进行位置控制,解耦缸转子进行力矩控制,由于实船操舵过程中所受水动力负载较大,不易直接测量,可设计力矩解耦控制器,通过式(5)得到近似值,观测得到的力矩值经转换作为解耦缸转子的力矩控制信号,采用前馈控制确保作用于舵驱动缸转轴上的合力矩为零。复式摆动缸用于舵机系统解耦方框图如图6所示。

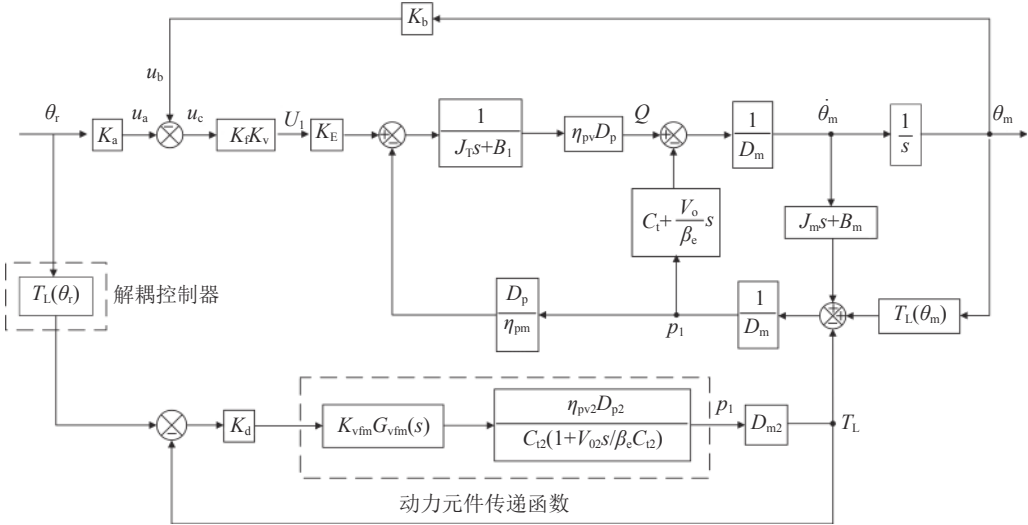


图 6 复式摆动缸解耦方框图

Fig. 6 Decoupling block diagram of compound swing cylinder

消除实时变化的外负载力矩, 直驱式舵机系统的动态性能主要取决于变频电机和液压动力机构, 由于在本实验中采用的变频电机频宽远高于液压动力机构频宽, 在不影响直驱式舵机系统整体性能分析的情况下, 可将机电调速模型简化为1阶惯性环节, 则该系统的开环传递函数为:

$$G(s)H(s) = \frac{K}{s(T_d s + 1) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$$

(9)

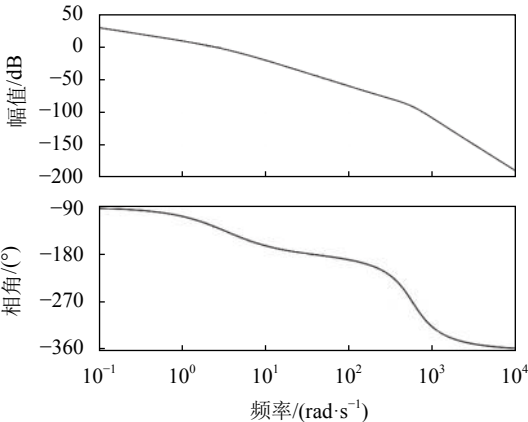
式中: K 为开环增益, $K = \frac{K_a K_f K_v K_E \eta_{pv} D_p}{D_m}$; T_d 为电机的时间常数; ω_h 为系统固有频率, $\omega_h = \sqrt{\frac{\beta_e D_m^2}{J_m V_t}}$; ζ_h 为系统阻尼比, $\zeta_h = \frac{C_t}{2D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J_m}{V_t}} + \frac{B_m}{2D_m} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e J_m}}$ 。

根据直驱式舵机系统各元器件参数和复式摆动缸结构参数, 可得系统主要参数, 如表1所示。

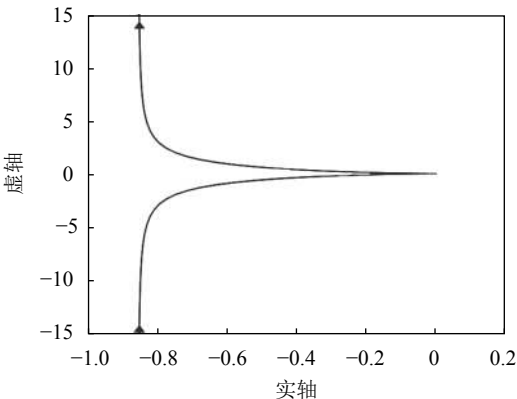
表 1 舵机系统参数

Tab. 1 System parameters of steering gear	
参数名	数值
驱动缸叶片内径 d_{11}/mm	650
驱动缸叶片外径 d_{12}/mm	1050
驱动缸转动惯量 $J_m/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	600
驱动缸阻尼系数 $B_m/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1})$	0.05
解耦缸叶片内径 d_{21}/mm	1190
解耦缸叶片外径 d_{22}/mm	1390
解耦缸转动惯量 $J_{mm}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	600
解耦缸阻尼系数 $B_{mm}/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1})$	0.05
叶片宽度 b/mm	650
驱动缸排量 $D_m/(\text{m}^3\cdot\text{r}^{-1})$	0.354
解耦缸排量 $D_{mm}/(\text{m}^3\cdot\text{r}^{-1})$	0.37
变频电机功率 P/kW	51.85
变频电机时间常数 T_d/s	0.30
定量泵排量 $D_p/(\text{mL}\cdot\text{r}^{-1})$	68.42
液压腔总容积 V_t/m^3	0.45
油液体积弹性模量 β_e/Pa	6.9×10^8
总泄漏系数 $C_l/(\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1})$	4×10^{-7}
扭矩传感器增益 $K_t/(\text{V}\cdot\text{N}^{-1}\cdot\text{m}^{-1})$	2.4×10^{-6}
角位移传感器增益 $K_p/(\text{V}\cdot\text{rad}^{-1})$	16.38
电压转换频率系数 $K_v/(\text{Hz}\cdot\text{V}^{-1})$	10
频率转换电压系数 $K_f/(\text{V}\cdot\text{Hz}^{-1})$	3.8
电机定常系数 K_E	26.27
定量泵的容积效率 η_{pv}	0.9

从式(9)可知, 该系统为 I 型伺服系统, 结合表1中主要参数, 可画出复式摆动缸操舵系统开环伯德(Bode)图、奈奎斯特(Nyquist)图如图7所示。



(a) 系统的 Bode 图



(b) 系统的 Nyquist 图

图 7 舵机系统开环稳定性分析

Fig. 7 Analysis of the open loop stability of steering gear system

由图7可知: 该系统的幅值裕度为45.3 dB, 相角裕度为54.9°, 截止频率为2.32 rad/s, 穿越频率为41.7 rad/s。系统右半平面无开环极点, 奈奎斯特曲线远离点(-1, 0), 由稳定性判据可知, 系统稳定且具有较大的稳定裕量。

2.3 系统响应特性分析

在保证机械部件刚度的前提下, 系统闭环响应特性, 只需考虑对指令信号的响应特性。由式(9)和表1可求得系统的闭环传递函数为:

$$\frac{\theta_m}{\theta_r} = \frac{2.83}{9.37 \times 10^{-7} \cdot s^4 + 5.76 \times 10^{-4} \cdot s^3 + 0.302 \cdot s^2 + s + 2.83}$$

(10)

根据式(10)可画出系统的闭环频率特性曲线, 如图8所示。该曲线反映了伺服系统的响应能力, 从图8中可以看出, 系统幅值下降到0.707时, 对应的频率为3.743 rad/s, 相位滞后90°时对应的频率为3.062 rad/s。由于转叶舵机系统的开环阻尼比 ζ_h 较小,

闭环振荡环节的固有频率较高,系统的响应速度主要取决于惯性环节,所以要提高系统的响应速度,必须保证惯性环节的频宽,同时提高液压系统固有频率并适当提高阻尼比。

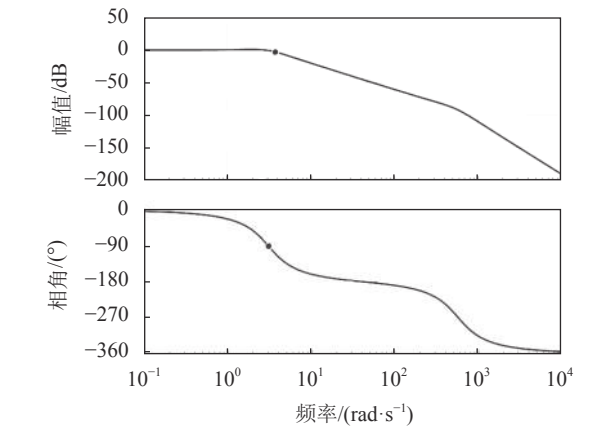


图 8 舵机系统闭环频率特性分析

Fig. 8 Analysis of closed-loop frequency characteristics of steering gear system

3 仿真分析

为验证复式液压摆动缸消除水动力干扰的有效性,搭建AMESim仿真模型,如图9所示。以船舶转叶舵机的实际工况为基础,在水动力干扰下,对舵机系统的低速跟踪性能进行仿真,并与传统PID控制器控制下的舵机系统性能相比较。

图10(a)、(b)、(c)分别为转叶舵机跟踪幅值35°的阶跃信号、斜率0.01°/s的斜坡信号及幅值35°、频率0.032 Hz的正弦信号时的仿真曲线。曲线1表示信号线,曲线2表示采用传统PID控制器的仿真曲线,曲线3表示复式摆动缸控制下的仿真曲线,图10(b)中的曲线4表示位置误差带。

由图10(a)可知,复式摆动缸操控舵杆转角与传统PID控制器相比,响应速度更快,在7 s左右达到稳态,无超调,且稳态误差维持在±0.05°范围内,相较于传统摆动缸达到稳态的速度提升约36%。图10(b)为跟踪斜率为0.01°/s的斜坡信号时舵角的变化曲线。

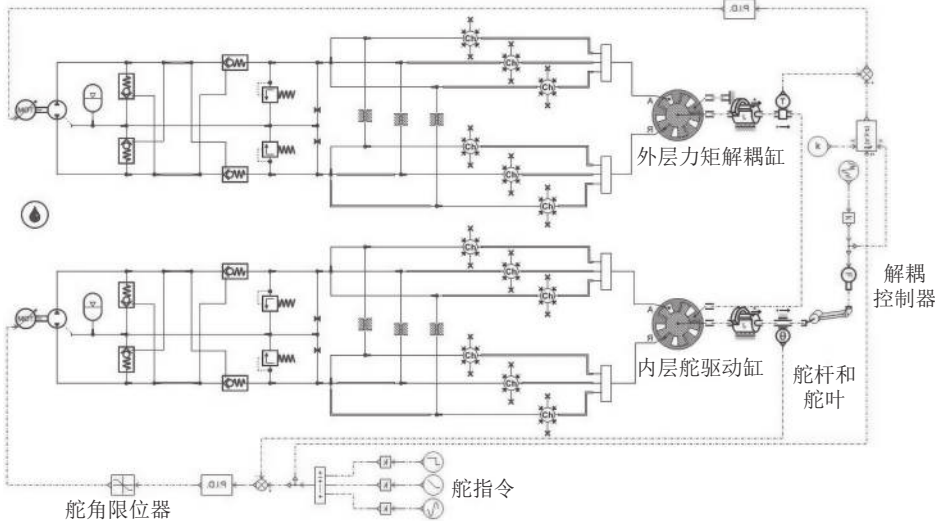


图 9 复式摆动缸的解耦AMESim仿真模型

Fig. 9 Decoupling AMESim simulation model of compound swing cylinder

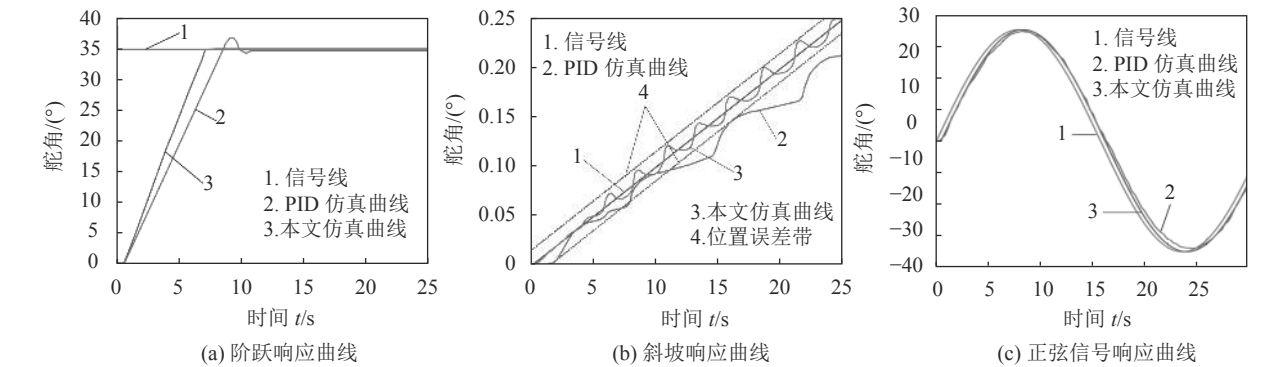


图 10 解耦仿真曲线

Fig. 10 Decoupling simulation curves

从图10(b)中可知,复式摆动缸解耦后的舵机低速性能明显优于传统PID控制器控制下的舵机低速性能,转舵精度保持在 $\pm 0.03^\circ$ 位置误差带内,满足设计要求。图10(c)的正弦响应曲线则表明随着时间的推移复式摆动缸控制舵角对指令信号的跟随性能几乎无变化,具有较好的频域鲁棒性。

4 结 论

1)通过对转叶舵机工作原理、数学模型的分析,阐明了操舵过程中水动力产生的负载力矩与舵角的力位耦合关系,及对船舶操控性能的影响。

2)针对转叶舵机结构的饱和非线性、外负载多变且与舵角的强力位耦合关系,提出复式摆动缸用于转叶舵机的新原理,从根本上解决了水动力对舵角的位置干扰。

3)仿真分析表明复式摆动缸用于转叶舵机可提高船舶操控性能的有效性,相比于传统控制器设计的方法,这种结构解耦的方法可靠性更高。

参考文献:

- [1] Liang L H, Wang L Y, Wang J F. Energy-saving nonlinear friction compensation method for direct drive volume control flange-type rotary vane steering gear[J]. *IEEE Access*, 2019, 7: 148351–148362.
- [2] Ye Tao, Wu Dan, Liu Yunsheng. On adoption of the rotary vane steering gear for VLGC[J]. *Ship & Ocean Engineering*, 2019, 48(2): 94–96. [叶涛, 伍丹, 刘运胜. 超大型液化气船转叶式舵机选用分析[J]. *船海工程*, 2019, 48(2): 94–96.]
- [3] Huang Chaoqun, Zhao Yugang, Wei Dong, et al. Position and force tracking control characteristics of ship steering gear load simulation system[J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2019(4): 74–78. [黄超群, 赵玉刚, 魏栋, 等. 船舶舵机负载模拟系统位置与力跟踪控制特性研究[J]. *液压与气动*, 2019(4): 74–78.]
- [4] Tu Jianjun, He Hanlin. Back-stepping robust stabilization and its application in rudder roll stabilization[J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology(Natural Science Edition)*, 2012, 40(07): 19–23. [涂建军, 何汉林. 反步鲁棒镇定及其在舵减横摇中的应用[J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2012, 40(07): 19–23.]
- [5] Seo J, Venugopal R, Kenné J P. Feedback linearization based control of a rotational hydraulic drive[J]. *Control Engineering Practice*, 2007, 15(12): 1495–1507.
- [6] Cao Xuepeng, Bao Xiangyu, Zhang Gong, et al. Force/position master-slave cooperative control for dual robots based

- on fuzzy and optimized bacterial foraging algorithms[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2020, 52(4): 226–234. [曹学鹏, 包翔宇, 张弓, 等. 基于模糊自适应和优化阻抗的双机器人力/位主从协同控制方法[J]. *工程科学与技术*, 2020, 52(4): 226–234.]
- [7] Jiang Jihai, Su Wenhai, Liu Qinghe. Direct drive electro-hydraulic servo rotary vane steering gear[J]. *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*, 2008, 7(2): 369–675.
- [8] Qiang Hongbin, Jin Song, Feng Xinyu, et al. Model predictive control of a shipborne hydraulic parallel stabilized platform based on ship motion prediction[J]. *IEEE Access*, 2020, 8(99): 181880–181892.
- [9] Wang Shikai, Jin Hongzhang. Nonlinear non-minimum phase rudder-roll damping systems of ship using sliding mode control[J]. *Computer Engineering and Applications*, 2018, 54(9): 207–212. [王世凯, 金鸿章. 非线性非最小相位船舶舵减摇系统的滑模控制[J]. *计算机工程与应用*, 2018, 54(9): 207–212.]
- [10] Su Wenhai, Jiang Jihai, Liu Qinghe. PD controller based on simulated annealing ant colony optimization algorithm in direct drive electro-hydraulic servo rotary vane steering gear[J]. *Electric Machines and Control*, 2010, 14(1): 102–106. [苏文海, 姜继海, 刘庆和. 直驱式电液伺服转叶舵机退火蚁群寻优PD控制[J]. *电机与控制学报*, 2010, 14(1): 102–106.]
- [11] Su Wenhai, Jiang Jihai. AFSM–LTOC controller for direct drive electro-hydraulic servo rotary vane steering gear[J]. *Journal of Southeast University(Natural Science Edition)*, 2009, 39(Suppl): 62–67. [苏文海, 姜继海. 直驱式电液伺服转叶舵机AFSM–LTOC控制器[J]. *东南大学学报(自然科学版)*, 2009, 39(增刊1): 62–67.]
- [12] Liang Lihua, Wang Luyang, Wang Jingfu. The compensation for nonlinear friction of DDVC flange-type rotary vane steering gear[J]. *PLOS ONE*, 2018, 13(11): 1–21.
- [13] Zhang Yu, Wu Jiechang, Chang Guanghui, et al. Modeling and simulation of the steering control system and fuzzy adaptive PID control of hovercraft[J]. *Journal of Wuhan University of Technology*, 2017, 39(8): 33–38. [张宇, 吴杰长, 常广晖, 等. 某气垫船操舵液压系统建模及模糊自适应PID控制仿真研究[J]. *武汉理工大学学报*, 2017, 39(8): 33–38.]
- [14] Zhou Liuming, Wang Yulong. Robust H_∞ control of rudder roll damping for ships[J]. *Control Engineering of China*, 2016, 23(1): 102–108. [周柳明, 王玉龙. 船舶舵减横摇鲁棒 H_∞ 控制研究[J]. *控制工程*, 2016, 23(1): 102–108.]

- [15] Liu Zhiquan, Jin Hongzhang. Method for rudder roll stabilization control by maintaining ship speed[J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2017, 12(1): 128–133. [刘志全, 金鸿章. 基于航速保持的舵减摇控制方法[J]. *中国舰船研究*, 2017, 12(1): 128–133.]
- [16] Zhang Wenying, Tang Lizhi, Zhang Xun. Observer design for the RRD system based on the T–S fuzzy model[J]. *Control Engineering of China*, 2015, 22(2): 227–231. [张文颖, 唐立志, 张勋. 基于模糊T–S模型的舵减摇系统的观测器设计[J]. *控制工程*, 2015, 22(2): 227–231.]
- [17] Liu Sheng, Tang Yinchao. Vessel vector rudder reduction roll control system[J]. *Ship Science and Technology*, 2019, 41(4): 76–82. [刘胜, 谭银朝. 船舶矢量舵减横摇控制系统[J]. *舰船科学技术*, 2019, 41(4): 76–82.]
- [18] Liu Ling, Li Huadong, Mei Zhiyuan, et al. Experiment and method research on hydrodynamic load equivalence and application of composite rudder[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2017, 21(4): 421–428. [刘令, 李华东, 梅志远, 等. 复合材料舵水动力载荷等效施加方法及试验研究[J]. *船舶力学*, 2017, 21(4): 421–428.]
- [19] Xiao Zhihu, Xu Guohua. Study on dynamics of underwater manipulator under flow influences[J]. *China Mechanical Engineering*, 2011, 22(21): 2521–2526. [肖治琥, 徐国华. 流干扰下的水下机械手动力学建模分析[J]. *中国机械工程*, 2011, 22(21): 2521–2526.]
- [20] Zhou Guangli, Du Du, Ou Yongpeng. Experimental study on hydrodynamic performance of rudders in continuous swing steering condition[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2020, 24(9): 1112–1118. [周广礼, 杜度, 欧勇鹏, 等. 连续往复操舵工况下船桨后舵水动力性能试验研究[J]. *船舶力学*, 2020, 24(9): 1112–1118.]
- [21] Deng Pan. The research and development of rotary vane hydraulic steering gear loading test bench[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007. [邓攀. 转叶式液压舵机加载试验台的研制[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.]

(编辑 黄小川)

引用格式: Li Geqiang, Zhao Wenkui, Mao Bo, et al. Steering principle of compound swing cylinder for rotary vane steering gear[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2021, 53(5): 175–182. [李阁强, 赵文奎, 毛波, 等. 转叶舵机用复式摆动缸操舵原理[J]. *工程科学与技术*, 2021, 53(5): 175–182.]