

CPP 桨毂机构电液伺服加载试验台^{*}

贵忠东^{1,2} 丁凡¹ 袁野¹ 李佑策² 刘硕¹ 满在朋¹

(1. 浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027;
(2. 中国船舶重工集团第七〇四研究所, 上海 200031)

摘要: 提出一种新型加载试验台, 可以完全模拟变螺距螺旋桨 (CPP) 在水中旋转时对桨毂机构产生的各种载荷力和力矩。CPP 在不同转速、螺距和航速下所产生的推力、旋转阻力、离心力以及转叶扭矩, 可通过多通道电液力 (力矩) 伺服控制系统, 按照相应的载荷谱对桨毂机构实施加载, 还可完成静态、动态以及脉动激振载荷力和力矩等加载试验。该加载系统采用立式结构, 以大质量圆盘作为基座, 被加载桨毂倒立安置在圆盘基座中心。对加载试验装置的关键结构件进行了有限元分析, 并对电液伺服加载系统进行频率响应特性仿真分析。试验证明该加载系统能够满足各项加载试验要求。

关键词: 变螺距螺旋桨 桨毂机构 电液伺服加载 试验台
中图分类号: TH137; U664.33 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)01-0313-08

引言

国外从 20 世纪六七十年代开始研制大功率变螺距螺旋桨 (CPP)^[1], 主要采用的加载方式是机械式加载装置和当时最为流行也是国际公认最能考核 CPP 装置性能的“飞铁”加载 (也称离心加载) 系统^[2]。国内还没有适用于大功率 CPP 装置研究的加载试验台。为模拟 CPP 桨毂机构真实海况下的载荷, 本文提出一种新型电液伺服加载试验台, 为研制大型调距桨毂机构奠定基础。

1 CPP 桨毂机构电液伺服加载系统工作原理

1.1 CPP 桨毂机构加载试验台架水动力分析

图 1 所示为螺旋桨在流体中运动受力图, 主要包括螺旋桨叶面升力 L 、桨叶旋转离心力 R , 以及由于桨叶叶面升力和离心力作用线与叶根法兰中心线不相交而产生的绕叶根法兰中心线的桨叶旋转扭矩 M 。其中桨叶叶面升力 L 又可分解为沿主轴轴线平行方向的推力 P 和径向沿螺旋桨旋转切线方向的桨叶旋转阻力 T 。

流体中运动的模型与实物要达到力学上完全相似, 必须满足几何相似、运动相似和动力相似。推力 P 与螺旋桨的直径 D 、转速 n 、进速 V_A 、水密度 ρ 、水的运动粘度系数 ν 以及重力加速度 g 等因素有关^[3]。螺旋桨的受力模型为

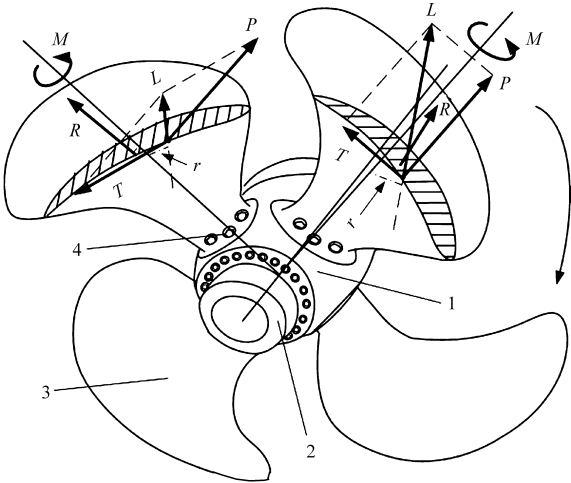


图 1 螺旋桨受力示意图

Fig. 1 Force schematic of propeller

1. 桨毂 2. 变距液压缸 3. 桨叶 4. 叶根法兰

$$P = f(D, n, V_A, \rho, \nu, g) = \rho n^2 D^4 \cdot f\left(\frac{V_A}{nD}, \frac{nD^2}{\nu}, \frac{n^2 D^2}{gD}\right) = \rho n^2 D^4 \cdot f(J, Re, Fr) \quad (1)$$

式中 J ——进速系数, 几何相似的螺旋桨进速系数相同, 即运动相似
 Re ——雷诺数, 模型与实桨粘性力相似条件
 Fr ——弗劳德数, 模型与实物的重力相似条件, 当桨在水下足够深, 该系数不予考虑

收稿日期: 2013-08-09 修回日期: 2013-09-16
^{*} 海军装备部专项科研基金资助项目
作者简介: 贵忠东, 博士生, 中国船舶重工集团高级工程师, 主要从事机械电子控制和电液伺服控制研究, E-mail: zhdg985@163.com
通讯作者: 丁凡, 教授, 博士生导师, 主要从事机械电子控制和流体传动及控制研究, E-mail: fding@zju.edu.cn

加载试验台桨毂与实船几何相似而大小不同,令下标 m 表示模桨参数,下标 s 表示实桨参数,根据螺旋桨敞水试验理论得

$$\frac{P_s}{\rho n^2 D_s^4} = f_s(J) = K_p = f_m(J) = \frac{P_m}{\rho n^2 D_m^4} \quad (2)$$

式中 K_p ——推力系数

由式(2),加载试验台螺旋桨推力载荷为

$$P_m = \left(\frac{D_m}{D_s}\right)^4 P_s \quad (3)$$

同理可得加载试验台螺旋桨旋转阻力载荷为

$$T_m = \left(\frac{D_m}{D_s}\right)^4 T_s \quad (4)$$

加载试验台螺旋桨离心力载荷为

$$R_m = \left(\frac{D_m}{D_s}\right)^4 R_s \quad (5)$$

加载试验台螺旋桨转叶扭矩载荷:载荷设定最大值为桨毂调距液压缸轴向最大驱动力。

将实船中测得的转速、进速(航速)、推力 P 、旋转扭矩 T 折算到实验室模拟桨毂上,表 1 所示为折算后加载台架单桨叶受力值。

表 1 实船桨与模型桨参数对比表

Tab.1 Parameter comparison table between real propeller and the model

	最高转速 / $r \cdot \min^{-1}$	桨径 /m	推力 /kN	旋转 阻力 /kN	离心力 /kN	转叶扭矩 /kN·m	航速 /kn·h ⁻¹
实船	205	4.8	±302	188	1 020		30
模型	205	2.9	±40	25	140	±47	30

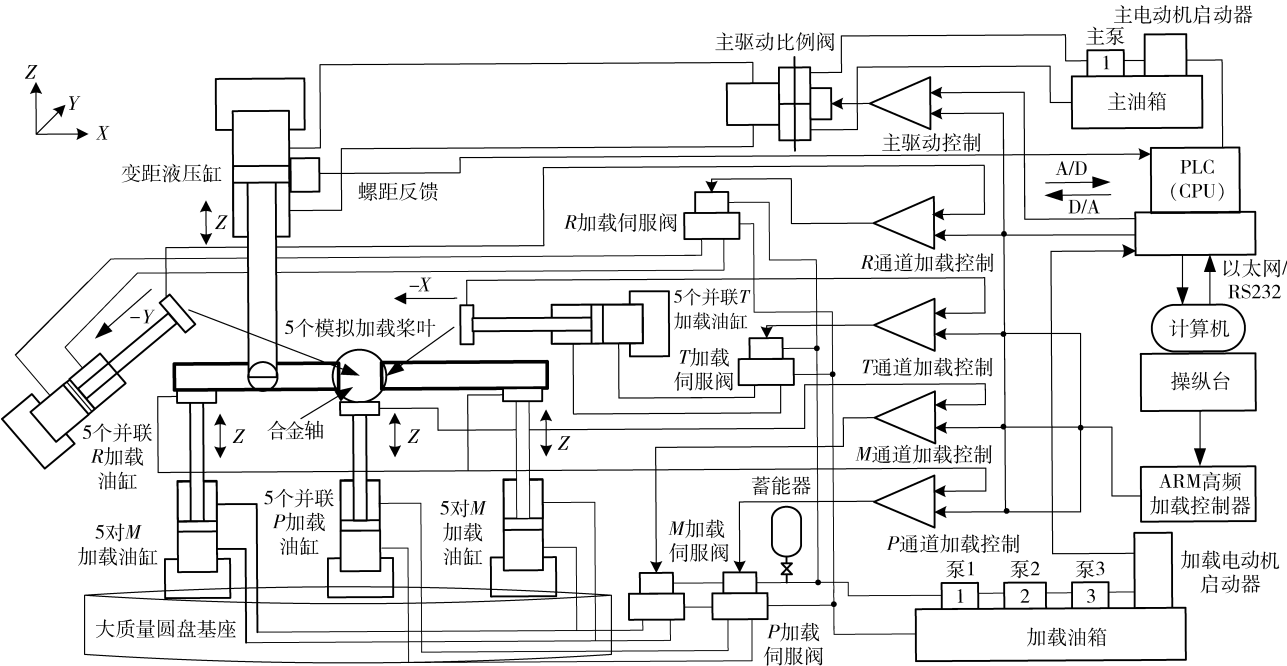


图 2 电液伺服加载系统结构原理图

Fig.2 Structure schematic of electro-hydraulic servo loading system

螺旋桨在水中旋转时,伴流场的不均匀性使桨叶受到交变脉动载荷作用^[4],除离心力载荷外,其他载荷在上述载荷值的基础上叠加一个交变脉动载荷。伴流场的大小和不均匀性因船而异,按美国海军规范(DOD-P_24562A.1982)规定,在不明确交变分量时,载荷交变部分为平均值的±40%,频率为轴频率和叶频^[5]。

1.2 试验台工作原理

CPP 桨毂机构电液伺服加载试验台是在实验室条件下模拟螺旋桨在水中旋转时所受的各种载荷,对桨毂机构进行加载试验,其结构原理如图 2 所示。系统由主驱动系统与加载系统组成,主驱动系统是由比例阀和桨毂调距液压缸组成的电液伺服位置控制系统,用于控制桨叶螺距的位置变化。其余部分为加载系统,用于模拟螺旋桨在不同螺距和转速下所受推力、旋转阻力、转叶扭矩和离心力载荷,通过 5 个模拟桨叶加载架施加在被加载桨毂上。CPP 加载系统由 4 个通道的电液伺服阀、低摩擦加载液压缸、加载控制器和压力传感器构成。其中,推力 P 、旋转阻力 T 和离心力 R 加载液压缸分别为 5 个并联,由不同通道的伺服阀控制,转叶扭矩 M 加载液压缸由单独的高频伺服阀控制,2 个扭矩加载液压缸组成 1 组,共 5 组并联。该系统是典型的闭环阀控液压缸力伺服控制系统。操纵台发出的指令控制 4 个通道同步或独立加载。加载方式为静止加载(主动加载)和运动加载(被动加载)。在静止加载时,主驱动系统控制变螺桨螺距不变,4 个加载通道可分别实施主动加载和频率脉动加载;在运动加载

时, CPP 主驱动控制系统驱动桨毂内部调距液压缸活塞运动, 从而通过曲柄盘带动模拟加载桨叶做旋转运动, 改变桨叶螺距。同时模拟桨叶加载架拖动与之相连接的加载液压执行机构一起运动, 此时各通道加载控制系统按照螺旋桨水动力载荷谱, 对模拟桨叶施加动态加载力和力矩, 是典型的被动加载^[6]。

1.3 加载试验台功能

CPP 桨毂机构电液伺服加载试验台除了模拟实船载荷对桨毂机构实施单通道或多通道等基本加载功能以外, 还可以对 CPP 系统进行一些更深入的研究:

(1) 模拟真实海况对模拟桨毂进行加载试验, 研究叶根螺栓在一定预紧力范围内受拉力、切力以及颠覆力矩等静态载荷作用下应力 - 应变的关系, 以及在单向交变外载荷作用下, 对螺栓组动态刚度进行研究。

(2) 模拟实船各种工况对被测桨毂进行加载试验, 确定桨毂壳体的应力分布。

(3) 利用加载试验台进行疲劳性能试验, 即可对桨毂最大承载部件——轴承环, 在受脉动载荷条件下进行微动磨损试验, 也可在变距过程中, 对承载变化载荷作用下的轴承环进行滑动磨损试验^[7-8]。

(4) 利用加载试验台 *M* 液压缸加载, 进行 CPP 液压驱动系统刚度试验研究。

(5) 模拟实船, 利用 *M* 加载液压缸对桨毂调距液压缸施加变载荷干扰力, 从而验证 CPP 阀控液压缸位置伺服高精度控制器受长管道影响, 在变载荷作用下的控制性能^[9]。

上述台架试验除第 2 项外, 其他均为国内首次试验, 其中第 1 项和第 4 项中的螺栓动态刚度试验和液压系统动态刚度试验均未见国外相关报道。

2 CPP 桨毂机构加载装置设计

CPP 加载装置由加载试验台架、加载液压系统和加载电控及检测系统组成。

2.1 加载试验台架

2.1.1 台架结构

如图 3 所示, 加载试验台架包括: 大质量圆盘底座、桨毂、桨毂座、模拟桨叶加载架、叶根法兰、各液压缸连接底座和连接耳座、连接销轴、液压缸支座、加强梁等。

CPP 桨毂机构电液伺服加载试验台采用立式结构, 大质量圆盘底座在试验场地水平放置, 桨毂座置于底座中心, 被加载桨毂尾部朝上倒立竖直联接在桨毂座上。5 个桨叶模拟加载架分别固定安装在桨



图 3 CPP 加载试验台架

Fig. 3 CPP-loading test equipment

毂外侧均匀分布的 5 个曲柄盘上, 如图 4 所示, 每个装在桨毂外的模拟桨叶加载架上悬挂 5 个低摩擦液压缸: 一个沿切线方向水平布置施加旋转阻力加载, 一个沿径向水平布置施加离心力加载, 一个沿轴向垂直布置施加推力加载, 一对沿轴向垂直布置施加转叶扭矩加载。所有加载结构均置于大质量基座上, 外加载荷通过基座转换成内力。

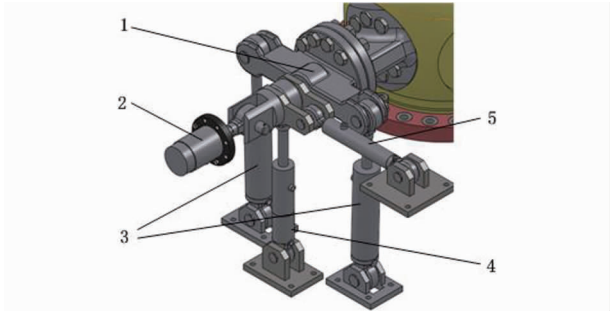


图 4 单桨叶加载液压缸布置示意图

Fig. 4 Arrangement schematic of single-paddle loading hydraulic cylinder

1. 模拟桨叶加载架 2. 离心力加载油缸 3. 转叶扭矩加载油缸
4. 推力加载油缸 5. 旋转阻力加载油缸

2.1.2 关键结构件有限元分析

为了确保关键结构件的强度可靠, 在设计阶段采用有限元方法对重要结构件进行静力强度分析, 以及对关键结构件进行模态分析。

静力分析主要是研究结构受静载荷作用下应力、应变及变形大小等, 检验加载设备本身的性能是否满足设计要求。模态分析是求解多自由度系统自由振动的固有频率和相应振型, 分析其在自由振动时结构所具有的基本振动特性, 避免某种振型发生共振现象。

首先建立实体几何模型, 定义材料属性, 进行网格划分, 完成有限元模型的建立。然后定义分析类型(静力分析或模态分析), 设定约束条件, 施加载荷进行求解, 最后得出计算结果^[10]。在静力分析中主要对结构件应力、应变的分布云图以及最大最小值进行分析, 判断是否满足设计要求。在模态分析中识别出系统的模态参数, 为结构件的振动特性分

析、振动故障诊断和预报以及结构动力特性的优化设计提供依据。

(1) 旋转阻力加载架静力分析

旋转阻力加载液压缸水平放置,一端挂在模拟桨叶加载架上,另一端与图 5 所示旋转阻力加载架连接。液压缸座底部采用 M24 的螺栓与台架基座固定。加载部位为上端的液压缸耳环座。加载力 $T = 25\text{ kN}$,方向水平,该图显示在旋转阻力载荷下的变形情况。表 2 为旋转阻力加载架受力和应变位移,有限元仿真计算与实测值对比基本一致。在最大载荷下安全系数为 2.13,符合设计要求。

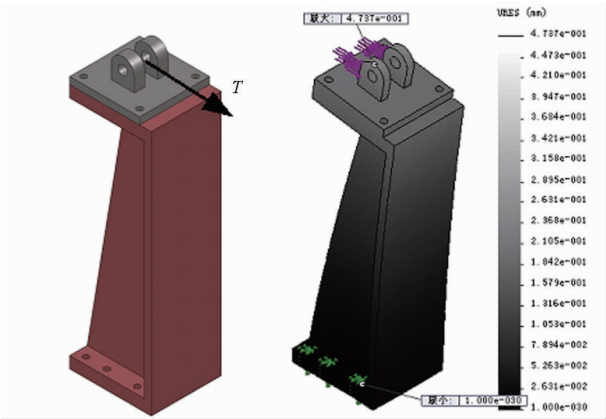


图 5 旋转阻力加载架有限元分析结果
Fig.5 Finite element analysis result of rotational resistance loading frame

表 2 旋转阻力加载架受力-位移仿真实测对比表

Tab.2 Comparison table between simulation and real test of the force and displacement of rotational resistance loading frame

	mm					
载荷力/kN	0	5	10	15	20	25
位移计算值	0	0.095 9	0.191 8	0.287 7	0.383 7	0.473 7
实测值	0	0.091 0	0.181 0	0.267 0	0.365 0	0.473 0

(2) 离心力加载架静力分析

离心力加载液压缸一端连接在模拟桨叶加载架的外端部,另一端固定在图 6 所示的离心力加载架

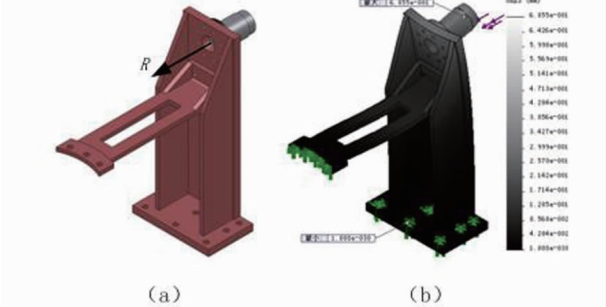


图 6 离心力加载架有限元分析结果
Fig.6 Finite element analysis result of centrifugal force loading frame

(a) 离心力加载架模型 (b) 离心力加载架有限元分析

上。液压缸加载架底部采用 M36 的螺栓与台架基座固定。同时采用加强梁结构,连接在桨毂座上,提高液压缸座的抗弯强度。加载部位为上端的液压缸座法兰面。加载力 $R = 140\text{ kN}$,方向水平。图 6b 显示了在离心力载荷下的变形情况。表 3 为离心力加载架受力和应变位移,有限元仿真计算与实测值对比基本一致。在最大载荷下,安全系数为 2.4,符合设计要求。

表 3 单个离心力加载架受力-位移仿真实测对比表
Tab.3 Comparison table between simulation and real test of the force and displacement of single centrifugal force loading frame

	mm					
载荷力/kN	0	30	60	90	120	140
位移计算值	0	0.135 8	0.271 6	0.407 4	0.570 4	0.685 5
实测值	0	0.114 0	0.212 0	0.343 0	0.496 0	0.575 0

(3) 大质量圆盘基座静力分析

大质量圆盘基座是整个加载系统所有载荷形成内力的部分,各加载液压缸的缸座通过螺纹孔连接在基座上。如图 7a 所示为单桨叶受载的 P 、 T 、 R 、 M 等载荷作用在基座上的位置,即螺钉孔部分。5 组载荷分布呈五角星形对称分布,通过计算,各螺钉孔的加载力大小为 $R = 40\text{ kN}$,方向向上, $T = 30\text{ kN}$,方向向上, $M = 10\text{ kN}$,左侧向下,右侧向上, $P = 10\text{ kN}$ 方向向上。图 7b 为大圆盘基座有限元计算加载受力变形图,加载后外边最大位移小于 0.8 mm。安全系数为 3.2,符合设计要求。

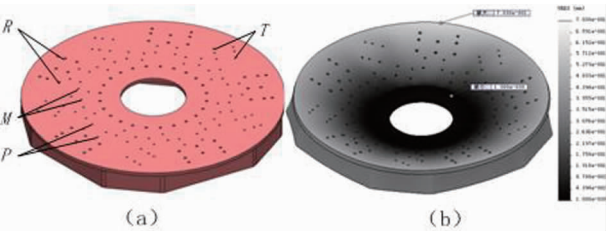


图 7 大质量圆盘基座有限元分析结果
Fig.7 Finite element analysis result of disc-base
(a) 基座模型 (b) 基座有限元分析

(4) 模拟桨叶加载架模态分析

表 4 给出了模拟桨叶架有限元模态计算结果,从表中可以看出,在 5 个基本振型中,最小固有频率为 154.79 Hz,大于最高的加载频率 100 Hz,避免了系统共振的发生。

2.2 阀控液压缸力加载控制系统

整个加载系统包括推力 P 、旋转阻力 T 、离心力 R 和转叶扭矩 M ,4 个通道的电液伺服加载系统。以推力 P 加载为例,图 8 为阀控液压缸加载驱动力控制系统示意图,系统由液压缸、伺服阀、放大器及压力传感器等元件组成。

表 4 模拟桨叶加载架模态分析结果

Tab. 4 Modal analysis results of imitating paddle-loading frame

模态编号	频率/Hz	周期/s
1	154.79	0.006 460 4
2	200.09	0.004 997 8
3	206.93	0.004 832 5
4	239.59	0.004 173 9
5	256.26	0.003 902 2

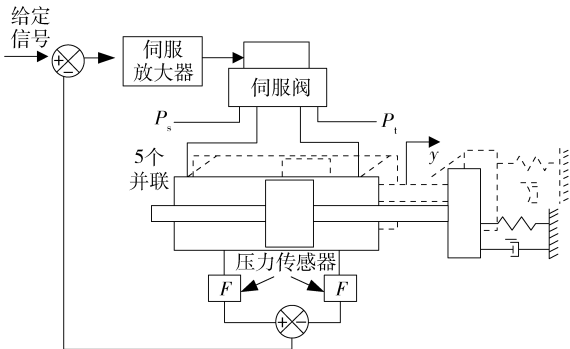


图 8 阀控液压缸加载驱动力控制系统

Fig. 8 Valve-controlled hydraulic cylinder loading force control system

图 9 为推力 P 加载力控制系统使用 AMESim 软件进行建模仿真的原理图和驱动力闭环控制系统伯德图。泵排量 90 mL/r, 电动机转速 1500 r/min, 系统压力 28 MPa, 液压缸活塞直径 80 mm, 活塞杆直径 45 mm, 输入力控制信号为正弦信号。由仿真可知,

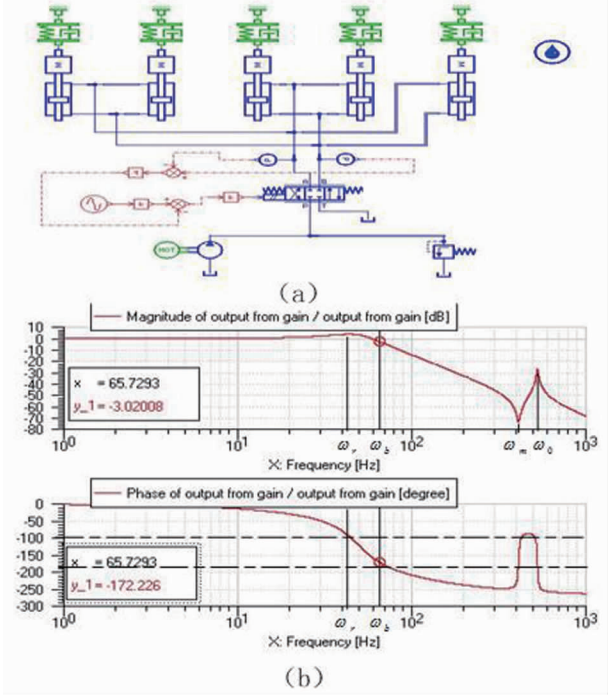


图 9 推力 P 加载力控制系统 AMESim 仿真图

Fig. 9 AMESim simulation schematic of push force loading control system

(a) 加载系统 AMESim 仿真原理图 (b) 仿真伯德图

随着增益 K 增大, 系统带宽不断增加。系统谐振频率 ω_r 约 43.7 Hz, 在 -3 dB 带宽 ω_b 约 65.7 Hz, 在 ϕ_{-90} 相位滞后的频率响应为 42.4 Hz, ϕ_{-180} 相位滞后的频率响应为 69.2 Hz, 系统具较好的动态响应, 满足试验要求。

图 9b 中 ω_m 、 ω_0 分别为负载弹簧与质量构成的固有频率和液压弹簧、负载弹簧与质量构成的固有频率, 负载弹簧刚度远大于液压弹簧刚度, 系统稳定性较好。

该加载系统推力 P 加载频宽设计要求为 16 Hz, 故在满足系统频带要求条件下, 可适当降低系统增益 K 以提高系统稳定性。

2.3 电控和检测系统

CPP 电液伺服加载装置电控和检测系统的组成如图 10 所示, 由操纵台、加载中心控制箱、ARM 控制器、电动机启动器、伺服阀组、各种传感器、NI 数据采集系统和应变数据采集系统组成。包含 S7-300PLC 的加载中心控制箱和 ARM 高频加载控制器是整个电控系统的核心单元。该加载系统有 3 种工作模式: 手动加载、自动加载和高频脉动载荷加载。其中手动加载和自动加载由 PLC 负责完成, 高频脉动载荷加载由 ARM 控制器完成。3 种加载功能之间的转换通过操纵台上的模式选择旋钮完成。操纵台是实现加载系统人机交互的界面, 它完成加载控制、数据采集和处理、计算机上图形实时显示和保存等, 还可以对设备工作状态进行指示灯显示与报警。NI 数据采集系统主要采集位移、压力、温度等信号, 进行处理后实时图像显示并保存。应变数据采集系统用于对螺栓上应变片的测量和数据采集, 并在计算机上实时显示并保存。

3 CPP 桨毂机构加载试验台试验

CPP 桨毂机构电液伺服加载试验台是在陆地条件下模拟桨毂调距机构在实船海况下所受各种载荷, 主要针对桨毂机构、液压和电控系统进行模拟试验研究, 其中桨毂机构是舰船动力系统承受载荷的关键部件^[11]。

3.1 载荷模拟试验

图 11~13 分别为静态加载、动态加载和交变载荷加载试验曲线, 图中虚线为加载目标值, 实线为实际载荷测量值。

静态(稳距)加载试验: 见图 11, 保持螺距不变, 分别实施推力 P 、转叶扭矩 M 、旋转阻力 T 、离力 R 加载, 静态加载精度均小于 1%。

动态(调距)加载试验: CPP 调距液压缸活塞在调距运动过程中, 各个力按载荷谱设定值进行跟踪

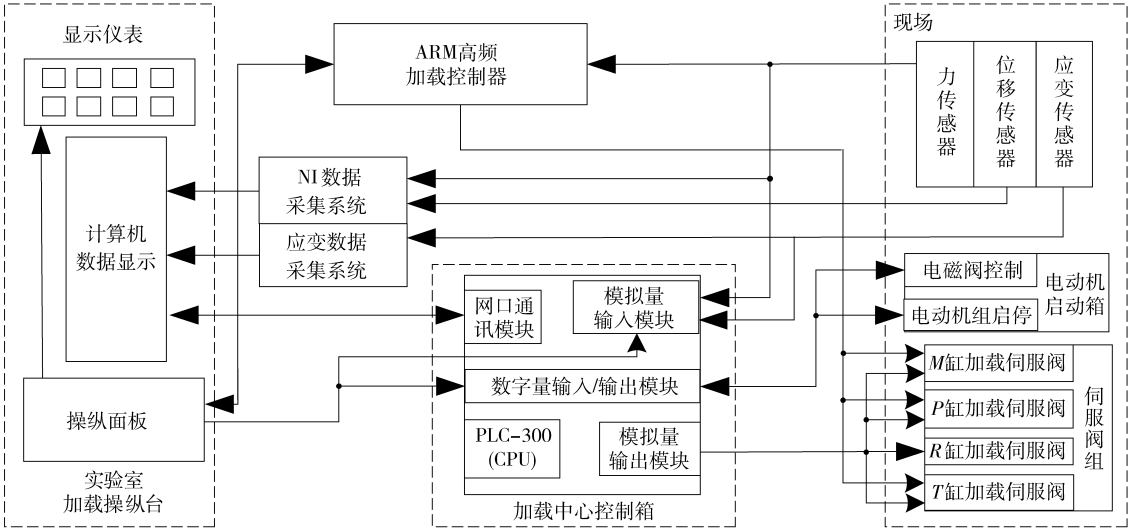


图 10 电液伺服加载装置电控和检测系统原理图

Fig. 10 Electric control and detection system schematics of electro-hydraulic servo loading

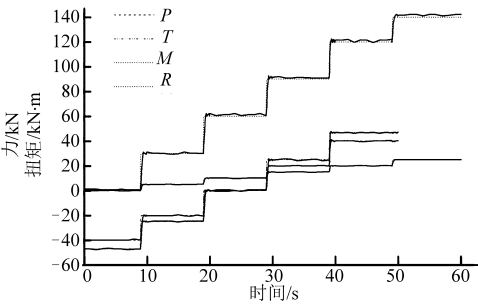


图 11 CPP 静态加载压力试验曲线

Fig. 11 Testing curve of CPP static loading pressure

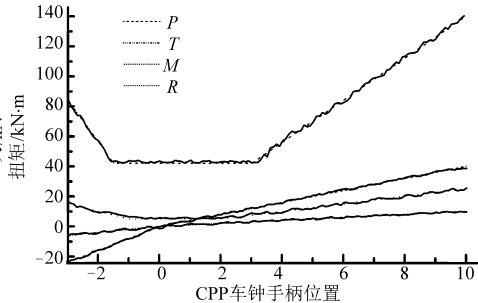


图 12 CPP 动态加载试验曲线

Fig. 12 Testing curve of CPP dynamic loading

加载,见图 12,各加载控制精度均小于 5%。

交变载荷加载试验:调距液压缸活塞静止时,按给定的幅值和频率进行单向交变加载。图 13 所示为 0.5 s 的加载波形图,其中推力 P 和旋转阻力 T 的加载频率均大于 16 Hz,转叶扭矩 M 的加载,在提高控制增益后,其加载频率不低于 50 Hz,满足试验要求。

3.2 桨毂叶根螺栓加载试验

以叶根螺栓联接静态加载试验为例。桨叶在水中旋转时受到外载荷力和力矩作用,通过叶根法兰传递到桨毂机构,叶根法兰与桨毂机构的曲柄盘采用高强度螺栓联接。通过对叶根螺栓组中单个螺栓

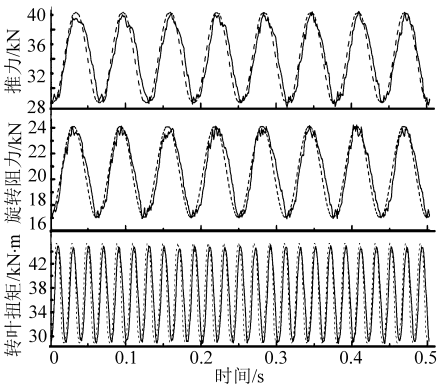


图 13 交变载荷加载试验曲线

Fig. 13 Testing curve of alternating load

的试验数据分析,确定螺栓所受轴向拉应变和工作载荷关系,进一步验证在一定预紧力作用下工作载荷、螺栓连接相对刚度和螺栓受拉应力-应变之间的关系。

图 14 中 F_0 为预紧力, F 为轴向工作载荷, F_1 为在工作载荷下施加到螺栓上的载荷, F_L 为螺栓所受总载荷。 C_1 为螺栓刚度, C_2 为联接件总刚度, $C_1/(C_1 + C_2)$ 为螺栓相对刚度, λ_1 为螺栓在一定预紧力条件下的变形量, λ_2 为联接件在一定预紧力条件总变形量, $\Delta\lambda$ 为在工作载荷下的螺栓和联接件变形的变化量。在一定预紧力作用下,工作载荷 F 与螺栓所受拉应变力 F_1 的关系^[12]为

$$F_1 = C_1 / (C_1 + C_2) F \tag{6}$$

其中

$$F_1 = E \varepsilon A / (1 - \mu^2)$$

式中 E ——螺栓弹性模量

μ ——泊松比 A ——螺栓杆截面积

ε ——螺栓应变^[13]

图 15 所示为离心力工作载荷 F 在 0 ~ 140 kN 范围变化时单个螺栓应变曲线。图中显示螺栓组中

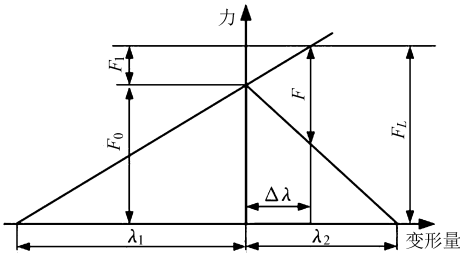


图 14 螺栓与被联接件受力变形关系

Fig. 14 Relation of force and deformation of bolts and connected components

的单个螺栓在有预紧力和无预紧力两种状况下，离心力工作载荷与螺栓变形关系，试验表明，在一定预紧力条件下，螺栓变形量与螺栓联接的相对刚度有关，螺栓相对刚度越低，其在受相同工作载荷作用的应变越小，降低螺栓刚度或提高螺栓被联接件刚度可降低在外工作载荷作用下螺栓应变的变化量。

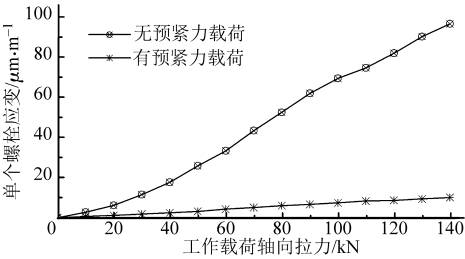


图 15 外载荷-螺栓应力应变关系曲线

Fig. 15 Relation of stress and strain of external load and bolts

3.3 CPP 液压驱动系统刚度试验

3.3.1 CPP 液压驱动系统闭环静态刚度试验

以 CPP 液压驱动系统闭环刚度试验为例。通过转叶扭矩 M 加载液压缸对调距液压缸活塞施加力，在调距液压系统闭环控制状态下研究外载荷力与调距液压缸活塞位移关系。

CPP 外载荷力 F 和调距活塞位移 Y 的闭环传递函数为^[14]

$$\frac{F}{Y} = -\frac{K_v A_p^2}{K_{ce}} \left(\frac{s^2}{\omega_{nc}^2} + \frac{2\zeta_{nc}}{\omega_{nc}} s + 1 \right) \quad (7)$$

式中 A_p ——活塞杆有效面积

K_v ——系统开环总增益

K_{ce} ——系统总流量压力系数

CPP 液压控制系统为电液闭环位置伺服系统，通过施加转叶扭矩加载，测得液压系统闭环静/动态刚度。

表 5 为调距系统静态刚度试验数据，液压油内含有气体，故理论和实测值有一定偏差。

3.3.2 CPP 液压驱动系统闭环动态刚度试验

图 16 所示为模拟调距桨在最大正车和最大倒车处时，调距液压缸所受单向交变载荷受力示意图。

图 17 为调距桨阀控液压缸闭环动态刚度特性

表 5 CPP 系统闭环静态刚度试验结果

Tab. 5 Test results of closed loop static stiffness

		of CPP system							mm
$M/\text{kN}\cdot\text{m}$	-47	-30	-10	0	10	30	47		
理论位移	0.270	0.172	0.057	0	0.076	0.227	0.356		
实测位移	-0.340	-0.300	-0.160	0	0.170	0.330	0.410		

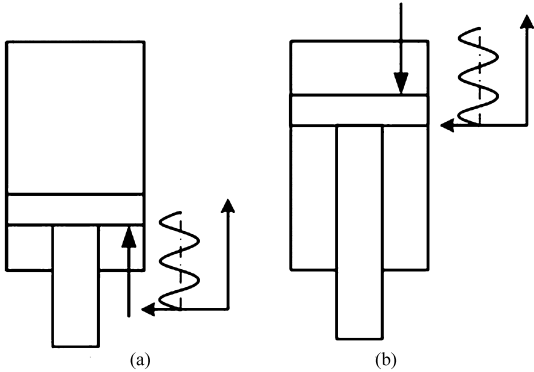


图 16 调距液压缸受力示意图

Fig. 16 Force schematic of hydraulic cylinder with variable stroke

(a) 最大正车 (b) 最大倒车

试验曲线图。试验中，闭环系统在低频时的闭环动态刚度较理论值偏小，主要是由于调距桨液压模拟管道较长、调距比例阀频响较低和油液中含有气体等原因。并且，调距液压缸为不对称液压缸，调距活塞在不同位置以及沿活塞杆伸出和收缩方向的液压刚度均不相同，故调距桨在最大正车和最大倒车时其闭环系统动态刚度也不同。

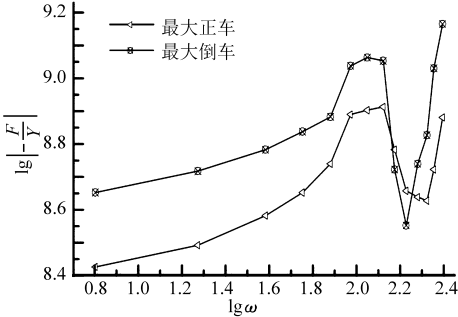


图 17 CPP 系统闭环动态刚度试验曲线

Fig. 17 Test curve of closed-loop dynamic stiffness of CPP system

3.4 CPP 高精度螺距控制试验

在 CPP 控制系统中，由于桨叶转动惯量大，电液比例阀到调距液压缸的传输油管长以及调距液压缸负载压力变化等因素，直接影响到螺距控制系统的性能和精度。此外，螺距的微小变动也会引起主机功率产生很大变化，这些都局限了新型控制器在实船上的应用。CPP 加载试验台为新控制器在实船上的应用提供了可靠的验证手段。

以压力和温度信号补偿螺距反馈误差试验为

例。在 CPP 控制系统中,螺距位置通过连接调距液压缸活塞的长油管路获得。油管内液压油压力和温度的变化引起油管轴向和径向变化,其中轴向变形引起的螺距误差为

$$\Delta L = \frac{2v_{st}L}{E_{st}(d_i^2 - d_o^2)}(d_i^2P_{Pi} - d_o^2P_{Po}) + L\gamma_{st}\Delta T_{oil} \quad (8)$$

式中 L ——油管长度

E_{st} ——钢的弹性模量

v_{st} ——伸缩系数

d_o ——反馈管外径

d_i ——反馈管内径

γ_{st} ——钢的热膨胀系数

ΔT_{oil} ——油温变化量

P_{Pi} ——内油管的平均压力

P_{Po} ——外油管的平均压力^[15]

式(8)可简写为

$$\Delta L = c_1P_{Pi} - c_2P_{Po} + c_3\Delta T_{oil} \quad (9)$$

式中 $c_1、c_2$ ——压力变形系数

c_3 ——温度变形系数

外加转叶扭矩 M 载荷力,引起油管压力变化,

压力信号输入控制器中作为补偿信号,理论计算出随油管压力变化的补偿误差,控制调距液压缸活塞跟随补偿误差运动,从而在加载试验台上间接验证补偿的控制效果。忽略温度影响,长 70 m 的油管,压力变化 5 MPa,变形误差约 1 mm,相对于螺距角误差 0.33°。

4 结束语

CPP 桨毂机构电液伺服加载试验台已通过验收,并投入使用,各项性能指标均达到设计要求,完成了桨毂机构在实验室条件下受水下真实载荷的复现。本文研制的加载装置结构紧凑、功能强大、稳定性高、操纵方便,能对桨毂机构进行静态、动态以及交变载荷加载,满足新型 CPP 装置研制的各项试验功能需求。本文对加载系统的结构进行了创新设计,对关键结构件进行了有限元仿真分析,对加载阀控缸力控制系统进行了 AMESim 仿真,并对加载系统的电控和检测部分的结构和功能做了描述,通过几项加载载荷试验,进一步说明该加载试验台架所具有的试验功能。

参 考 文 献

1 Jessup S D, Boswell R J, Nelka J J. Experimental unsteady and time average loads on the blades of the CP propeller on a model of the DD-963 class destroyer for simulated modes of operation [R]. David W Taylor Naval Ship Research and Development Center Report 77-0110,1977.

2 Drenth B W. Reliability of controllable-pitch propellers[J]. International Shipbuilding Progress, 1972,220(19): 415~425.

3 盛振邦,刘应中. 船舶原理:下册[M]. 上海:上海交通大学出版社,2004.

4 周心桃,段宏,赵耀. 螺旋桨脉动压力的分析推算[J]. 舰船科学技术,2005, 27(1): 24~27.

Zhou Xintao, Duan Hong, Zhao Yao. Analysis and calculation of propeller-induced hull pressure [J]. Ship Science and Technology,2005,27(1):24~27. (in Chinese)

5 NAVY DOD-P-24562 A-1982. Propellers ship conteollable pitch (metric) [S]. 1982.

6 刘晓东. 电液伺服系统的多余力补偿及数字控制策略研究[D]. 北京:北京交通大学,2009.

7 Milinko Godjevac. Wear and friction in a controllable pitch propeller[D]. Uitgeverij BOXpress, Oisterwijk, The Netherlands ISBN 978-90-8891-136-1, 2009.

8 Godjevac M, van Beek T, Grimmeliu H T. Prediction of fretting motion in a controllable pitchpropeller during service[J]. Proc. IMech E, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, 2009, 223(7): 541~560.

9 靳保全. 电液位置伺服控制系统的模糊滑模控制方法研究[D]. 太原:太原理工大学,2010.

10 (美)莫维尼. 有限元分析:ANSYS 理论与应用[M]. 2 版. 王崧,等,译. 北京:电子工业出版社,2005.

11 薛红军,谢清程,周剑平,等. 某型调距桨装置桨毂强度有限元分析研究[J]. 船舶工程,2007,29(1),28~30.

Xue Hongjun, Xie Qingcheng, Zhou Jianping, et al. Finite element analysis of hub strength of a certain CPP [J]. Ship Engineering, 2007,29(1):28~30. (in Chinese)

12 Rao Gang,Wei Guoqian. Inversion of pretightening force on bolts by FEA and its application[C]//2010 International Conference on IEEE, Electrical and Control Engineering (ICECE), 2010:2 824~2 827.

13 (法)阿弗里尔. 实验应力分析手册[M]. 北京:机械工业出版社,1985.

14 李洪人. 液压控制系统[M]. 北京:国防工业出版社,1981.

15 Dullens F P M. Modeling and control of a controllable pitch propeller[D]. Eindhoven, Netherlands; Eindhoven University of Technology, 2009.

Therefore, the 6UPS – UPU parallel robot with redundant actuation is taken as an example, and the velocity and acceleration of the driving links, constraint link and moving platform were analyzed. Partial velocity and partial angular velocity were introduced to establish the system dynamic equation using Kane equation. The target of minimizing the instantaneous maximum driving force was proposed and the weighted least square method was used to distribute the driving force; driving force of each leg was obtained by numerical calculation under the condition of given trace. The mode that combination of DSP controller and motion controller was used to improve the real-time of driving force coordinate distribution, and then control of the redudant driving force was realized. The experimental results show that the instantaneous maximum driving force is obviously decreased, and the driving force distribution becomes more balanced under the influence of the redudant driving force. Consequently, the method and the strategy proposed are effective.

Key words: Redundant actuation Parallel robot Dynamic modeling Driving force coordinate distribution



(上接第 320 页)

CPP Hub Electro-hydraulic Servo Loading Test Bench

Gui Zhongdong^{1,2} Ding Fan¹ Yuan Ye¹ Li Youce² Liu Shuo¹ Man Zaipeng¹
(1. *State Key Lab of Fluid Power and Mechatronic Systems, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China*
2. *704th Research Institute, China Shipbuilding Industry Corporation, Shanghai 200031, China*)

Abstract: A novel electro-hydraulic servo hub machine loading test bench for controllable pitch propeller (CPP) was presented. Thrust, rotational resistance, centrifugal force and rotary vane torque generated by CPP in water at different pitch, rotational speed and speed can be imitated through a multi-channel electric hydraulic force (torque) servo control system. The servo control system could apply static, dynamic, pulsating load or variable load according to a loading spectrum to the hub. A vertical structure was utilized for the loading system, with a massive disk as the foundation bed. The loaded hub was installed upside-down in the center of the disc. Finite element analysis for the key parts of test bench was conducted, as well as the frequency response analysis of electro-hydraulic servo loading system. The experiments demonstrated that the loading test bench could meet the variety of load requirements.

Key words: Controllable pitch propeller Hub Electro-hydraulic servo loading Test bench