

中国造船工程学会船舶力学学术委员会
第五届仪器仪表及测试技术
学术讨论会

論 文 集



1991

中国造船编辑部

U661-53

273-15

91.5

目 录

1. 船池阻力试验测试系统的研制 张大中 唐桂兰 戴富林 (1)
2. 浮箱式船舶下水新方案模拟试验研究
. 王少新 滕叙充 林香山 倪少玲 吴玉明 (9)
3. 船模首前伴流场测试方法研究 陆小刚 (18)
4. 民用飞机水面迫降水池试验测试系统 贺新庆 朱锡荣 (22)
5. TY-1 数字膛压测量仪的研制 吴 东 (31)
6. 船用倾斜仪 赵立峰 谈政红 贾继锋 俞宝棣 (38)
7. 浅水测波仪 胡建农 冯国俊 孙竹平 王重衡 方福生 (44)
8. 葛洲坝大江航道试验航行中船队编队系结力及闸室内船队定位系结力的
测试和评估 戴卫平 (50)
9. 转盘测角机构 许文祥 张芦生 潘永宁 (70)
10. 自适应船模自航试验机构 王志勇 (77)
11. 艏压液板的驱动与测力装置 周庆根 王 波 田剑杰 (82)
12. 关于实船轴马力测试技术与测试精度的研究 王 波 (95)
13. 循环水槽水面加速方案的试验研究 毕 毅 郝亚平 (105)
14. 噪声与脉动压力的信号特征及其采集处理 胡天群 (112)
15. 微机和瞬态波形存储器在空化实验室的应用 沈 浩 (122)
16. 新型毕托管——水柱传感的测量仪 石 ~~修~~ ~~东~~ ~~有~~ 润 还育源 (136)
17. 长江三峡升船机厢内停泊条件的动态模拟试验研究 姚美旺 (146)
18. SJTU-PMM 测力传感器性能介绍 ~~石修东~~ 岳 麟 (157)
19. IBM/PC-XT 计算机高速采集系统——~~石修东~~ ~~Direct~~ Memory
Access) 存储的直接存取采集系统 李月莲 (165)
20. 智能化摇摆试验台控制系统
. 冯铁城 陶尧森 袁 膺 张海昆 廖名声 冯延军 (173)
21. 电测系统中主要电干扰分析及其抑制措施 顾海粟 (179)
22. 水池人造不规则波浪的信号生成与试验数据的检测处理
. 周兴邦 余滋红 尤国炫 於家鹏 (187)

- 23. 微机控制“CK—II”型钢弦测功仪·····李长海 周伟波 邵卓惊(191)
- 24. 便携式造波机控制与波浪分析仪···侯泽茂 赵 键 赵 陶 廖德驹(204)
- 25. 潜艇运动参数微机测试系统·····陈 源 杨玉伟(211)
- 26. 大开口船船体薄壁梁模型的模态试验·····吴学仁(220)

船池阻力试验测试系统的研制

张大中 唐桂兰 戴富林

(南京林业大学)

一、成果简要说明及主要技术指标

本成果主要根据船舶流体力学的基本原理、计算公式和试验方法,以Z80微机(8位、64K)为主体,研制相应的硬件、软件及机械机构,使其成为一套由微机控制的自动化数据采集分析处理系统。其主要特点、性能指标简介如下:

1. 硬件上集定时/计数、A/D、并行口于一体,既降低了成本,又提高了可靠性。
2. 软件采用BASIC和汇编语言混编,既发挥了汇编语言快速、实时、中断的特点,又发挥了BASIC语言便于处理、可读性好的优点。
3. 试验数据用12条回归曲线优选,并给出明确的误差范围。
4. 把造船界成熟的理论和经验成功地移用到林业科技。
5. 系统不仅适用于船舶、木排模型阻力试验,其基本原理和方法同样也能用于其它有关的阻力试验以及多因素瞬间变化关系的试验。

6. A/D: $-5V \sim +5V$ 6路, $0 \sim 5V$ 26路

转换时间 $120\mu s$

并行口: 2路8位 定时/计数: 16路

测程精度: $\pm 0.1mm$, 温度: $-10 \sim +40^{\circ}C$

相对湿度: $< 95\%$

其它物理量: 以传感器的精度为标准

采样点数: 在内存范围内可任意选择

试验时间: 每条阻力曲线一般30—60分钟可获得成果资料。

二、组成原理

1. 测速机构: 由直流电源、每转5400个脉冲的MCZ-1型光电脉冲发生器、周长540mm的测程轮和可调立体支架等组成。
2. 测力、测波装置: 由加速度计、拉力传感器、动态电阻应变仪和浪高仪组成。
3. 微机及外围接口电路: 由夏普MZ-731微机及自行设计的Z80CTC、Z80PIO、ADC0809等接口组成。

系统原理图见图 1.

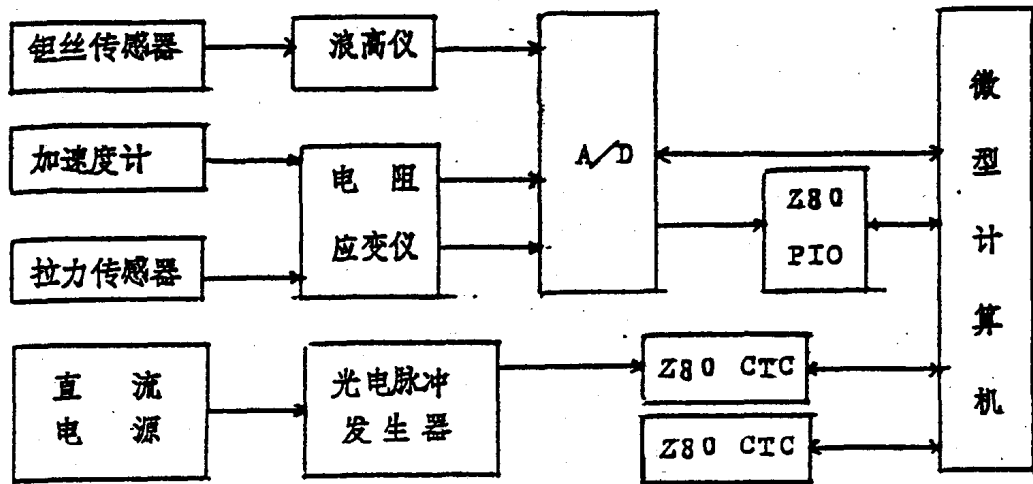


图 1 系统原理图

三、主要计算公式

1. 静水阻力试验

(1) 模型运行总阻力 $R_m = F_m - ma$ (牛顿)

式中 F_m ——拖车对模型的牵引力 (牛顿)

m a ——模型质量 (公斤)、加速度 (米/秒²)

(2) 模型的摩擦阻力 $R_{fm} = C_{fm} \frac{1}{2} \rho_m S_m V_m^2$ (牛顿)

式中 ρ_m ——淡水密度 (公斤/米³)

C_{fm} 、 S_m 、 V_m ——模型的摩擦阻力系数、湿表面积 (米²)、速度 (米/秒²)

(3) 模型的剩余阻力或形状阻力 $R_{rm} = R_m - R_{fm}$ (牛顿)

(4) 实型的摩擦阻力 $R_{fs} = (C_{fs} + \Delta C_f) \cdot \frac{1}{2} \rho_s \cdot S_s \cdot V_s^2$ (牛顿)

式中 ρ_s ——15°C时海水密度或淡水密度 (公斤/米³)

ΔC_f ——实型粗糙度附加值 (船为 0.0004, 排为 0.0014)

C_{fs} ——实型的摩擦阻力系数

S_s 、 V_s ——实型的湿表面积 (米²)、航速 (节)

(5) 实型的剩余或形状阻力 $R_{rs} = \frac{L^3 \cdot \rho_s}{\rho_m} \cdot R_{rm}$ (牛顿)

式中 L ——实型与模型的尺度比

(6) 实型的总阻力 $R_{ts} = R_{rs} + R_{fs}$ (牛顿)

(7) 实型的有效功率 $E_s = \frac{R_{ts} \cdot V_s}{1051.27}$ (瓦)

2. 迎浪阻力增加试验

(1) 模型在波浪中增加的平均阻力 $R_a = R_w - R_s$ (牛顿)

式中 R_w —— 造波条件下试验中的模型阻力 (牛顿)

R_s —— 同一速度下静水试验中的模型阻力 (牛顿)

(2) 模型在波浪中阻力平均增值的无因次系数

$$r_a = \frac{R_a \cdot L \cdot L_s}{P_m \cdot g \cdot B^2 H^2}$$

式中 g —— 重力加速度 (米/秒²)

L_s 、 B 、 H 实型水线长 (米)、宽度 (米)、波浪幅值 (米)

$$(3) \text{ 实型对应的波浪频率 } W = \frac{\sqrt{g^2 + 4V_m g W_e} - g}{2V_m \sqrt{L}}$$

式中 W_e —— 模型与波浪间的遭遇频率 (弧度/秒)

$$(4) \text{ 不规则波中实型阻力总平均增值 } \overline{R_a} = 2L \int_0^\infty \frac{R_a}{H^2} S_n(\omega) d\omega \quad (\text{牛顿})$$

式中 $S_n(\omega)$ —— 风浪谱密度 (米²·秒)

$$(5) \text{ 不规则波中实型有效功率平均增值 } \Delta E_s = \frac{\overline{R_a} V_m \sqrt{L}}{102.04} \quad (\text{瓦})$$

3. 用于回归优选的12个公式

$$(1) y = A + Bx$$

$$(7) y = \frac{1}{A + Be^{(-x)}}$$

$$(2) y = \frac{x}{Ax + B}$$

$$(8) y = A + Bx^2$$

$$(3) y = Ax^B$$

$$(9) y = A + Bx^3$$

$$(4) y = Ae^{Bx}$$

$$(10) y = A + B\sqrt{x}$$

$$(5) y = Ae^{B/x}$$

$$(11) y = A + B\sqrt[3]{x}$$

$$(6) y = A + B \ln x$$

$$(12) y = A_0 + A_1 x + A_2 x^2 + \dots + A_k x^k \quad (k < N)$$

N —— 测得的数据对个数

四、软件简介

以汇编语言编写实时控制采样子程序。可按照定时中断方式采样,任意设定时间;也可按照定程计数中断方式采样,任意设定拖车行进路程。用 BASIC 语言反复调用汇编子程序,数据处理则运用 12 条回归曲线进行优选,找出其中标准差最小的一条进行绘图打印。各信号采样不仅可瞬时同步进行,而且在试验现场可迅速获得处理后的成果资料。由于在硬件上已将 2 片 Z80 CTC 芯片的各通道进行串联,既减轻编程难度又使

计数扩大到 256^2 个。源程序流程见图 2、图 3、图 4。

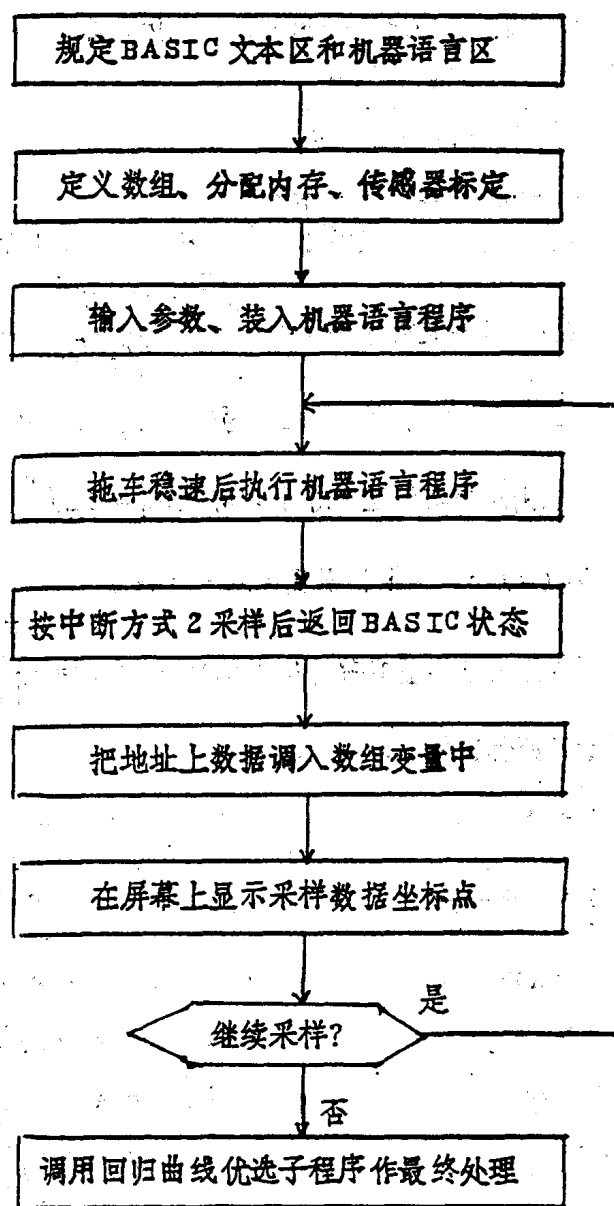
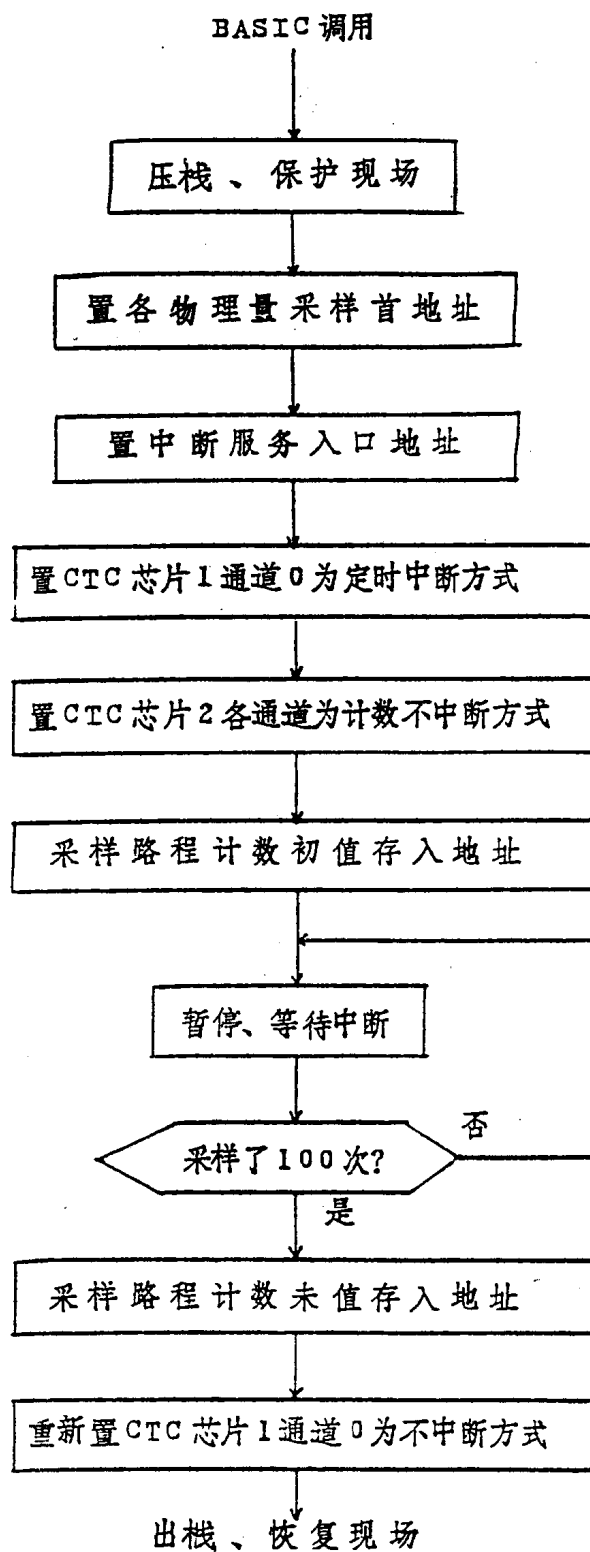


图 2 BASIC 源程序流程图



返回 BASIC 状态

图3 汇编主程序流程图

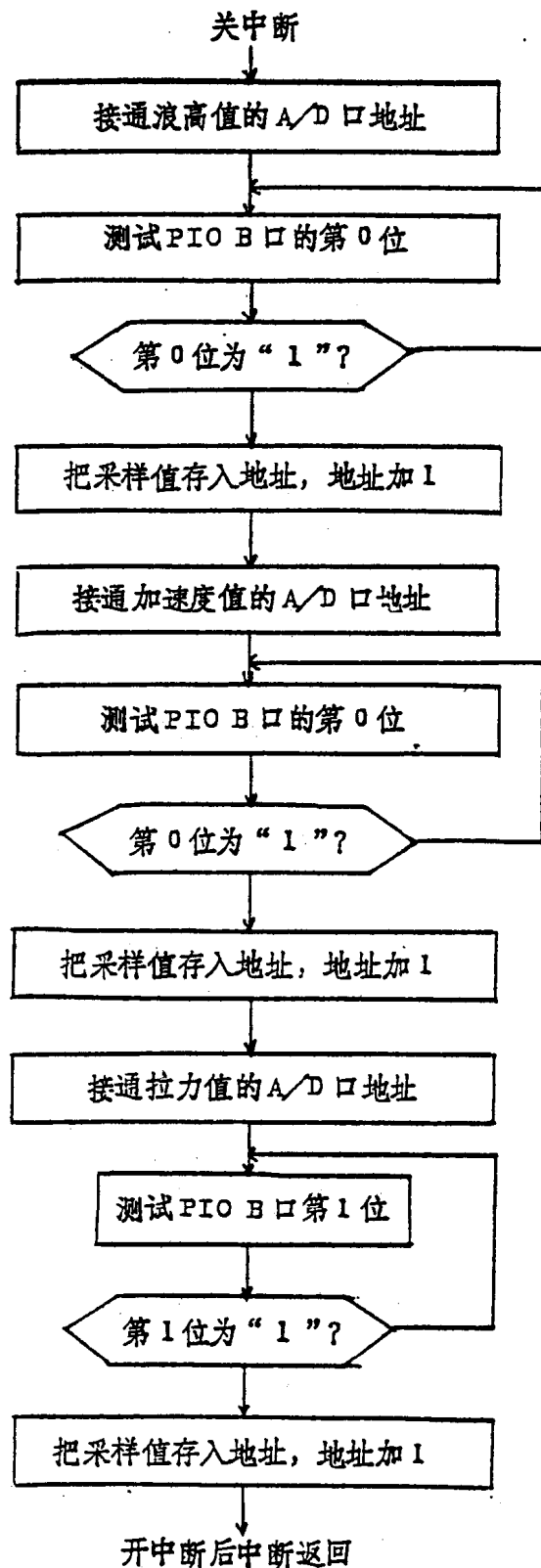


图 4 中断服务程序流程图

五、应用情况

系统研制已于1990年初完成并于1990年5月获林业部部级鉴定。先后在青岛渔业工程研究所设计的SD825渔船模型阻力试验、四川省长江木材调运局编扎的平行木排运行阻力试验和福建省船舶技术研究所设计的沙溪河机动驳船模静水阻力试验中得到应用,1990年10月又在中国船舶科学研究中心01水池对该系统进行试用,均取得满意的预期效果,得到了上述单位的一致好评。为节约篇幅,现仅列出沙溪河机动驳船模静水阻力试验过程中自动完成的有关曲线。见图5、图6。

其中: +、○、×——吃水0.5米、0.6米、0.8米三种状态

V_m ——船模速度(m/s)

R_m ——船模运行阻力(牛顿)

V_s ——实船航速(节)

P——有效功率(千瓦)

六、结束语

本系统的研制为船池模型阻力试验提供了先进的测试手段,为试验的自动化、精确化、智能化创出了一条捷径。

在系统研制、试验、应用过程中,曾得到青岛渔业工程研究所陈庆生、孟庆甲、张子元,上海船舶运输研究所张国雄、何惠明、谢奇雄,长江木材调运局吴高明、钟富林、吴炽瑞,中国船舶科学研究中心李定章、王振云、刘根荣、王树义等同志的大力支持和协助,在此表示衷心地感谢。

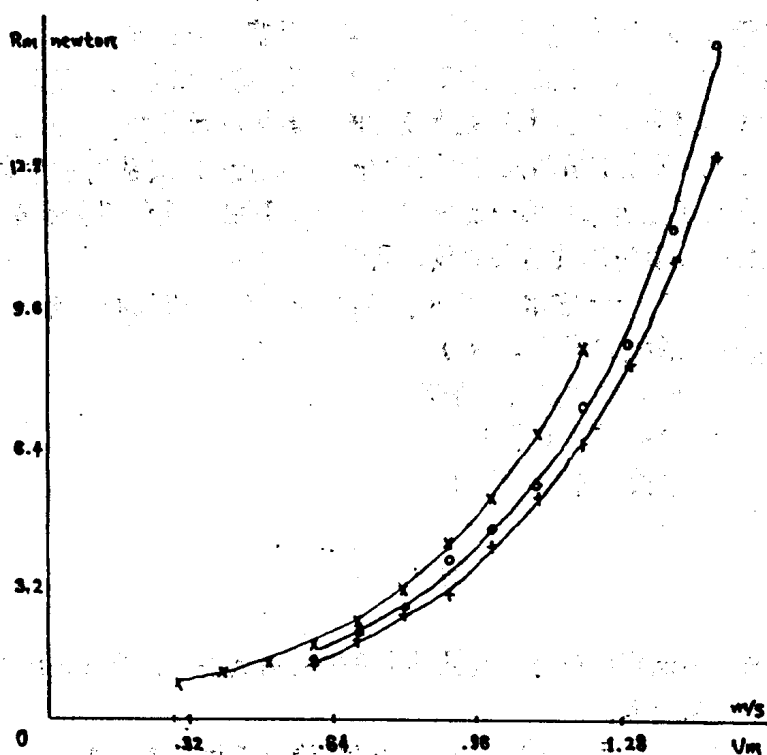


图5 船模静水阻力试验曲线

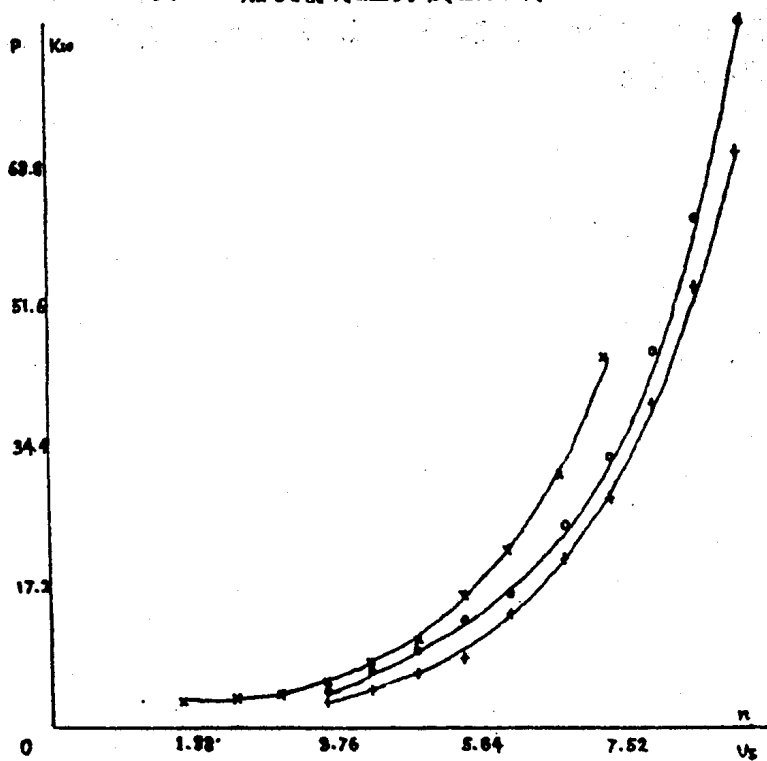


图6 实船有效功率预报曲线

浮箱式船舶下水新方案 模拟试验研究

王少新 滕叙充 林香山 倪少玲 吴玉明
(大连理工大学)

引 言

中船总公司 87 年下达的“××造船厂船坞扩大造船能力研究”课题任务是该厂扩大造船尺度、吨位能力的关键问题之一,对该厂造船能力的扩大具有现实意义。本课题研究是在利用现有船坞水工结构和浮箱,不影响当前生产的特定条件下,充分挖潜,达到扩大船坞造船尺度和吨位能力。通过大连理工大学和该厂的密切合作,做了大量分析研究、理论计算和系列的模拟试验,已探索了以下的可能性:

1. 下水船舶宽度由 32 米增加到 34 米;
2. 将现有两个浮箱刚性连接,增设肩小浮箱时,下水船舶重量由 9500 吨增到 12000 吨。

一般地说,载重量五万吨级船舶在坞门尺度允许时,也可以采用本课题所研究的新方案。

本课题包括下水船体极限要素计算,下水组合体稳性计算,浮箱结构强度计算,浮箱式船舶下水新方案的模拟试验及若干原则工艺建议等内容。

于 1989 年 5 月进行并通过了课题技术评议。现将模拟试验部份介绍如下。

一、新方案的设计思想

该造船厂现有下水船坞一座,下水浮箱 $130 \times 24 \times 3.4$ m 和 $48 \times 24 \times 3.4$ m 各一个。下水船坞坞口呈倒梯形,上口宽 35.5 m,下口宽 28 m。原有下水方案是浮箱驮载着船舶从船坞上台阶移到下台阶,再逐渐抽去坞内水,使浮箱座坞;打开浮箱海底阀,再向坞内灌水,浮箱仍然沉底,船舶浮起,当坞内外水位相等时,打开坞门,拖船出坞。因受坞门尺度限制,下水船舶宽度较小。

新方案设想将船和浮箱在坞内分离改为海上分离,即用浮箱驮运船舶出坞,因坞门呈倒梯形,上口较宽,加上船舶底部升高和半圆弧的有利条件,可望在高潮位时,使宽 35 米左右的船舶顺利出坞。经分析,确认以下三点为新方案实施中的关键问题:

1. 下水过程中,船舶的最大横倾角限制在某安全限度内;
2. 船与浮箱平稳分离,不发生冲击;
3. 浮箱不允许座沉海底,以便安全回收使用。

建议取下述四条作为扩大造船能力的评估标准:

1. 所能安全下水的最大船长;

2. 最大船宽;
3. 船舶下水重量;
4. 船舶重心高度。

其中1、2两条受船型、船坞尺度及下水工艺措施影响,可由厂方有关人员根据实际情况确定。

最大下水重量实际上由浮箱举力决定。

浮箱最大排水量	14.800吨(海水)
浮箱自重	2,096吨
墩木	500吨
浮箱内结构吃水	400吨

故浮箱极限举力为11,800吨,考虑实际工艺措施,极限举力只能为10,000吨,当加有肩小浮箱后,可提高举力到12,000吨。

重心高度对船舶横倾的影响极大,为此选择不同重心高度进行系列的船舶下水模拟试验是本课题的主要内容。

二、浮箱式船舶下水过程模拟

1. 模拟试验条件

(1) 相似参数

设模型缩尺比为 λ ,则有

$$\begin{aligned} L_s / L_m &= \lambda & F_s / F_m &= \lambda^3 \\ P_s / P_m &= \lambda & T_s / T_m &= \lambda \end{aligned}$$

其中 L 、 F 、 P 、 T 分别表示线长度、集中力、压强和时间,下标 s 、 m 分别表示属于实船和模型。

(2) 浮箱模型设计

本试验中确定 $\lambda = 30$

现有浮箱主尺度为

大浮箱 $130 \times 24 \times 3.4$ m,内分隔为15个水密仓;小浮箱 $48 \times 24 \times 3.4$ m,内分隔为9个水密仓。

模型主尺度为

$4.33 \times 0.80 \times 0.113$ m和 $1.60 \times 0.80 \times 0.113$ m

由0.5 mm镀锌板焊接而成。重量,重心高度,分仓结构均按实际模拟。24个水密仓均经过注水试验后,在各仓顶设 $\varnothing 5$ 气孔两个,在底部设 $\varnothing 8.4$ 水孔两个;在浮箱上部加肩小浮箱,以尺度为 $5.933 \times 0.133 \times 0.065$ m两条左右对称布置,自重12公斤,其中两端各1米长为注水浮箱,设有气孔和水孔。

(3) 供试船模的确定

因船厂建造船舶的多样性,难以确定一种最佳典型船模。本试验中选择一条对应实船为长180 m,宽32 m的肥大型油船为供试船模。

2. 浮箱姿态的控制

单个浮箱下沉时稳心高为负值, 如果没有适当控制, 浮箱处于不稳定状态, 有引起船底或海底相碰的危险。本试验采用气泵压气调整浮箱姿态, 为此专门设计制作了一台手动比例控制器, 它由24组三位三通滑阀组成, 分别对应于24个仓。操纵此控制器, 对24个仓按比例进行水位调整, 同时进行纵横倾和升沉控制, 可以方便地控制浮箱姿态。

3. 下水过程的运动状态的测试

测试及控制系统见图1。根据研究下水过程中运动状态的需要测试了如下动态参数:

- (1) 采用TC₃型双向陀螺及笔式记录仪测试船舶的纵、横倾角;
- (2) 采用水下倾角传感器、动态电阻应变仪、笔式记录仪测试浮箱的纵、横倾角;
- (3) 采用沉深传感器测定浮箱沉深;
- (4) 采用水位显示器, 显示浮箱内水位;
- (5) 采用U型压力计, 测定浮箱内气压;
- (6) 采用分离指示器, 指示船体与浮箱分离的时刻。

4. 实验结果

进行了下列状态的组合试验:

- (1) 下水重量11000吨(对应模型重407.4公斤);
- (2) 重心高度分别为4.5, 6.5, 8.5米(距船基线);
- (3) 控制目标纵倾角为 0° , 0.5° , 1.0° , 1.5° ;

浮箱和船模组成下水组合体, 由于稳心高为负值, 其运动状态不稳定的。选择某一重心高度, 控制下水组合体的目标纵倾角为某个角度, 采用手动比例控制器控制浮箱下沉, 下水组合体的横倾角由 0° 很快横倾于某一最大值, 并保持此值下沉, 横倾角随着船模吃水量的增加而减小, 当船模吃水达到一定高度时, 下水组合体的横倾角小逐渐变成 0° , 而舰模平稳下沉, 直至船模和浮箱分离。下水组合体的下沉过程中最大横倾角和船舶重心高度、目标纵倾角的相互关系由图2所表示。加上肩小浮箱可以大大降低横向倾角。图3给出浮箱和船模分离瞬间的浮箱纵倾角和横倾角变化记录, 可见, 浮箱与海底的相碰是可能发生的, 一端相碰是相当严重的。

值得一提的是, 过大地增加纵倾角来限制横倾是没有太大作用的。其主要原因是两个方向的倾角变化速度不同, 当纵倾角尚未有太大变化时, 横倾已达到最大值, 见图4所示。图中纵坐标值分别以目标纵倾角 θ 和横倾角 α 进行无量纲化, 其中 $\bar{\theta}$ 为最大纵倾角, $\bar{\alpha}$ 为最大横倾角。

由上述模型试验预报实际浮箱下水的时间约为50分钟。

为探讨大横倾下船舶与墩木的滑移条件, 专门进行了摩擦系数测定。选用红松木板和10mm船用钢板(涂有防锈漆), 分别在有水和干燥条件下及有无振动干扰条件下进行测试。总的来说, 沾水后木板的摩擦系数比干燥木板稍大一些, 无振动时摩擦系数较离散, 而在有振动干扰下, 其系数较小但相当稳定。无论那种情形, 摩擦系数均大于0.5, 即相当于倾角为 26° 时不会打滑。当然, 这里没有考虑浮箱下沉时, 船体部分入水造成的影响。

5. 结论与存在问题

- (1) 在浮箱现有结构形式下, 最大下水重量为10.000吨;

(2) 加设船上小浮箱后, 下水重量可达12, 000吨;

(3) 在保持某个纵倾角下下沉, 可以限制横内倾角;

(4) 在适当控制下, 船与浮箱的分离是平稳的,

在试验中发现的主要问题是:

(1) 浮箱下沉后, 如果没有适当的控制, 其运动是不稳定的, 将发生冲撞;

(2) 对浮箱的控制需要足够的速度, 否则会使整个下水过程时间太长;

(3) 控制系统的性能是决定新方案是否能实施的关键, 进一步研究提高控制系统的可靠性和自动化程度是必须的。

三、浮箱托扶船舶出坞的过程模拟

该造船厂的下水船坞坞口呈倒梯形, 上口宽35.5米, 下口宽28米。按常规方案出坞, 船宽受到相当限制, 特别在空船重心在前, 尾吃水较大时, 更是如此。

厂方根据实际需要, 提出利用浮箱在船尾部托扶(船舶不离水面), 使船舶呈水平浮态, 同时减少平均吃水, 使出坞最大船宽适当增大, 直接扩大船坞造船能力。

本试验中, 主要以3.5万吨散货船为下水典型船型。该船两柱间长195米, 宽32.2米, 下水重量9412吨, 重心高度8.11米。

该方案的关键也是浮箱与船舶分离时, 船体的横倾大小及浮箱的安全回收。本试验进一步研究了这两个关键问题。

1. 分离过程中船体的横倾

浮箱下沉到浮箱与船底分离过程中安全问题, 对实船来说是非常重要的。为此, 本模拟试验中分别测定了浮箱下沉到浮箱与船底分离过程中船模的纵向倾角和横向倾角。

从倾角变化曲线计算出, 横向倾角最大值等于0.23度, 纵向倾角最大值等于1.11度。

由于船模不离水面, 测定的倾角曲线是平滑连续变化, 而横向倾角也比较小, 说明了浮箱下沉时, 船模摇晃摆动的情形甚小。从实验条件上来分析, 船模纵向倾角的最大变化应等于托扶船模的纵向倾角, 实测中证实了这一分析, 纵倾角的最大值1.11度恰恰等于3.5万吨典型船型预计托扶的纵向倾斜角度。

2. 浮箱的控制

浮箱的控制问题是本方案成败的关键, 在满足使用要求的前提下, 控制方案的选择又应尽可能简化设备, 减少环节, 节约投资。

根据下水实际情况, 海域水深大致为11~12米, 水深与浮箱尺度相比, 水深较小, 再扣除船尾吃水和浮箱墩木的影响, 实际允许浮箱沉浮变化范围只有1.5~2米左右。由于悬浮于水中, 靠肉眼观察是困难的, 对于缺少大功率控制设备来说, 将浮箱控制在可动范围仅为2米左右, 使浮箱上不碰船底, 下不撞海底是十分紧张的。假若, 采用浮箱一端着底, 一端悬浮的方案, 使浮箱的三维运动简化成一维问题的运动。具体做法是这样: 本次托扶试验是采用小浮箱来进行, 将小浮箱的一端三个水密仓连通, 作为调倾仓; 另一端其余各仓连通。分离时, 将其中灌满水, 使这一端座沉海底, 提供浮箱悬浮的支点。

为此, 我们设计了手动和自动控制浮箱的两种控制系统。

手动控制系统采用手动阀调节浮箱的进气量和排气量。操作者根据浮箱倾角指示,推拉手动阀操作杆,就可以控制浮箱的沉浮。

自动控制系统的核心是一台微机,从倾角传感器测定的倾角信号,经A/D转换器输入微机,经微机的程序处理,输出控制信号,经伺服放大,控制电磁阀,以电磁阀的开度时间长短,控制浮箱进气量和排气量。本系统同时备有点动开关,以手动控制电磁阀。

试验系统简图由图5表示。

倾角传感器是由电阻应变片型,为此采用动态应变仪放大倾角信号。设浮箱预定平衡纵倾角度 $\varnothing_0$,此时调整动态应变仪输出为0,浮箱的瞬时倾角 $\varnothing$,若 $\varnothing > \varnothing_0$ 时,动态应变仪输出为正;若 $\varnothing < \varnothing_0$ 时,动态应变仪输出为负。浮箱浮态的变化与这样一个判别参数有关,设判别数为 y ,而且等于

$$y = K_1 (\varnothing - \varnothing_0) + K_2 \dot{\varnothing} + K_3 \ddot{\varnothing}$$

式中 K_1 、 K_2 、 K_3 均为自控系统特定的状态系数,它影响被控系统的调整速度和运动状态。在试验过程中适当的选定。

当 $y > 0 \wedge \varnothing > \varnothing_0$ 时,计算机A口输出“1”,排气阀打开,使浮箱进水下沉;

当 $y < 0 \wedge \varnothing < \varnothing_0$ 时,计算机B口输出“1”,进气阀打开,使浮箱进气上升。

否则,关闭气阀。在计算机程序控制下,使系统实现了三维调节。控制程序的流程图如图6所示。图7、图8是试验中手动和自动控制时,浮箱纵向倾角平衡过程曲线。说明了在正确的控制下,浮箱经过多次小振幅的振荡,逐渐减小振幅而悬浮于预定平衡位置。

3. 结 论

浮箱托扶船舶出坞下水的模拟试验表明,这项试验的结果原则上可以应用于实船下水对于扩大该厂的船坞造船能力是有意义的。

由于船舶下水全过程中,船底不离水,横倾角极小。

浮箱一端着底,一端悬浮,使浮箱运动成为一维运动,控制得到简化。当浮箱一端附加浮筒时,使浮箱的浮态成为“稳定系统”,手动控制即可满足要求。

结 束 语

摘录技术评议会评议意见中的一段,作为本文的结束语。

“本课题为××造船厂实施下水新方案,扩大船坞造船尺度,吨位能力提供了重要科学依据。本课题从理论研究,模拟试验到下阶段具体实施还有相当难度,急需进一步研究具体实施的工艺问题——主要的是组合体拖航,在港池作业定位,组合体分离的操纵和控制,以及风浪流的影响问题,需要下一步另立专题研究,以确保船舶安全下水。

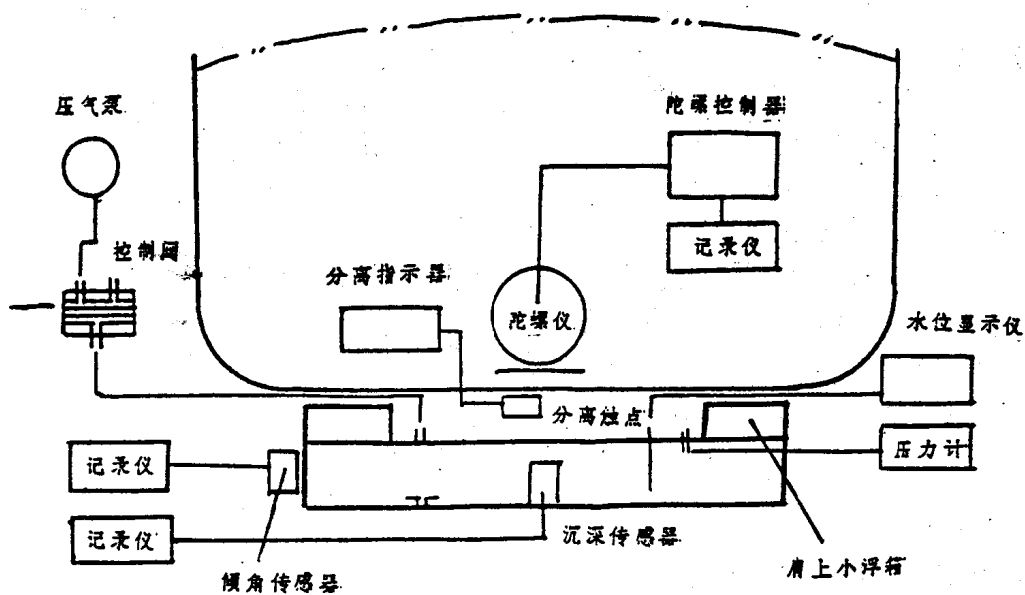


图 1 模型测量、控制系统示意图

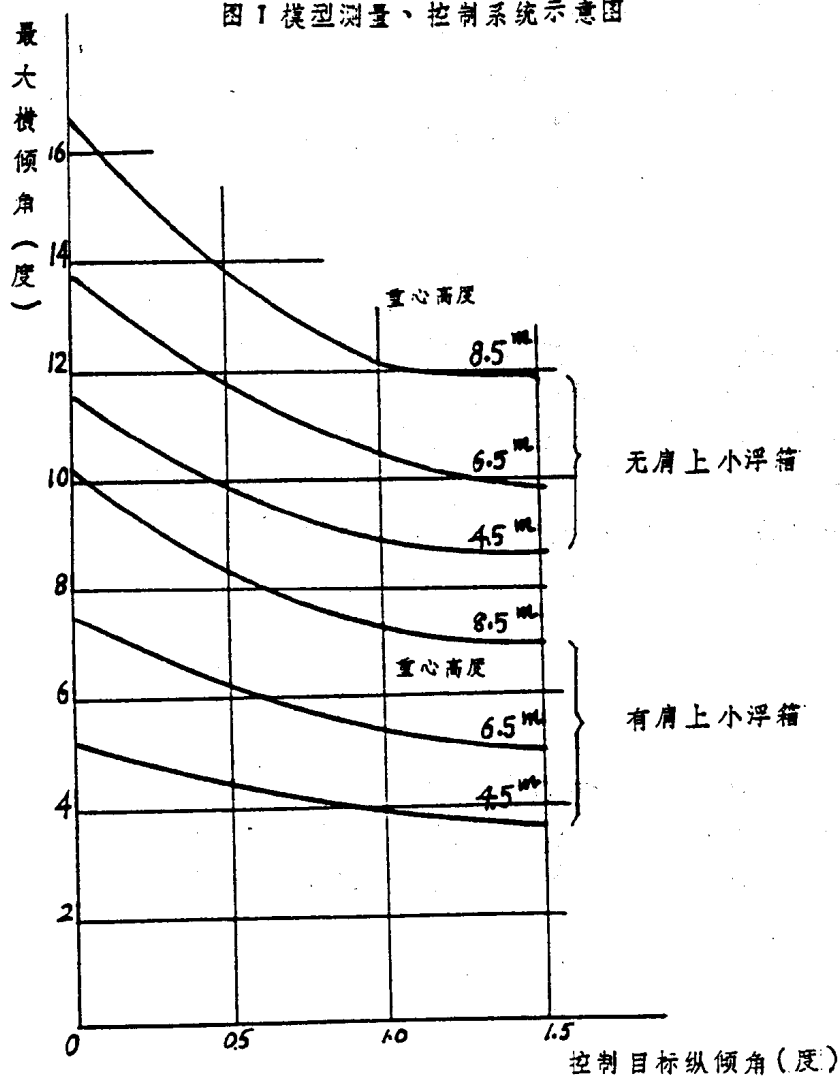


图 2 浮箱下沉过程最大倾角