

文章编号: 1674-5566(2020)06-0928-10

DOI:10.12024/jsou.20190802773

船载投饵装置平衡抖料系统设计与试验

胡庆松, 郑波, 曹佳瑞, 陈雷雷, 李俊, RAHMAN Hafiz Abd ur

(上海海洋大学 工程学院, 上海 201306)

摘要: 针对船载虾塘投饵装置直接搭载传统投饵机破碎率高、下料过程中船体重心偏移大影响螺旋桨吃水深度等问题, 设计一种船载专用投饵装置平衡抖料系统。该系统利用电机带动偏心轮转动产生周期变化的高低差, 通过多个支撑架复合式作用使饵料箱体整体平衡抖动, 保障均匀下料的同时降低饵料破碎率; 采用系统固定支点位置可调的整体抖动下料方式, 实现较长距离无损饵料输送, 解决了投喂过程船体因重心位置变化大导致尾部驱动部分吃水线变化幅度过大的问题, 使得螺旋桨驱动效能更加稳定。通过抖料系统机构数学模型, 获得振动系统最优偏心量; 采用力矩平衡方程进行抖料装置支架最佳点位置分析; 开展了电机能耗测试以及转动支架与料箱坡角设计。计算分析得: 当偏心量为 1.2 mm, 支点位置(-40, 0)时, 以额定转速 2 600 r/min 直流电机作振动源电机, 实际工作功率低于 80 W, 下料速率接近均值 1.63 kg/min。现场试验表明: 与料箱置于尾部相比, 船体驱动部分满载和空载吃水变化由 10.2 减少到 7.3 cm; 该投饵装置正常工作速度平均为 1.03 m/s, 下料均匀, 破碎率低。该系统适应于现场环境, 生产和维护成本低, 结构简单可靠, 便于推广应用, 具有较高的实用价值。

关键词: 虾塘养殖; 船载投饵; 螺旋桨吃水深度; 破碎率; 平衡式整体抖动

中图分类号: S 969.31 **文献标志码:** A

中国是水产养殖大国, 池塘养殖产量已经超过总水产养殖产量的 50%, 是水产养殖的主要方式, 虾类养殖是其中的重要组成部分^[1-4]。投饵装备可以有效降低劳动强度、提高饵料利用率和投饵均匀度^[5-7]。目前, 成熟的投饵系统主要用于养鱼^[8-13], 随着渔业自动化技术的发展, 适用于全塘饵料均匀抛洒的船载投饵装备逐渐成为研究的焦点^[14-17]。将岸基固定式投饵机简单改造后移植到船上进行使用的方式, 存在着重心高、风阻大等问题, 导致船体运动性能下降, 且随着饵料投送, 船体重心位置变化造成驱动部分吃水线上升幅度大, 投饵过程全程驱动效能难以稳定维持。为解决这一问题, 采用螺旋输送加抛料盘撒料方式, 可以基本保持重心位置不变, 但螺旋输送过程中破碎率高, 对水体环境造成污染。为此, 开发满足虾塘移动式投喂需求的船载专用投饵装置, 做到整体高度低, 投喂过程中投饵船重

心位置基本不变、饵料破碎率低, 对于提高绿色养殖水平具有重要意义^[18-20]。

针对上述问题, 本文设计了一种船载平衡式抖料系统。以 U 型钢、卡箍定位直流电机, 电机旋转带动偏心轮产生高低差变化, 通过铰接支架传导到箱体托架, 在对称转动支架复合作用下, 箱体平衡振动作用于饵料。与螺旋输送等方式相比, 料箱整体性抖动工作模式能够均匀下料, 且输料管低倾角下输送距离长, 有利于投喂过程保持船尾螺旋桨驱动部分吃水线相对稳定, 针对不同的投喂平台有良好的通用性和可移植性, 为虾类投喂设备的研发提供了适合的关键性支撑性装置。

1 船载投饵设备总体方案

1.1 投饵设备整体布局及工作原理

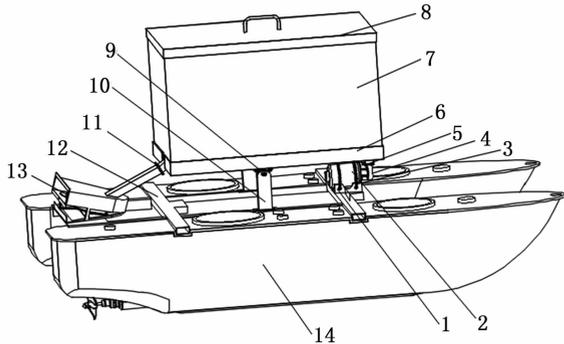
虾塘移动式投饵设备船体为 PE 材料吹塑成

收稿日期: 2019-08-24 修回日期: 2019-10-17

基金项目: 上海市科技兴农推广项目(沪农科推字[2018]第 3-3 号); 国家自然科学基金(51309150)

作者简介: 胡庆松(1979—), 男, 教授, 博士生导师, 研究方向为渔业工程装备。E-mail: qshu@shou.edu.cn

型,壁厚 4 mm,双体平台通过 40 mm × 20 mm × 2 mm 的 304 不锈钢方管联接。平台主尺寸长 1.5 m、宽 0.9 m、型深 0.3 m,工作船速大于 0.8 m/s,饵料载重 50 kg,见图 1。平衡式抖料系统位于双体船平台上,上部箱体内放置饵料,箱体下部空间安装支撑与动力装置。工作原理:通过控制平衡式抖料系统偏心量、振动频率和出料口大小调节下料量,利用抛料电机转速和抛料盘仰角调节饵料抛洒半径,实现均匀投饵。



1. U 型托架; 2. 直流电机; 3. 卡箍; 4. 偏心轮; 5. 振动托架; 6. 转动托架; 7. 饵料箱; 8. 箱盖; 9. 外球面带座轴承; 10. 支点支架; 11. 法兰出料口; 12. 方管; 13. 抛料盘; 14. 船体

图 1 船载投饵设备总装结构图

Fig.1 Schematic diagram of the assembly structure of the boat feeding equipment

1.2 技术要求

根据虾类摄食习性和养殖用户操作需求,结合虾类养殖的不同环境特点,确定投饵装置设计应该满足的主要技术指标如表 1 所示。

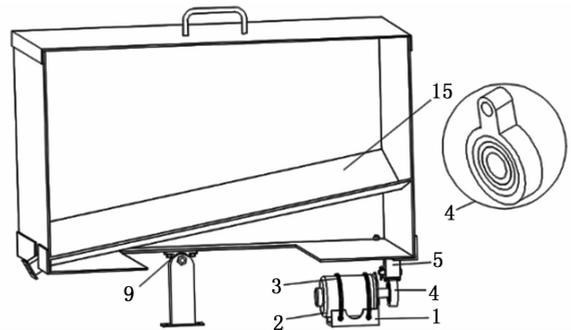
表 1 主要技术指标

Tab.1 Key technical performances

项目 Project	参数 Parameter
投饵方式 Feeding method	振动下料
最大载料量 Maximum load/kg	50
最大投饵量 Maximum amount of feed/(kg/min)	3
噪声 Noise/dB	<60
工作船速 Working boat speed/(m/s)	>0.8

2 平衡式抖料系统设计

料箱整体式抖动实现的难点之一是 50 kg 质量过大,抖动支点按常规方式置于尾部进行整体起振对电机驱动力矩和能耗有很大的挑战。为解决这一问题,设计了平衡式抖料系统,即支点选择在料箱中心位置,借助料箱饵料本身相对于支点左右两侧的重力平衡的特点显著减小振动难度。抖料系统主要由偏心振动机构、支架和料箱等组成,如图 2 所示。其基本原理:直流电机带动偏心轴转动,产生周期变化的高低差,通过轴承座与支撑将能量传递到饵料箱端部,在中部支架协调转动下,箱体产生周期振动作用于箱内坡板饵料,达到下料要求,下料速率可以通过偏心量、支点位置、坡板倾斜角和电机转速调整,选择四者之间的合理值,完成系统均匀、低破碎下料要求。



1. U 型托架; 2. 直流电机; 3. 卡箍; 4. 偏心轮; 5. 振动托架; 9. 外球面带座轴承; 15. 料箱坡板

图 2 平衡式抖料系统剖视示意图

Fig.2 Schematic diagram of balanced dithering system

2.1 偏心机构设计

偏心机构主要由单耳轴承座、轴承、偏心轴等 3 部分组成,如图 3 所示。考虑轴承在径向受力较大,选用 60 000 系列轴承做中间转动体,与 304 不锈钢单耳轴承座配合,偏心轴采用外径 15mm 不锈钢光圆与轴承间隙配合。根据凸轮机构滚子从动件对心直动推杆结构(轴承座端孔与料箱振动支点以垂直转动副铰接),偏心轴旋转 1 周料箱产生高低差。

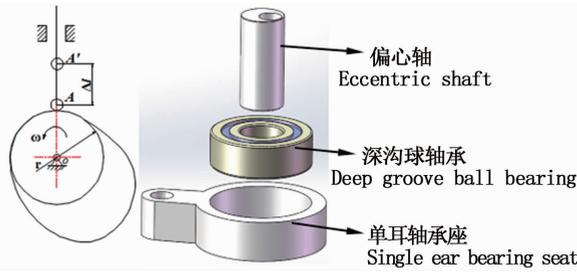


图3 偏心机构
Fig.3 Eccentric mechanism

为了提高饵料下料均匀度,降低能耗,提高利用率,根据平衡抖料系统结构及工作原理,运用解析法对抖料系统各构件和铰接点运动分析,借助数学模型计算获得不同偏心距对料箱振幅的影响^[21-24]。根据虾类摄食习性与养殖经验及船体巡航速度,下料合理速率最小控制在 1 kg/min,最大不超过 3 kg/min。通过改变振动频率确定与下料速率的关系,得到偏心距与振幅合理区间。

简化系统运动四杆机构如图 4 所示, O_1 为电机固定中心, O 为支点支架对称中心, l_1 为电机轴旋转曲柄矢量, l_2 为偏心轴承座杆矢量, l_3 为料箱矢量, l_4 为支架支点到电机固定中心的杆矢量,采用矢量法建立了机构的位置方程。

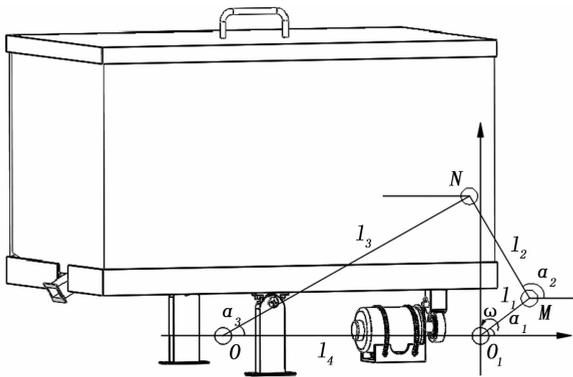


图4 抖料系统运动机构数学模型
Fig.4 Mathematical model of moving mechanism of shaking system

设构件的杆矢量分别为 l_1, l_2, l_3, l_4 , 根据封闭矢量多边形法则,各矢量之和为 0, 即

$$l_1 + l_2 - l_3 - l_4 = 0 \quad (1)$$

将式(1)以复数矢量形式表示:

$$l_1 e^{-i\alpha_1} + l_2 e^{-i\alpha_2} = l_4 + l_3 e^{-i\alpha_3} \quad (2)$$

实部和虚部通过欧拉公式 $e^{-i\alpha} = \cos\alpha +$

$i \sin\alpha$ 分离移向, 得:

$$\begin{cases} l_2 \cos\alpha_2 = l_3 \cos\alpha_3 - l_1 \cos\alpha_1 + l_4 \\ l_2 \sin\alpha_2 = l_3 \sin\alpha_3 - l_1 \sin\alpha_1 \end{cases} \quad (3)$$

合并式(3)两式, 两端同时平方相加得:

$$l_2^2 - l_1^2 - l_3^2 - l_4^2 + 2l_1 l_4 \cos\alpha_1 = 2l_3 (l_4 - l_1 \cos\alpha_1) \cos\alpha_3 - 2l_1 l_3 \sin\alpha_1 \sin\alpha_3 \quad (4)$$

简化(4)式得:

$$A \sin\alpha_3 + B \cos\alpha_3 + C = 0 \quad (5)$$

式中: $A = 2l_1 l_3 \sin\alpha_1$; $B = 2l_3 (l_4 - l_1 \cos\alpha_1)$; $C = l_2^2 - l_1^2 - l_3^2 - l_4^2 + 2l_1 l_4 \cos\alpha_1$ 。

$$\text{令 } \cos\theta = \frac{B}{\sqrt{A^2 + B^2}}, \sin\theta = \frac{A}{\sqrt{A^2 + B^2}}, \text{ 代入(4)}$$

式得: $\sqrt{A^2 + B^2} \sin(\alpha_3 + \theta)$, 整理为

$$\alpha_3 = \sin^{-1} \left(\frac{C}{\sqrt{A^2 + B^2}} \right) - \theta \quad (6)$$

$$\text{最后解得: } a_3 = \sin^{-1} \left(\frac{C}{\sqrt{A^2 + B^2}} \right) - \tan^{-1} \left(\frac{A}{B} \right)$$

$$\text{式中: } \tan\theta = \frac{\sin\theta}{\cos\theta} = \frac{A}{B}。$$

将(6)式代入(3)式中可求得:

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left(\frac{C'}{\sqrt{A'^2 + B'^2}} \right) - \tan^{-1} \left(\frac{A'}{B'} \right) \quad (7)$$

式中: $A' = 2l_1 l_2 \sin\alpha_1$; $B' = 2l_2 (l_1 \cos\alpha_1 - l_2)$; $C' = l_1^2 + l_2^2 + l_4^2 - l_3^2 + 2l_1 l_4 \cos\alpha_1$ 。

当 l_1 值变化, 对应偏心量变化 Δl , 通过改变 l_1 的增量调节杆 NO 与水平方向夹角 a_3 值, 进而求得 NO_1 在 N 点处位移变化(即料箱振幅变化), 变量值计算:

$$\Delta a = a_3 - a' \quad (8)$$

角度弧长转换公式:

$$\widehat{L} = \frac{\pi r a}{180} \quad (9)$$

偏心量改变时, 即 $l' = l_1 + \Delta l'$, 将 l' 代入公式(5)与(7)可得 a' 值, 再代入公式(8)和(9), 得 NO 杆在 N 的弧长变化。

分别取 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5 等 5 组偏心量代入算式, 当偏心量为 1.0 ~ 1.5 mm 时, 下料量达到设计要求, 且整个过程下料量稳定, 故取整平均值偏心量为 1.2 mm。

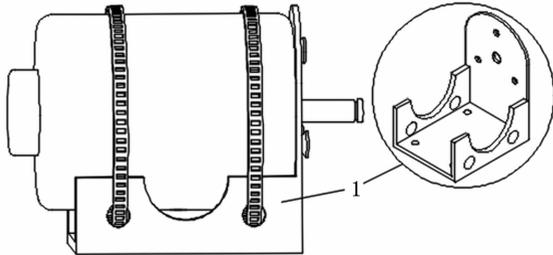
2.2 电机选型分析

振动机构由直流电机、偏心轮、电机托架 3 部分组成。选用型号 8#80 mm × 43 mm × 5 mm 的 U 型钢作电机托架, 底部开孔用于自身固定,

两侧对称孔用于固定电机,如图 5 所示。由图 2 组成可知,抖料系统上部总重:

$$\sum m_i = m_1 + m_2 + m_3 \quad (10)$$

式中: m_1 为满载饵料,50 kg; m_2 为料箱总重,3.2 kg; m_3 为转动托架,5.1 kg; m_4 为偏心轮等,约为 1.7 kg。总质量为 60 kg。



1. U 型托架

1. U-shaped bracket

图 5 电机固定示意图

Fig. 5 Schematic diagram of motor fixing

根据 PE 材料特性,在建模软件中测得质心位置在 0.6 m 处,定为原点 O 。以船首为正方向,则坐标点 (310,0) 作为振动电机支点中心位置。根据整个偏心振动系统的特点,对转动支撑部分受力分析简化力矩^[25]。见图 6。

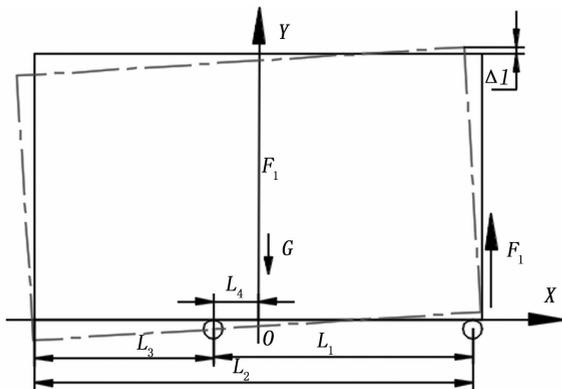


图 6 平衡转动支撑力矩简图

Fig. 6 Schematic diagram of the balance rotation support torque

如图 6 所示,简化饵料与料箱总重 G ,举升箱体作用在电机上的载荷为 F_1 。根据力矩平衡原理,系统初始动作时端部支点受力 F_1 为

$$F_1 \times L_1 = G \times L_4 \quad (11)$$

由式(11)得 $F_1 = G \times \frac{L_4}{L_1} = 600 \times \frac{0.04}{0.349} = 68.77 \text{ N}$

式中: L_1 为支架距振动源中心距离,0.349 m; L_2

为振动源到托架尾部的长度,0.618 m; L_3 为支架到尾部距离,0.269 m; L_4 为箱体重心与底部支架中心距离,0.04 m。当电机举升箱体的力臂为 $l = 1.5 \text{ mm}$ 时,垂直于力臂的力即为 F_1 。电机承受扭矩为

$$M = F_1 \times l = 1.03 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

满载饵料,在室温 20 °C 下 5 组电机 12 V 电压抖料的工作情况如表 2 所示。对比分析电机扭矩、实测损耗百分比与电机外壳温度(工作 30 min)情况,选取 80 W 功率、额定转速 2 600 r/min、额定扭矩 2.5 kg·cm、温升较小的 Y80 电机作为驱动电机。

表 2 备选电机工况

Tab. 2 Alternative motor working condition

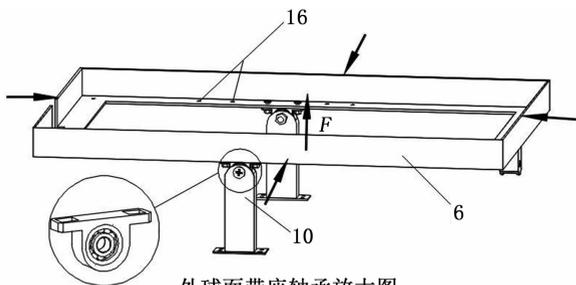
电机型号 Motor model	额定功率 Rated power/ W	额定转速 Rated speed/ (r/min)	额定扭矩 Rated torque/ (kg·cm)	负载转速 Load speed/ (r/min)	外壳温度 Motor T/°C	损耗 Loss/ %
Y50	50	1 300	1.8	775	45	55.3
Y80	80	2 600	2.5	1 793	42	50.7
Y150	150	1 250	7.0	1 120	38	30.0
XD3420	100	2 400	2.0	1 842	60	42.9
R77120	100	1 900	4.5	1 653	39	33.9

2.3 饵料承重结构

2.3.1 箱体与支架

箱体和支架是料箱承重的关键,如图 7 所示。根据箱体振动强度和稳定性要求,选用 40 mm × 40 mm × 4 mm 角钢焊接成闭环框体托架,箱体受力 F 主要集中在底部以及四周。通过螺栓四周固定箱体,形成 3 组平衡力,通过框体底部对称的纵向轴承座预留孔,调节支点支架相对于起振电机的位置,以此调整系统装置在船体的重心,实现平衡抖动效果。

支架作为系统主要承重部分,不仅要承受饵料及系统自身重,且考虑到振动过程的高低差影响,设计中借鉴轴承转动的低阻特性,考虑成对支架转动可能因偏心而产生扭矩进行改进。通过支架顶部加装带座外球面轴承,可承受很大径向载荷和一定的轴向载荷。轴承外径与轴承座内径通过球面配合,调心范围为 3° ~ 8°,可补偿一定安装误差产生的轴线不重合,达到提高支架强度与稳定性要求^[26]。



外球面带座轴承放大图
Enlarged view of the outer spherical bearing

6. 转动托架; 10. 支点支架; 16. 轴承座预留孔
6. Rotating bracket; 10. Pivot bracket; 16 Bearing seat reserved hole

图 7 框体受力示意图

Fig. 7 Schematic diagram of the force of the frame

2.3.2 饵料箱分析

为使振动过程顺畅下料,消除饵料仓内“积拱”现象,避免饵料在仓内形成“漏斗流”影响下料的稳定性^[27],合理设计非对称“V”形、 β 为 10° 倾角的坡板,如图 8 所示。出料口偏离对称中心 35 mm,控料口采用横向抽拉板,下料管通过 40 mm × 20 mm × 2 mm 不锈钢方管联接,出口端焊接法兰,可独立联接抛料装置,方便拆卸,料箱底部开 300 mm × 200 mm 孔用于箱体与托架及坡板的安装^[28]。料箱总容积为 614 mm × 420 mm × 360 mm,以成虾标准 2 号饵料(实际测量容积密度为 720 kg/m³)计算实际料仓载重,则

$$\begin{cases} M = \rho V \\ V = V_1 + V_2 \end{cases} \quad (12)$$

式中: $V_1 = S_1 h_1 = \frac{1}{2} [H - H_1] + (H - H_2) LW$, $V_2 = S_2 h_2 = \frac{1}{2} Wh_2 l_1$, L 、 W 、 H 分别为料箱内部长、宽、高尺寸, m; W_1 为坡口中心偏移尺寸, m; H_2 、 H_1 分别为料箱内部上、下坡距箱底高度, m; l_1 为坡长, m; h 为“V”坡底部到槽口的垂直高度, m; h_1 为非对称“V”坡两侧边缘到底部的高度差, m。代入基本尺寸,得料仓实际容积为 52.56 kg, 大于 50.00 kg, 满足设计需求。

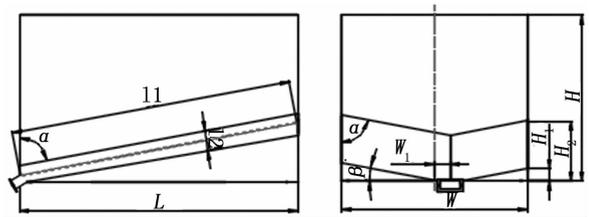


图 8 料箱尺寸示意图

Fig. 8 Schematic diagram of bait bin size

3 试验及数据分析

3.1 试验装置与测试方法

如图 9 所示,进行样机加工,测试仪器有: AR925-非接触激光测速仪、HT-38 红外测温仪、PWM 脉冲调速控制器、分贝仪软件、直流稳压电源(最大电流 20 A)、对虾专用 2 号饵料 50 kg(筛除破碎颗粒,消除初始破碎率影响)、水桶, 2 m × 1 m × 0.01 m 中密度泡沫板拉、压力计(精度 0.1 g)、筛子和秒表。



图 9 样机下料试验

Fig. 9 Bait feeding test of prototype

为了方便实验室测试,减少饵料重复加注次数,将料箱下料口尺寸缩小至原来的 66.7% 进行实验,缩小后的开口尺寸为 40 mm × 20 mm(通过测试,缩小比例后的开口下料速率为实际尺寸开口下料速率的 50%,即测试下料 0.7 kg/min,代表实际下料 1.4 kg/min)。

3.2 测试结果分析

启动装置,待工作稳定后观察稳压电源,则电机实际输出功率为

$$P = \frac{U \times I}{\eta} \quad (13)$$

由功率损耗值为 0.507, 计算得实际功率 $P = 33.14 \text{ W}$, 小于额定输出功率 80 W , 具有合理的

动力储备。试验中载料 50 kg , 分析 6 组支点位置与下料的关系, 其中破碎率测量以 20 kg 下料量称重计算, 测试数据如表 3 所示。

表 3 支点位置下料试验

Tab. 3 Pivot position bait feeding test

支点位置 Pivot position/ mm	空载电流 No-load current/A	下料速率 Bait rate/(kg/min)		电流均值 Average Current/A		下料速率均值 Average baiting/ (kg/min)	电流均值 Average current/A	破碎率 Breakage rate/%
		前 10 分钟	后 10 分钟	前 10 分钟	后 10 分钟			
		First 10 min	Second 10 min	First 10 min	Second 10 min			
-100	1.1	1.13	1.01	0.75	0.85	1.07	0.80	0.12
-60	1.2	0.91	1.03	0.85	0.9	0.97	0.87	0.10
-20	1.4	0.76	0.70	0.9	1.0	0.73	0.95	0.10
0	0.7	0.55	0.56	0.65	0.6	0.56	0.63	0.11
20	0.7	0.37	0.39	1.0	0.7	0.38	0.85	0.08
60	0.9	0.79	0.53	2.5	1.3	0.66	1.9	0.10

对数据进行分析可得支点位置与下料速率、破碎率和电流变化折线图(图 10~11)。由图 10 可知, -40 至 -20 之间三线相交, 破碎率值稳定, 且观察图 11 支点位置与电流变化试验数据, 三者曲线斜率基本相同, 故 -40 至 -20 为最优支点位置范围。

偏心量测试时, 以 EVA 泡沫板作为样机底部垫板降低振动产生的下料误差。试验料箱坡度 10° , 电机工作转数 1793 r/min , 2 号白对虾料 50 kg (筛除破碎颗粒), 下料测试 20 min , 分别记录前、后 10 min 下料情况, 重复 3 次试验求破碎率平均值, 记录数据如表 4 所示。

实验过程中, 可以观察到偏心量在 $1.0 \sim 1.5 \text{ mm}$ 之间时系统工作稳定, $2.0 \sim 2.5 \text{ mm}$ 时装置振动剧烈。对数据进行分析可得偏心量与下料各参数关系折线图(图 12~14)。由图 12 可以看出偏心量在 $1.0 \sim 1.5 \text{ mm}$ 时下料前后稳定, 偏心量再次增大时, 前后下料差逐渐变大, 在 $1.5 \sim 2 \text{ mm}$ 时虽有相交, 但此区间振动、噪声超过 60 dB , 且从图 13 可以看出前后电流分别线性上升且无相交, 由图 14 可见破碎率值随偏心量成线性上升。通过以上分析表明, 取平均值 1.2 mm 为偏心量的设计值合理。

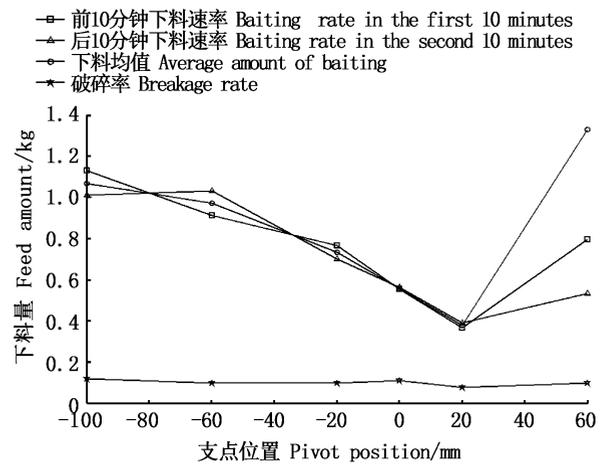


图 10 不同支点位置下料速率
Fig. 10 Average bait feeding velocity
of different pivot positions

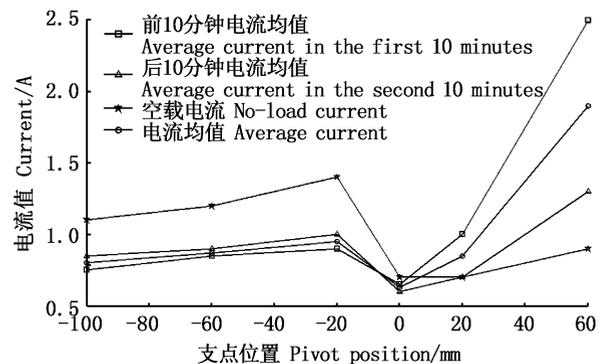


图 11 不同支点位置电流值变化
Fig. 11 Current variation of
different pivot positions

表 4 偏心量下料试验数据

Tab. 4 Eccentric shaking distance and bait feeding amount test data

偏心量 Eccentricity/mm	下料量 Feed amount/kg		电流均值 Average current/A		下料均值 Average baiting/ (kg/min)	破碎率 Breakage rate/ %	噪声均值 Average noise/ dB
	前 10 分钟 First 10 min	后 10 分钟 Second 10 min	前 10 分钟 First 10 min	后 10 分钟 Second 10 min			
0.5	8.236	6.206	0.65	0.60	0.722 1	0.23	40
1.0	8.726	8.066	0.50	0.45	0.789 6	0.25	41
1.5	9.35	7.324	0.80	0.85	0.833 7	0.47	60
2.0	16.392	17.556	0.95	1.05	1.697 4	1.22	73
2.5	20.58	22.716	1.05	1.10	2.164 8	1.50	79

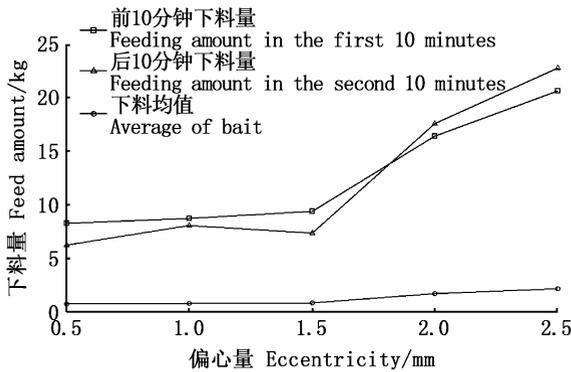


图 12 不同偏心量下的下料量

Fig. 12 Bait feeding amount of different eccentricity

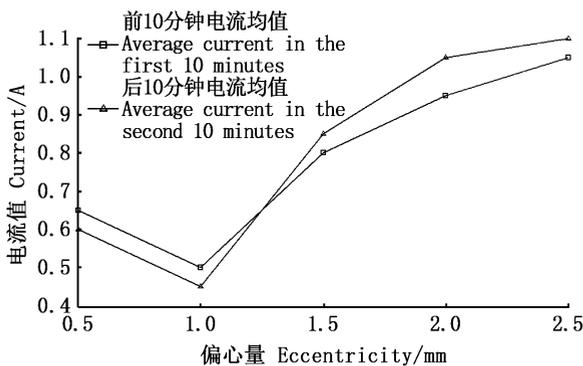


图 13 不同偏心量下电流值

Fig. 13 Current value at different eccentricity

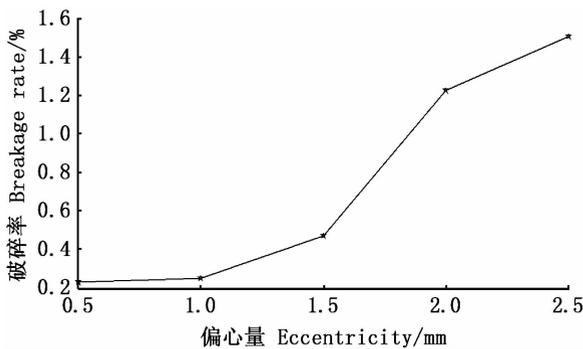


图 14 不同偏心量下饵料破碎率

Fig. 14 Bait breakage rate at different eccentricity

3.3 现场投饵试验

为了进一步验证实际应用中投饵机的使用效果,于2019年5月28日进行投饵试验,该水域长约210 m,宽50 m,面积约为10 500 m²,水深约1.5 m,如图15所示。试验气象条件良好,微风、微水流。



图 15 平衡抖料系统现场试验

Fig. 15 Bait casting test in pond

分空载和满载两种情况测试抖料系统对船体行驶性能试验。分别定位相同4个拐点在自主导航模式下工作,测算抖料系统3次完整工作时长、循迹路线和总投饵量。两组测试过程,船体水中姿态保持约5°角姿态稳定运行。料箱置于船体尾部时满载和空载两种状态下螺旋桨位置吃水深度变化量为10.2 cm,本设计方案中吃水深度变化为7.3 cm,显著降低了螺旋桨位置确定的难度,提升了驱动效率。

试验结果如表5所示,空载投饵船船速1.2 m/s;满载时投饵船船速均值1.03 m/s,下料均值1.63 kg/min。抖料系统振动对船速的影响均值为0~0.2 m/s,可以按照预设轨迹巡航投饵。以设计最小抛料盘抛撒半径2.5 m计算抛饵密度:

$$\rho = \frac{V}{S} = \frac{1.63}{60} \times \frac{1}{5 \times 1.2} = 4.5 \text{ g/m}^3 \quad (14)$$

式中: V 为下料量速率, kg/min ; S 为每分钟抛料盘抛洒面积, m^2/min 。通过测算, 一个人工精细管理 4 hm^2 养殖塘通常约需要 1 h 左右, 而使用 1 套该船载平衡抖料系统精细管理 4 hm^2 养殖水面约需要 30 min , 效率提高 50% 。

表 5 抖料系统现场试验

Tab.5 Field test of feeder eccentric shaking system

序号 No.	载料 Weight/ kg	船速 Speed/ (m/s)	投饵时长 Feeding time/s	转弯半径 Turning radius/ m	下料均值 Average bait/ (kg/min)
空载 No load	0	1.2	0	2	0
第 1 次 The first time	50	0.95	1 765	1.8	1.7
第 2 次 The second time	50	1.1	1 154	1.5	1.56
均值 Average value	50	1.03	1 460	1.65	1.63

4 结论

根据平衡抖料系统原理, 设计了凸轮机构滚子从动件对心直动推杆原理的偏心轮机构, 以直流电机、偏心轮和铰接支架驱动系统动作, 通过角钢托架和对称转动支架平衡抖料系统转动高低差, 利用振动产生初始动能传递到非对称 10° “V”坡板饵料上, 结合下料开口大小完成抖料系统的均匀下料, 法兰下料口接抛料盘并通过船体搭载, 实现移动式均匀投饵。建立了抖料系统运动机构数学模型, 分析振动频率与偏心量的关系, 得到合理偏心量值 1.2 mm , 实际测试中在振动、噪声、破碎料等方面取得了良好的效果。通过计算和优化分析, 支架定位坐标 $(-40, 0)$ 时, 扭矩需求为 $1.03 \text{ kg} \cdot \text{cm}$, 选用额定功率 80 W 、额定转速 $2 600 \text{ r}/\text{min}$ 、温升较小的 Y80 电机, 实际测试中功率为 33.14 W , 且具有合理的动力储备。

现场试验结果表明, 平衡抖料系统整个工作过程下料均匀、顺畅, 系统重心较低, 工作稳定, 下料速率 $1.63 \text{ kg}/\text{min}$ 。双体船行驶整体吃水线以恒定 5° 角度增加, 螺旋桨吃水深度变化值显著下降, 且抖动下料料中平均船速 $1.03 \text{ m}/\text{s}$, 处于合理的目标范围。本投饵船在大风速环境下进行的运动性能试验表明, 由于船体重心较低, 对

船速影响较小, 4 级风环境下满载船速大于 $0.9 \text{ m}/\text{s}$, 可以正常使用。本文设计的平衡式抖料装置重心低、风阻小、下料均匀, 破碎率低, 后期维护方便, 可以减少饵料浪费, 显著提高绿色养殖水平。整体性抖动下料过程中输送距离远, 便于根据船体重心调节需求进行安装, 确保其在投喂过程全程运动性能稳定, 可在不同船体上方便地进行移植。

参考文献:

- [1] KANG B, HUANG X X, LI J, et al. Inland fisheries in China: past, present, and future[J]. Reviews in Fisheries Science & Aquaculture, 2017, 25(4): 270-258.
- [2] SHI B, SREERAM V, ZHAO D A, et al. A wireless sensor network-based monitoring system for freshwater fishpond aquaculture[J]. Biosystems Engineering, 2018, 172: 57-66.
- [3] 唐启升, 韩冬, 毛玉泽, 等. 中国水产养殖种类组成、不投饵率和营养级[J]. 中国水产科学, 2016, 23(4): 729-758.
- [4] TANG Q S, HAN D, MAO Y Z, et al. Species composition, non-fed rate and trophic level of Chinese aquaculture[J]. Journal of Fishery Sciences of China, 2016, 23(4): 729-758.
- [5] 农业部渔业局养殖课题组. 我国主要水产养殖方式研究[J]. 中国水产, 2006(2): 11-13.
- [6] Farming Research Group of the Fisheries Bureau of the Ministry of Agriculture. Research on the main aquaculture methods in China[J]. China Fisheries, 2006(2): 11-13.
- [7] 王志勇, 谌志新, 江涛, 等. 标准化池塘养殖自动投饵系统设计[J]. 农业机械学报, 2010, 41(8): 77-80, 89.
- [8] WANG Z Y, SHEN Z X, JIANG T, et al. Design of automatic feeding system in standardization pond culture[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(8): 77-80, 89.
- [9] OEHME M, AAS T S, SORESENSEN M, et al. Feed pellet distribution in a sea cage using pneumatic feeding system with rotor spreader[J]. Aquacultural Engineering, 2012, 51: 44-52.
- [10] PAPANROULAKIS N, DIMITRIS P, PASCAL D. An automated feeding system for intensive hatcheries[J]. Aquacultural Engineering, 2002, 26(1): 13-26.
- [11] CHANG C M, FANG W, JAO R C, et al. Development of an intelligent feeding controller for indoor intensive culturing of eel[J]. Aquacultural Engineering, 2005, 32(2): 343-353.
- [12] AARSETH K A, PEREZ V, BOE J K, et al. Reliable pneumatic conveying of fish feed[J]. Aquacultural Engineering, 2006, 35(1): 14-25.
- [13] 胡昱, 郭根喜, 黄小华, 等. 基于 PLC 的深水网箱自动投

- 饵系统[J]. 南方水产科学, 2011, 7(4): 61-68.
- HUY, GUO G X, HUANG X H, et al. Auto-feeding system for deep-water net cage based on PLC [J]. South China Fisheries Science, 2011, 7(4): 61-68.
- [11] 王勇平, 聂余满, 谢成军, 等. 基于机器视觉的养殖鱼群智能投饵系统设计与研究[J]. 仪表技术, 2015(1): 1-4.
- WANG Y P, NIE Y M, XIE C J, et al. Design and research of intelligent feeding system for farmed fish based on machine vision[J]. Instrumentation Technology, 2015(1): 1-4.
- [12] 庄保陆, 郭根喜. 水产养殖自动投饵装备研究进展与应用[J]. 南方水产, 2008, 4(4): 67-72.
- ZHUANG B L, GUO G X. The evolution and application of automatic feeding system in aquaculture [J]. South China Fisheries Science, 2008, 4(4): 67-72.
- [13] 葛一健. 我国投饵机产品的发展与现状分析[J]. 渔业现代化, 2010, 37(4): 63-65.
- GE Y J. Analysis of development and present situation of feeding machine in China[J]. Fishery Modernization, 2010, 37(4): 63-65.
- [14] 赵德安, 罗吉, 孙月平, 等. 河蟹养殖自动作业船导航控制系统设计与测试[J]. 农业工程学报, 2016, 32(11): 181-188.
- ZHAO D A, LUO J, SUN Y P, et al. Design and experiment of navigation control system of automatic operation boat in river crab culture[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2016, 32(11): 181-188.
- [15] 胡庆松, 程文平, 陈雷雷, 等. 基于BDS的虾塘投饵船导航控制系统设计与试验[J]. 测控技术, 2017, 36(2): 58-61, 66.
- HU Q S, CHENG W P, CHEN L L, et al. Design and test of autonomous navigation control system for shrimp casting boat based on BDS [J]. Measurement & Control Technology, 2017, 36(2): 58-61, 66.
- [16] 陈晓龙, 陈军, 唐荣, 等. 对虾船载投饵机的研制[J]. 上海海洋大学学报, 2015, 24(1): 152-160.
- CHEN X L, CHEN J, TANG R, et al. Development of boat-borne feeding machine for shrimps[J]. Journal of Shanghai Ocean University, 2015, 24(1): 152-160.
- [17] 李明, 郑文钟, 洪一前. 自动巡航式无人驾驶投饵船的研制[J]. 现代农机, 2018(2): 48-51.
- LI M, ZHENG W Z, HONG Y Q. Development of automatic cruising unmanned bait boat [J]. Modern Agricultural Machinery, 2018(2): 48-51.
- [18] 田龙翔. 浅谈绿色理念在渔业养殖中的渗透[J]. 农业与技术, 2017, 37(4): 87.
- TIAN L X. Discussion on the infiltration of green concept in fishery farming [J]. Agriculture & Technology, 2017, 37(4): 87.
- [19] WANG G J, MOU X D, YIN G P, et al. Healthy culture of aquatic animals and development of green fishery medicine [J]. International Journal of Biology, 2010, 2(1): 174-178.
- [20] 张丽珍, 杨朦朦, 胡庆松, 等. 精准投饵机送料精度仿真与分析[J]. 上海海洋大学学报, 2018, 27(5): 703-709.
- ZHANG L Z, YANG M M, HU Q S, et al. Simulation and analysis of feeding accuracy of precision feeding machine[J]. Journal of Shanghai Ocean University, 2018, 27(5): 703-709.
- [21] ZHANG J, GUO H W, WU J, et al. Design and analysis of flexure revolute joint based on four-bar mechanism [J]. Acta Astronautica, 2018, 151: 420-431.
- [22] CHEN Y, ASHOUR A F, GARRITY S W. Modified four-hinge mechanism analysis for masonry arches strengthened with near-surface reinforcement[J]. Engineering Structures, 2007, 29(8): 1864-1871.
- [23] HU A P, KONG D J, ZHU W. Study on synthesis of hinged four-bar linkage straight-line mechanism using three symmetric points [J]. Key Engineering Materials, 2010, 426/427: 330-333.
- [24] 孙恒, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 8版. 北京: 高等教育出版社, 2013: 36-43.
- SUN H, CHEN Z M, GE W J. Theory of machines and mechanisms [M]. Beijing: Higher Education Press, 2013: 36-43.
- [25] 莫庆煌. 自卸汽车举升机构的快速设计计算[J]. 装备制造技术, 2006(4): 93-94.
- MO Q H. A speedy design and calculation method for lifting mechanism of the self-discharging vehicle [J]. Equipment Manufacturing Technology, 2006(4): 93-94.
- [26] 陈庆熙, 李红涛. 带座外球面球轴承调心力矩的计算分析[J]. 轴承, 2014(7): 10-13.
- CHEN Q X, LI H T. Calculation and analysis of aligning torque for inserted bearings with housing[J]. Bearing, 2014(7): 10-13.
- [27] 袁凯, 庄保陆, 倪琦, 等. 室内工厂化水产养殖自动投饵系统设计与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(3): 169-176.
- YUAN K, ZHUANG B L, NI Q, et al. Design and experiments of automatic feeding system for indoor industrialization aquaculture[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(3): 169-176.
- [28] 田昌凤, 车轩, 刘兴国, 等. 池塘养殖沉积物收集装置的研制[J]. 上海海洋大学学报, 2019, 28(1): 103-108.
- TIAN C F, CHE X, LIU X G, et al. Design of sediment collection device for pond culture [J]. Journal of Shanghai Ocean University, 2019, 28(1): 103-108.

Design and test of balanced shaking system for boat-borne bait feeding device

HU Qingsong, ZHENG Bo, CAO Jiarui, CHEN Leilei, LI Jun, RAHMAN Hafiz Abd ur

(College of Engineering Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China)

Abstract: In order to solve the problems of high crushing rate caused by carrying traditional feeding machine directly in the boat-borne shrimp pond bait device and the deviation of hull center of gravity greatly affecting the draught depth of propeller in the process of feeding, a balanced shaking system of special feeding device was designed. The system makes use of the motor to drive the eccentric wheel to rotate to produce the difference of the cycle change, and makes the feed box jitter as a whole through the compound action of several support frames, so as to ensure the uniform feeding and reduce the breaking rate of the feed at the same time. The whole jitter feeding mode with adjustable fixed fulcrum position of the system was adopted to realize the long distance lossless feed transportation, which solves the problem that the tail driving part of the hull changes too much waterline due to the change of the center of gravity position, and makes the driving efficiency of the propeller more stable. Through the mathematical model of the shaking system, the optimal eccentricity of the vibration system is obtained. The optimal point position analysis of the squeezing device bracket is carried out by the torque balance equation. The motor energy consumption test and the design of the rotating bracket and the box slope were carried out. The calculation and analysis show that when the eccentricity is 1.2 mm and the fulcrum position is $(-40, 0)$, the DC motor is used as the vibration source motor with the rated speed of 2 600 r/min. The actual working power is lower than 80 W, and the feeding rate is close to the average value of 1.63 kg/min. The field test shows that compared with the bait tank at the rear part of the boat, the variation of full load and no load draught in the driving part is reduced from 10.2 cm to 7.3 cm, and the average working speed of the feeding device is 1.03 m/s, the feeding was uniform and the crushing rate is low. The system is suitable for field environment, with low cost of production and maintenance, simple and reliable structure, and it is easy to popularize and apply, and has high practical value.

Key words: Shrimp pond breeding; boat-borne baiting; propeller draft depth; crushing rate; balanced overall shake