

立式曲面 V 型网板在拖网系统中的力学配合计算研究

饶 欣, 黄洪亮*, 刘 健, 叶纯杰, 李灵智, 杨嘉樑, 陈 帅

(中国水产科学研究院东海水产研究所,农业部东海与远洋渔业资源开发利用重点实验室,上海 200090)

摘要:为获知网板对拖网系统力学配合计算的影响,运用网板平衡方程结合钢索张力方程,建立拖网系统力学配合计算模型,并选取一款广泛使用的立式曲面 V 型网板及其相应的中层拖网,将网板水动力性能水槽实验数据,结合“龙腾”号的拖网及拖船实测数据带入学模型,从翼端处的张力起始,逐步计算并分析手纲、网板、曳纲的受力情况,得到网板工作冲角、曳纲长度及张力、拖网翼端深度等拖网系统参数值。结果显示,冲角、曳纲长度和翼端深度随拖曳速度增加而减小;翼端深度及曳纲张力随曳纲连接点 Z 坐标的增加呈指数增长,随手纲连接点 Z 坐标增加呈线性减小;通过调节曳纲连接点 Z 坐标在 0.1~0.6 m,可控制工作冲角为 17.77°~18.55°,翼端深度为 124.3~192.3 m,曳纲张力达 40 210~42 219 N;通过调节手纲连接点 Z 坐标在 -0.4~-0.05 m,可控制工作冲角为 16.54°~19.85°,翼端深度为 75.9~679.5 m,曳纲张力达 39 533.5~57 933 N;减少网板在水中重量,可减小拖船功率负荷,更适合在浅层作业;减小网板面积,可降低网板工作冲角,同时减小拖船功率负荷,更适合在稍深的水层作业。

关键词:立式曲面 V 型网板;拖网系统;配合计算

中图分类号:S 971.4

文献标志码:A

近年来,随着中国远洋渔业的快速发展和作业空间的不断拓展,大型单船拖网作业渔场和主捕品种也发生了较大的变化,由最初的北太平洋鳕鱼(*Gadous macrocephalus*)渔场拓展至东南太平洋智利竹筴鱼(*Trachurus murphyi*)渔场,目前已成功开拓南大洋南极磷虾(*Euphausia superba*)渔场。作业渔场和主捕品种的改变,对渔具和网板的要求各不相同,如鳕鱼拖网速度要求不高,但需中底层兼作拖网,智利竹筴鱼主要以高速中层拖网为主,而南极磷虾则必须在浅表层低速拖网作业。由于捕捞对象和作业要求的不同,对拖网渔具和网板的作业性能各不相同,虽然不同渔具和网板在作业过程中可以兼作生产,但兼作效果与专业网具和网板存在明显差异。目前,我国大型拖网船使用的网板主要依靠进口网板,比如冰

岛研发的立式曲面 V 型网板、日本和韩国的大展弦比立式网板等。由于引进的网板缺少理论数据,在网板的优化改进以及与网具的匹配上也存在许多问题^[1-2]。虽然余显炜等^[3]我国学者对网板进行了水动力性能方面的研究,为网板的性能分析提供了理论指导,但由于网板、拖网、拖网船在作业时是一个整体,三者配合的力学计算对于优化和正确使用网板具有指导意义。

本实验选取一款立式曲面 V 型网板,结合“龙腾”号的数据以及网板和四片式大网目中层拖网的水槽实验数据,进行网板、拖网、拖网船的配合计算研究,并通过对不同情况下计算结果的对比分析,总结各参数对网板和整体拖网系统的影响规律,为网板的进一步优化以及合理使用提供理论依据。

收稿日期:2014-06-24 修回日期:2014-10-31

资助项目:中央级公益性科研院所基本科研业务费专项(2014T01);国家“八六三”高技术研究发展计划(2012AA092301);公益性行业(农业)科研专项(201203018)

通信作者:黄洪亮,E-mail:ecshhl@163.com

1 研究方法

1.1 基本坐标系

在本实验的配合计算中,在拖网系统中设置两个主要坐标系^[3],拖网系统坐标及网板坐标。另外设置一个辅助计算坐标系,与网板坐标系在同一个平面内,并且各坐标轴与拖网系统坐标系各相应坐标轴平行。图1为各坐标系设置示意图,拖网系统坐标原点 O 为拖网翼端与手纲的连接点,拖网前进方向为 X 轴的指向,垂直向上为 Y 轴指向,与 X 、 Y 轴相垂直为 Z 轴指向。网板坐标原点 O_1 为网板弦的中点, O_1X' 轴与弦相垂直, O_1Z' 轴与弦的方向一致, O_1Y' 轴与 O_1X' 、 O_1Z' 相垂直。

1.2 基本方程组

本实验根据已知的翼端的张力,通过钢索张力方程式计算网板与手纲连接点的张力,再通过网板平衡方程式计算曳纲与网板连接点的张力,最后计算曳纲与拖船连接点的张力,若最后计算得到的拖船曳引力以及曳纲与拖船连接点的位置符合拖船数据的要求,即代表配合计算成功。

本实验主要方程:钢索张力计算方程式、网板平衡方程式以及拖船判定方程式^[3]。其中,钢索

张力计算方程式如下^[4]:

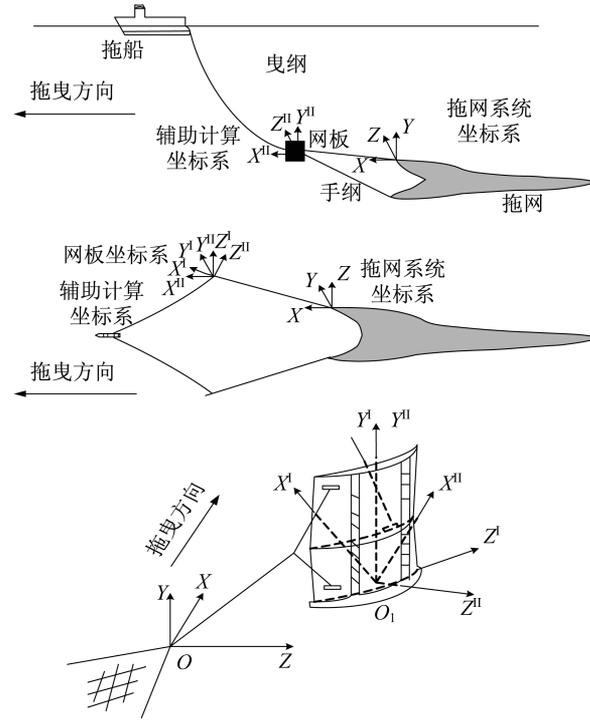


图1 坐标系设置示意图

Fig.1 Sketch map of coordinate system setup

$$\begin{cases}
 \frac{dx}{ds} = \sqrt{1 - \cos^2\beta - \cos^2\gamma} \\
 \frac{dy}{ds} = \cos\beta \\
 \frac{dz}{ds} = \cos\gamma \\
 \frac{dT}{ds} = \pm \left\{ 0.6778k_D(1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta)^{0.5166} \left[\frac{\cos^{2.3415}\beta}{\sin^{1.0238}\gamma} + \frac{\cos^{2.3415}\gamma}{\sin^{1.0238}\beta} \right] - k_D \sqrt{1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta} \right. \\
 \left. [0.9383 - 0.5452\sqrt{1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta} - 0.3496(1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta)] - p\cos\beta \right\} \\
 \frac{d\beta}{ds} = \pm \left\{ 0.6778k_D(1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta)^{0.5166} \left[\frac{\cos^{2.3415}\gamma}{\sin^{1.0238}\beta} - \frac{\sin^2\beta\cos^{0.3415}\gamma}{\sin^{1.0238}\beta} \right] - k_D \sqrt{1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta} \right. \\
 \left. [0.9383 - 0.5452\sqrt{1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta}] - 0.3496(1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta) \right\} \pm \frac{p\sin\beta}{T} \\
 \frac{d\gamma}{ds} = \pm \frac{\cot\gamma}{T} \left\{ 0.6778k_D(1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta)^{0.5166} \left[\frac{\cos^{2.3415}\beta}{\sin^{1.0238}\gamma} - \frac{\sin^2\gamma\cos^{0.3415}\beta}{\sin^{1.0238}\beta} \right] - k_D \sqrt{1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta} \right. \\
 \left. [0.9383 - 0.5452\sqrt{1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta}] - 0.3496(1 - \cos^2\gamma - \cos^2\beta) \right\} - p\cos\beta
 \end{cases} \quad (1)$$

上述方程式中的系数是通过国产6股19丝,长26.5cm,直径12.4mm的钢丝索进行水动力性能水槽实验确定的,系数纲为 T^{-1} 。因此,该方程式适用于钢丝索的空间形状及张力计算,

当网索的材料改变时,方程不再适用。式中, $K_D = \frac{\rho V^2}{2} \cdot d$,其中 ρ 为流体密度, V 为运动速度, d 为网索直径,单位均采用国际单位制。

在对上述方程式求解时,一般有两种情况:已知船边曳纲的张力及与各方向夹角,求曳纲水下任一长度处的张力与坐标;或者已知曳纲与网板连接点处的深度、曳纲张力及与各方向夹角,求水面处的张力、夹角及曳纲长度。在配合计算中,一般通过网具模型实验得到网翼端的张力和夹角作为手纲张力的初始值,从而根据以上方程式得出手纲与网板连接点的张力和夹角,代入网板平衡方程式计算得到曳纲与网板连接点的张力和夹角,再通过钢索张力方程式求得曳纲在水面处的张力、夹角及曳纲长度。

网板平衡方程如下^[3]:

$$\begin{cases} T_A \cos\alpha_A - T_K \cos\alpha_K - R_{Bx} = 0 \\ T_A \cos\beta_A - T_K \cos\beta_K - G = 0 \\ -T_A \cos\gamma_A - T_K \cos\gamma_K + R_z = 0 \\ G(z_g - z_A) - R_{Bz}(y_A - y_P) - \\ T_K \cos\beta_K(z_A - z_K) + T_K \cos\gamma_K(y_A - Y_K) = 0 \\ R_{Bz}(x_A - x_P) - R_{Bx}(z_P - z_A) - \\ T_K \cos\gamma_K(x_A - x_K) + T_K \cos\alpha_K(z_A - z_K) = 0 \\ G(x_A - x_g) - R_{Bx}(y_A - y_P) + \\ T_K \cos\beta_K(x_A - x_K) - T_K \cos\alpha_K(y_A - y_K) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中, T_K 为手纲与网板连接点的张力,与 X、Y、Z 轴的夹角分别为 α_k 、 β_k 、 γ_k ; T_A 为手纲与网板连接点的张力,与 X、Y、Z 轴的夹角分别为 α_A 、 β_A 、 γ_A ; R_{Bx} 、 R_{Bz} 为作用在水动力中心的网板水动力在 X、Y 轴方向的分力; G 为网板在水中自重。从平衡方程可见:对于固定形态的网板,手纲、曳纲张力及连接点的位置对网板平衡时的工作状态影响极大;当网板参数可调时,网板重量、重心、水动力曲线及压力中心位置皆是影响网板平衡状态的重要参数。

除了以上方程式外,配合计算过程还需判定条件方程,来判断拖网、网板、拖船是否配合成功。本实验通过拖船的数据对配合计算进行判定:曳纲与拖船作用点之间的距离必须与拖船曳纲滑轮间距相等;拖船的最大曳引力必须大于等于曳纲与拖船结合点处的水平拖曳力^[3]。判定方程如下:

$$Z_A - Z_B = \frac{L_0 - L_B}{2} \quad (3)$$

$$P \geq 2T_B \cos\alpha_B \quad (4)$$

式中,拖船与曳纲连接点 B 的 Z 坐标为 z_B ,网板与曳纲连接点 A 的 Z 坐标为 z_A , L_0 为网板的间

距, L_B 为拖船曳纲滑轮间距, P 为拖船最大曳引力, T_B 为曳纲与拖船连接点的曳纲张力, $\cos\alpha_B$ 为曳纲与拖船连接点的曳纲张力与 X 轴的夹角。

1.3 坐标转换

以上方程式中的参数坐标都是相对拖网系统坐标系取值的,但设置初始条件时网板受力作用点坐标是相对网板坐标系取值的,所以网板平衡方程式中的各作用点坐标要经过坐标系统的换算,换算如下^[3]:

$O_1X'Y'Z'$ 坐标系和 $O_1X''Y''Z''$ 坐标系的关系为

$$\begin{cases} x' = z' \cos\alpha + x' \sin\alpha \\ y'' = y' \\ z'' = z' \sin\alpha - x' \cos\alpha \end{cases} \quad (5)$$

先求得手纲与网板连接点 K 点在 OXYZ 坐标系中的坐标

$$\begin{cases} x_{o_1} = x_k + |x_k''| \\ y_{o_1} = y_k + y_k'' \\ z_{o_1} = z_k + |z_k''| \end{cases} \quad (6)$$

而 OXYZ 坐标系与 $O_1X''Y''Z''$ 坐标系的关系为

$$\begin{cases} x = x_{o_1} + x'' \\ y = y_{o_1} + y'' \\ z = z_{o_1} + z'' \end{cases} \quad (7)$$

将公式(5)、(6)代入公式(7)中,设 y_k 与 y_k' 之差为 DH ,则得到:

$$\begin{cases} x = x_k + |z_k' \cos\alpha + x_k' \sin\alpha| + z' \cos\alpha + x' \sin\alpha \\ y = y' - DH \\ z = z_k + |z_k' \sin\alpha - x_k' \cos\alpha| + z' \sin\alpha - x' \cos\alpha \end{cases} \quad (8)$$

上式中的 x' 、 y' 、 z' 可写成:

$$\begin{cases} x' = \sin\alpha(x - x_k - |z_k' \cos\alpha - x_k' \sin\alpha|) - \\ \cos\alpha(z - z_k - |z_k' \sin\alpha - x_k' \cos\alpha|) \\ y' = y + DH \\ z' = \cos\alpha(x - x_k - |z_k' \cos\alpha - x_k' \sin\alpha|) - \\ \sin\alpha(z_k - z + |z_k' \sin\alpha - x_k' \cos\alpha|) \end{cases} \quad (9)$$

网板上各作用点都可以通过公式(8)和(9)将网板坐标转化为拖网坐标。

2 结果

2.1 初始参数设置

网板面积为 11 m^2 ,水中重量 $30\,000 \text{ N}$ (图2)。

曳网速度 2 kn, 所用手纲长 100 m, 直径为 25.5 mm, 在水中的单位重量为 19.17 N/m。曳网长度可变, 直径为 32.5 mm, 在水中的单位重量为 31 N/m^[5-6]。

网板上各作用力的作用点在 $O_1X'Y'Z'$ 坐标系中的值为

重心作用点 $g(m)$: $x'_g = -0.28, y'_g = 1.935, z'_g = -0.07$

水动力作用点 $P(m)$: $x'_p = 0, y'_p = 2.10, z'_p = 0$

曳网作用点 $A(m)$: $x'_A = -0.04, y'_p = 2.10, z'_p = 0.6$

手纲作用点 $K(m)$: $x'_A = -0.35, y'_p = 2.10, z'_p = -0.6$

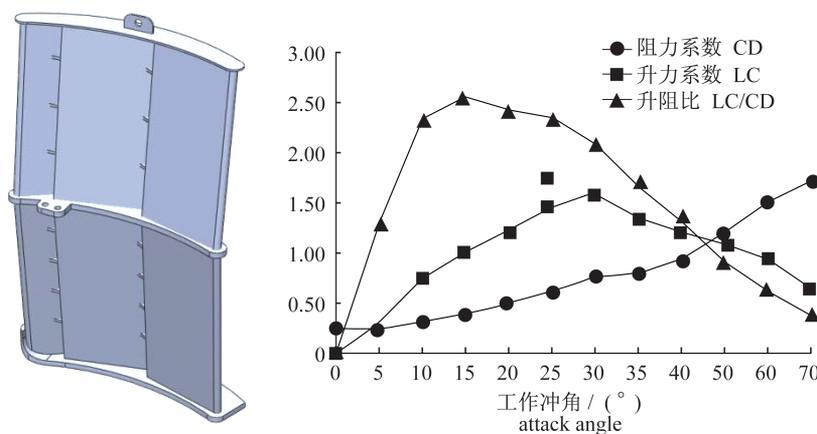


图2 立式曲面V型网板形状示意图及水动力性能曲线

Fig. 2 Sketch map of vertical cambered V type otter board and hydrodynamic performance curve

2.2 计算与分析

根据以上初始参数, 采用 0.1 m 步长对手纲进行计算, 得出手纲与网板连接点的张力为 15 981 N, 张力与 X、Y、Z 轴的夹角为 16.27°、82.24°、75.79°。根据计算得到的手纲张力对网板进行受力分析, 得出曳网与网板连接点的张力为 36 068.7 N, 与 X、Y、Z 轴的的夹角为 64.72°、26.93°、81.35°。再以曳网与网板连接点张力为初值, 以 0.1 m 步长对曳网进行计算, 得出曳网与拖船处的张力为 42 035.1 N, 与 X、Y、Z 轴的的夹角为 64.94°、26.21°、97.19°(表 1)。

另外, 为了了解不同拖曳速度对拖网系统整体配合计算的影响, 以拖曳速度为可变参数, 进行不同组次的计算。

值得注意的是, 在这一系列算例中, 曳网张力先减后增, 没有呈现单一趋势变化, 这是因为在本

本实验所使用的网板是通过叉纲连接的, 为了计算简便, 选取叉纲连接点的中点作为计算手纲连接点, 水动力作用点参考 Reite 等^[7]的设置方法, 设在网板坐标系原点上方网板高度一半的位置, 其他作用点由模型网板测量得到。 y_k 与 y'_k 之差 $DH = 2.10$ m, 网翼端水平扩张 $L_N = 25$ m, 拖船曳网滑轮间距 $L_B = 19$ m, 网翼端一端阻力在拖速为 1.6、2.0 和 2.4 kn 时, 分别为 $T_0 = 10\ 368$ 、15 753.6 和 20 736 N^[8], 与 Y 轴夹角为 89°, 与 Z 轴夹角为 75°。网板升阻力系数曲线由水槽实验得出(图 2), 实验在农业部东海与远洋渔业资源开发利用重点实验室完成^[9-10]。

计算中, 曳网的长度不固定, 由拖网和网板的参数以及拖船曳网滑轮间距配合计算得到, 经配合计算后, 得到的曳网长度及曳网张力与水平方向夹角的改变使得船边曳网张力呈现先减后增的波动。随着拖曳速度的增加, 工作冲角减小, 曳网张力与水平方向夹、曳网长度和网翼端深度也随之减小, 水平曳引力增加(图 3)。

表 1 拖网系统参数

Tab. 1 Calculation results of trawl system parameters

系统参数 system parameters	数值 value
网板工作冲角/(°) otter board attack angle	18.51
曳网长度/m wrap length	208.5
翼端深度/m net depth	186.5
曳网张力/N wrap tension	42 035.1
曳网与曳网方向夹角/(°) wrap horizontal angle	64.94
水平曳引力/N horizontal drag force	17 805.8

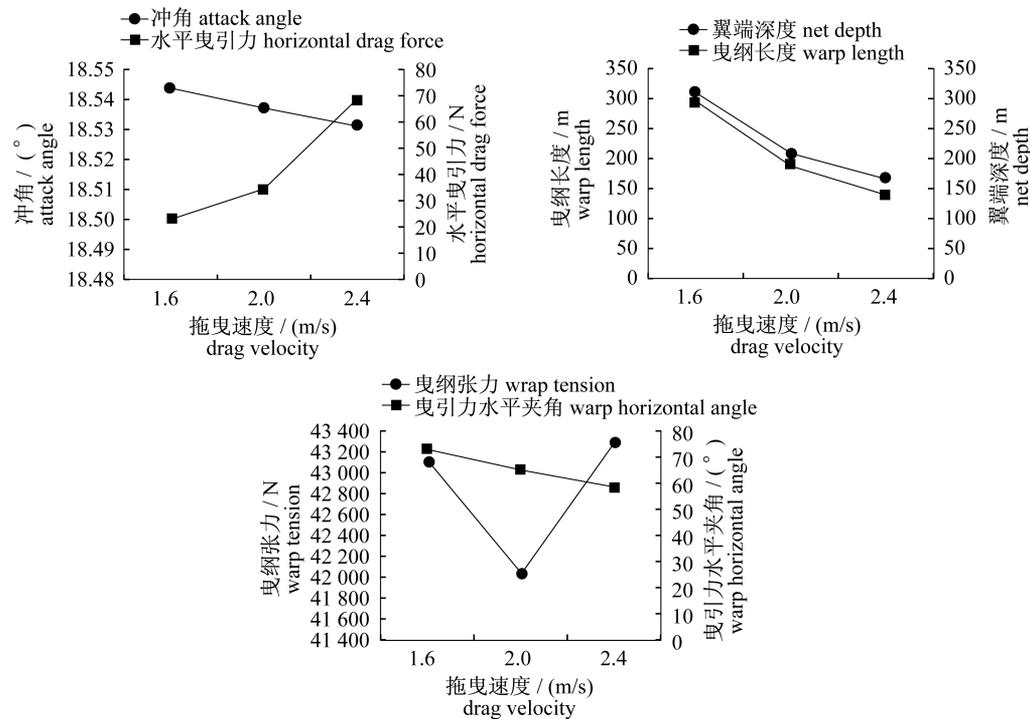


图3 不同拖曳速度下的冲角、水平曳引力、曳纲长度、翼端深度、曳纲张力及与水平方向夹角

Fig. 3 The attack angle, horizontal drag force, warp length, net depth, warp tension and horizontal angle versus varied drag velocity

3 讨论

3.1 网板合理使用

在网板的使用中,调整曳纲连接点及手纲连接点位置以改变网板工作状态是较常见的手段,而本实验仅考虑在网板直立工作状态下的系统配合计算,且曳纲手纲连接点为几个固定的待选连接孔,所以调整连接点位置一般情况下即为改变连接点Z坐标,X、Y坐标几乎不改变或者变化较小,选取连接点Z坐标作为可变参数,进行拖网系统的配合计算。通过试算得出,在 $z=0.1\sim 1.18\text{ m}$,网板在配合计算中皆可达到平衡位置,超出此范围整个拖网系统将无法配合作业。现将该范围内的Z坐标及对应得到的网板工作冲角、翼端深度及曳纲张力进行拟合(图4),总结出基于曳纲连接点Z坐标的用于估算网板工作冲角、翼端深度及曳纲张力的公式,拟合优度皆为0.99:

$$\alpha = -2.1e^{-\frac{z}{0.95}} + 18.52 \quad (10)$$

$$H = -145.5e^{-\frac{z}{0.12}} + 189.2 \quad (11)$$

$$T = -4110e^{-\frac{z}{0.13}} + 42125.4 \quad (12)$$

本实验拟合的公式都是经验公式,其中估算

工作冲角公式中系数为无量纲数,冲角单位为角度制;估算翼端深度公式中的系数为L,变量单位采用国际单位制;估算曳纲张力公式中的系数为 MLT^{-2} ,变量单位为国际单位制,以下所有相应经验公式皆采用相同设置。从图5中可见,工作冲角、翼端深度及曳纲张力都随曳纲连接点Z坐标的增加呈指数增长, $z=0.1\sim 0.6\text{ m}$ 时,工作冲角、翼端深度及曳纲张力都随Z坐标增加而快速增长, $z=0.6\sim 1.18\text{ m}$ 时,逐渐达到稳定,变化较小。在本实验计算条件下,通过调节曳纲连接点Z坐标可控制工作冲角为 $17.77^\circ\sim 18.55^\circ$,翼端深度为 $124.3\sim 192.3\text{ m}$,曳纲张力为 $40210\sim 42219\text{ N}$ 。

同样选取连接点Z坐标表征手纲连接点位置,并作为可变参数。通过试算得出,当 $z'=-0.05\sim 0.85\text{ m}$ 进,网板在配合计算中皆可达到平衡位置,超出此范围整个拖网系统将无法配合作业。现将该范围内的Z坐标及对应得到的网板工作冲角、翼端深度及曳纲张力进行拟合,总结出基于手纲连接点Z坐标的用于估算网板工作冲角、翼端深度及曳纲张力的公式,拟合优度皆为0.99:

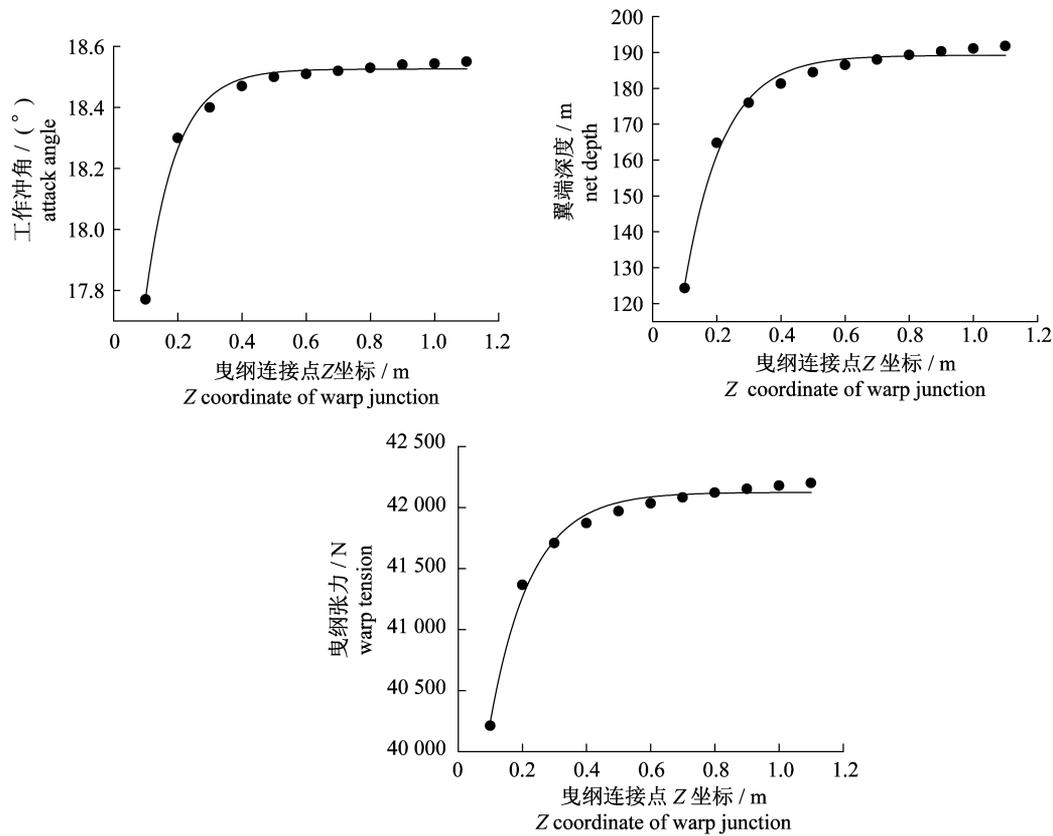


图4 不同曳纲连接点Z坐标下的冲角、翼端深度及曳纲张力

Fig. 4 The attack angle, net depth and warp tension versus varied Z coordinate of warp junction

$$\alpha = -4.1z' + 16.2 \quad (13)$$

$$H = 0.58e^{-\frac{z'}{0.12}} + 93 \quad (14)$$

$$T = 7.37e^{-\frac{z'}{0.11}} + 39\,725 \quad (15)$$

工作冲角与手纲连接点Z坐标呈线性关系,并随Z坐标的增加而减小,翼端深度及曳纲张力都随手纲连接点Z坐标的增加呈指数减少, $z' = -0.4 \sim -0.85$ m,翼端深度及曳纲张力都随Z坐标增加而快速下降,当 $z' = -0.4 \sim -0.05$ m,逐渐趋于稳定。在本实验计算条件下,通过调节手纲连接点Z坐标可控制工作冲角为 $16.54^\circ \sim 19.85^\circ$,翼端深度为 $75.9 \sim 679.5$ m,曳纲张力为 $39\,533.5 \sim 57\,933$ N(图5)。

调节手纲和曳纲连接点都可改变工作冲角、翼端深度和曳纲张力。本实验中,网板的最佳冲角为 15° , $K_{\max} = 2.555$,而配合计算得出的工作冲角接近最佳冲角, $K = 2.515$ 。若实际应用中需得到更高的升阻比,可通过减小曳纲连接点Z坐标或增大手纲连接点Z坐标来减小工作冲角;若在作业中需调整工作水层,如使工作水层变浅,则可通过减小曳纲连接点Z坐标或增大手纲连接点Z

坐标来减小拖网翼端深度;同样若作业中需要减少拖船输出功率,也可通过减小曳纲连接点Z坐标或增大手纲连接点Z坐标来减小曳纲张力。具体的坐标值可通过将目标参数值代入相应公式(10)~(15)中计算得到。

值得注意的是,代入计算之前要先确定目标参数值是否在可控范围之内,如果超出该范围,只能尽量接近目标而无法达到。且在相同条件下,调节手纲连接点坐标得到的工作冲角、翼端深度和曳纲张力可控范围要更广。

3.2 网板的优化

在网板的优化中,一般采取调整网板的重量、面积、剖面形态以及开缝的位置等方法,在本实验计算中,由于网板的水动力曲线是作为已知条件代入计算的,所以保持水动力曲线不变,选取网板水中重量(图6)及面积(图7)作为可变参数进行配合计算。通过试算可知,网板水中重量大于等于 $15\,000$ N时,网板在配合计算中皆可达到平衡位置且整个系统配合成功,但网板质量太大会导致曳纲过长,所以将网板水中重量调整范围定为 $15\,000 \sim 8\,000$ N以进行配

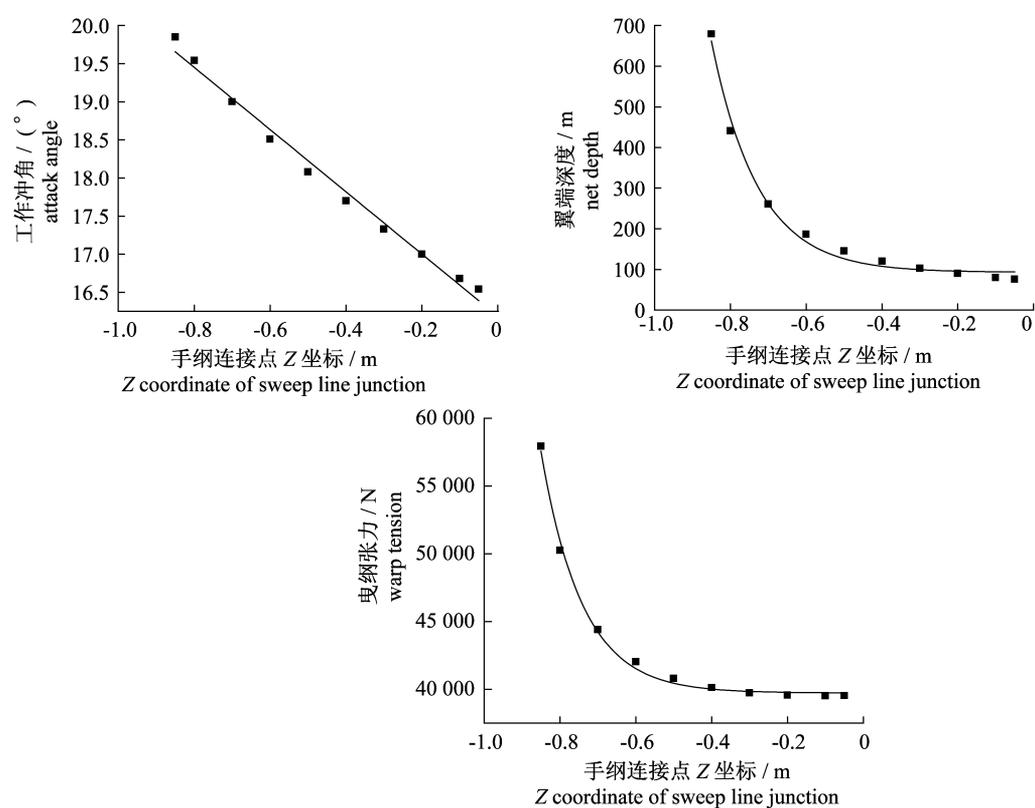


图 5 不同手纲连接点 Z 坐标下的冲角、翼端深度及曳纲张力

Fig. 5 The attack angle, net depth and warp tension versus varied Z coordinate of sweep line junction

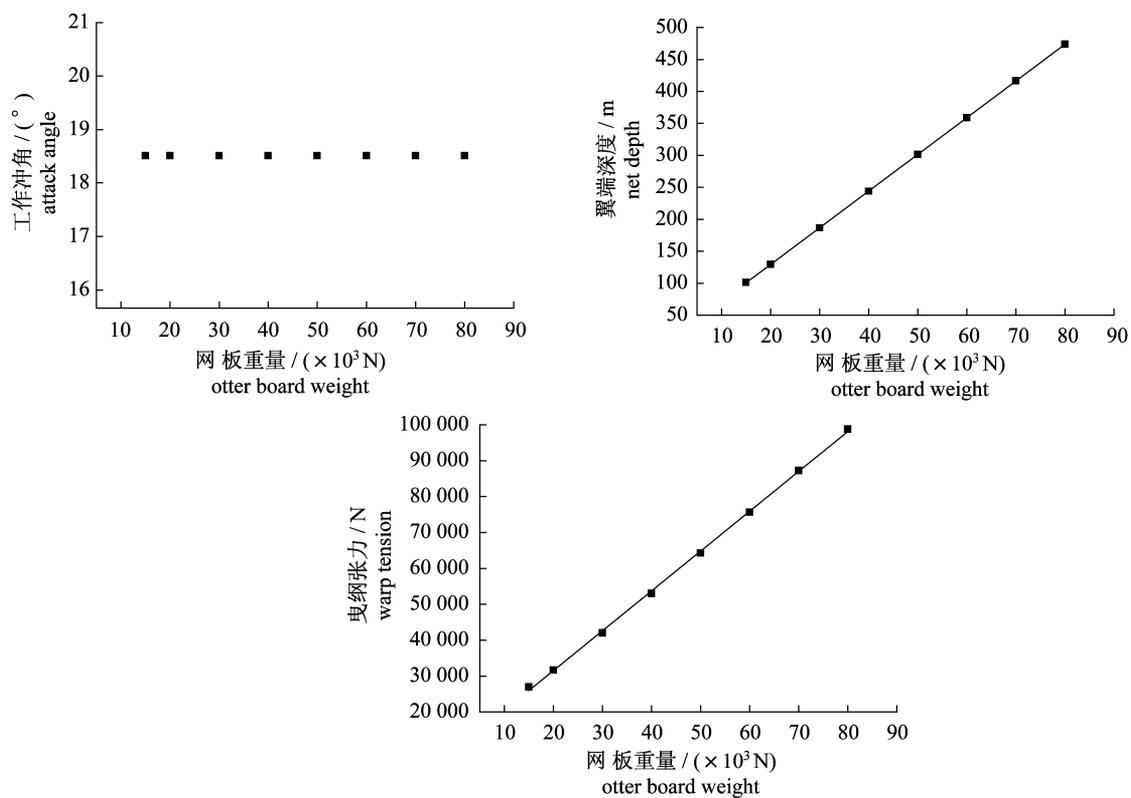


图 6 不同网板质量下的冲角、翼端深度及曳纲张力

Fig. 6 The attack angle, net depth and warp tension versus varied otter board weight

合计算。现将该范围内的网板重量及对应得到的网板工作冲角、翼端深度及曳纲张力进行拟合,总结得出基于网板水中重量估算翼端深度及曳纲张力的公式,拟合优度皆为 0.99:

$$H = 0.006G + 14.7 \quad (16)$$

$$T = 1.11G + 9\,300 \quad (17)$$

结果表明,工作冲角不受网板水中重量改变的影响,这是由于重心及水动力作用点都在网板左右对称轴上,如果重心及水动力作用点不在对称轴上,这一规律将不再适用。翼端深度及曳纲张力都随网板水中重量增加呈线性增加。

同样选取网板面积作为可变参数,且假设网板重量不随面积改变。选取面积 A 在 $11 \sim 18 \text{ m}^2$ 的范围内,将该范围内的网板面积及对应得到的网板工作冲角、翼端深度及曳纲张力进行拟合,总结得出基于网板面积估算网板工作冲角、翼端深度及曳纲张力的公式,拟合优度分别为 0.93、0.99、0.98:

$$\alpha = 0.027A + 18.2 \quad (18)$$

$$H = -0.56A + 192.7 \quad (19)$$

$$T = 1.58A + 42\,018 \quad (20)$$

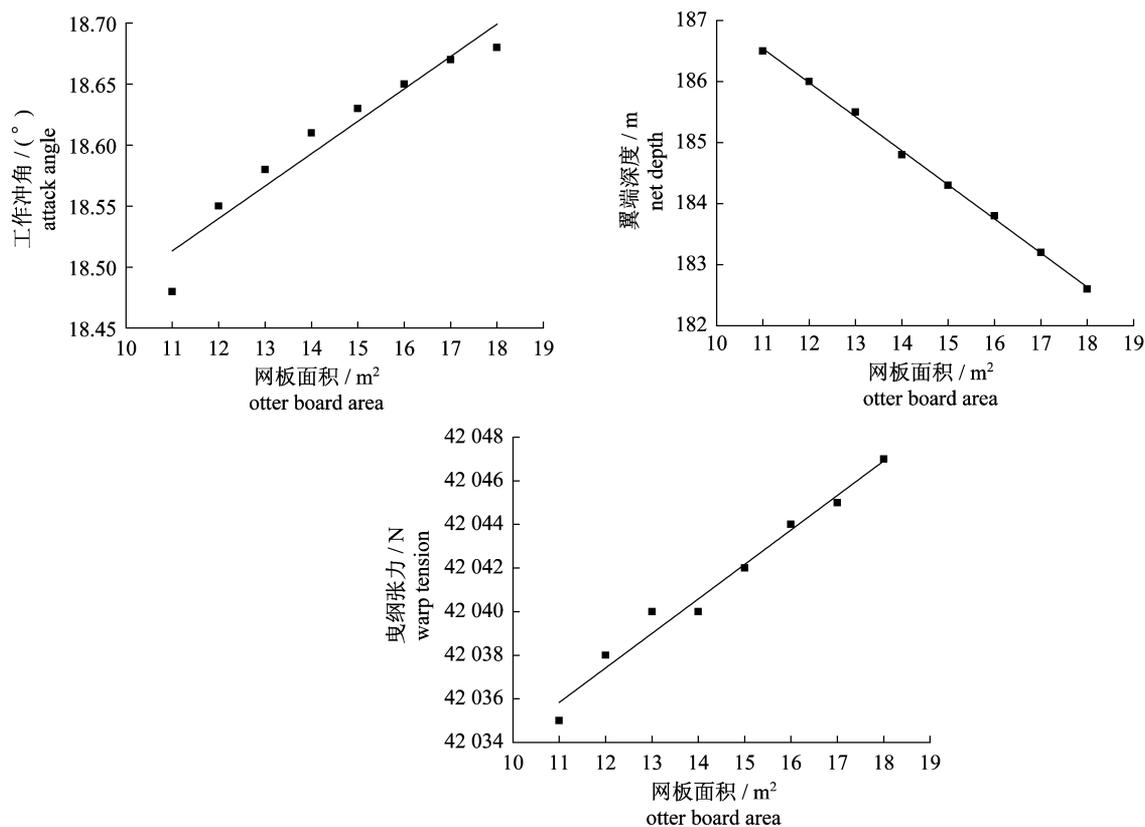


图7 不同网板面积下的冲角、翼端深度及曳纲张力

Fig. 7 The attack angle, warp length, net depth and warp tension versus varied otter board areas

结果表明,工作冲角、翼端深度以及曳纲张力都与网板面积呈线性关系,工作冲角和曳纲张力随网板面积增大而增大,翼端深度随网板面积增大而减小。

结果表明,对网板面积和重量进行优化都可改变网板在拖网系统中的作业性能。针对本实验网板,在优化时,若适当减少网板在水中重量,则可减小拖船功率负荷,也更适合在浅层作业;若适当减小网板面积,则可降低网板工作冲角,使其更

加接近最佳工作冲角,得到更大的升阻比,同时减小拖船功率负荷,更适合在水深稍深的水层作业。具体的质量及面积值可通过将目标参数值代入相应公式(16)~(20)中计算得到。

参考文献:

- [1] Xu B S, Zhang X, Wang M Y. A review on the trawl otter board evolution[J]. Journal of Fujian Fisheries, 2010, 3(1): 86-90. [徐宝生, 张勋, 王明彦. 单船

- 拖网网板的现状及发展趋势. 福建水产, 2010, 3(1): 86 - 90.]
- [2] Zhang X, Wang M Y, Xu B S. A primary study on type, structure and performance of trawl otter board [J]. Journal of Fishery Sciences of China, 2004, 11 (suppl. 1): 107 - 113. [张勋, 王明彦, 徐宝生. 拖网网板型式、结构与性能的研究与应用进展. 中国水产科学, 2004, 11(增1): 107 - 113.]
- [3] She X W. The mechanical calculation of the match of trawl board, trawl and trawler [J]. Journal of Zhejiang Fishery Academy, 1986, 5(1): 21 - 35. [余显炜. 网板、拖网、拖网船配合的力学计算. 浙江水产学院学报, 1986, 5(1): 21 - 35.]
- [4] She X W, Yu C D, Hu F X. A calculation of the configuration and tension of the warp [J]. Journal of Zhejiang Fishery Academy, 1984, 3(2): 167 - 177. [余显炜, 虞聪达, 胡夫祥. 曳纲形状和张力计算. 浙江水产学院学报, 1984, 3(2): 167 - 177.]
- [5] Cui J Z. Finishing gear and methology [M]. Beijing: Chinese Agricultural Press, 1996: 155 - 170. [崔建章. 渔具与渔法学. 北京: 中国农业出版社, 1996: 155 - 170.]
- [6] Huang X C. Marine fishing manual [M]. Beijing: Chinese Agricultural Press, 1990: 180 - 202. [黄锡昌. 海洋捕捞手册. 北京: 中国农业出版社, 1990: 180 - 202.]
- [7] Reite K J, Sorensen A J. Mathematical modeling of the hydrodynamic forces on a trawl door [J]. Oceanic Engineering, 2006, 31(2): 432 - 453.
- [8] Feng C L, Huang H L, Zhou A Z, *et al.* Performance optimization of a trawl for Antarctic krill [J]. Journal of Fishery Sciences of China, 2012, 19(4): 662 - 670. [冯春雷, 黄洪亮, 周爱忠, 等. 南极磷虾拖网的性能优化分析. 中国水产科学, 2012, 19(4): 662 - 670.]
- [9] Liu J, Huang H L, Chen S, *et al.* Model test of the hydrodynamic characteristics of two vertical cambered V type otter boards [J]. Chinese Journal of Hydrodynamics, 2014, 29(2): 183 - 188. [刘健, 黄洪亮, 陈帅, 等. 两种立式曲面 V 型网板水动力性能的实验研究. 水动力学研究与进展, 2014, 29(2): 183 - 188.]
- [10] Liu J, Huang H L, Chen S, *et al.* Hydrodynamic characteristics of low aspect ratio vertical cambered otter board [J]. Journal of Fisheries of China, 2013, 37(11): 1742 - 1749. [刘健, 黄洪亮, 陈帅, 等. 小展弦比立式曲面网板的水动力性能. 水产学报, 2013, 37(11): 1742 - 1749.]

Studies on mechanical matching calculation of vertical cambered V type otter board in trawl system

RAO Xin, HUANG Hongliang*, LIU Jian, YE Chunjie, LI Lingzhi, YANG Jialiang, CHEN Shuai

(*Key Laboratory of East China Sea and Oceanic Fishery Resources Exploitation, Ministry of Agriculture, East China Sea Fisheries Research Institute, Chinese Academy of Fishery Sciences, Shanghai 200090, China*)

Abstract: In this paper, for obtaining the influence of otter board on the mechanical trawl system matching calculation, trawl system mechanical matching calculation model was established based on the equilibrium equation of otter board and tension equation of wire rope, a widely used cambered V type otter board was selected, the hydrodynamic performance experiment data, combining with the data of 'Longteng' vessel and four patch and big mesh size mid water trawl experiment results were taken into the model, calculation and analysis was conducted from the tension of trawl wing tip, to the sweep line, otter board, wrap step by step, the attack angle, warp tension, warp length, net depth and other trawl system parameters value were obtained. The influences of otter board parameters on trawl system operation and force situation was analyzed, and it was proved that: Attack angle decreases with the increase of the drag velocity; warp tension and net depth increases exponentially with the increase of Z coordinate of warp line junction, decreases linearly with the increase of Z coordinate of sweep line junction; attack angle was controlled between $17.77^\circ - 18.55^\circ$, net depth between 124.3 - 192.3 m, and warp tension between 40 210 - 42 219 N via the Z coordinate of warp line junction was adjusted between 0.1 - 0.6 m; attack angle was controlled between $16.54^\circ - 19.85^\circ$, net depth between 75.9 - 679.5 m, and warp tension between 39 533.5 - 57 933 N via the Z coordinate of sweep line junction was adjusted between -0.4 - 0.05 m; trawlers loading decreases with the decrease of otter board weight, and be more suitable for shallow operation; attack angle and trawlers loading decreases with the decrease of otter board area, and be more suitable for deep layer operation. The rules of mechanical matching calculation versus otter board parameters were summarized, and the estimation equations were obtained, and reference for correct using and further development of otter board were provided.

Key words: vertical cambered V type otter board; trawl system; mechanical match calculation

Corresponding author: HUANG Hongliang. E-mail: ecshhl@163.com