

Голиков С.П., Сметюх Н.П.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕИНЕРЦИОННЫХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КОРПУС СУДНА ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ В ЗАДАЧАХ АВТОМАТИЗАЦИИ

В статье рассмотрена математическая модель, описывающая процесс движения промышленного судна. Приведены методики определения неинерционных сил, действующих на судно в зависимости от характеристик судна и влияния окружающей среды. Представлены выражения для определения корпусных гидродинамических и аэродинамических сил вихревой природы рыбопромыслового судна. На основе анализа исследований в области теории корабля составлены методики для расчета сил действия гребного винта и руля судна.

Ключевые слова: судно, управление, модель, теория корабля.

При построении систем автоматизации математическое описание движения промышленного судна осуществляется с использованием известных из теории управляемости корабля [1] дифференциальных уравнений движения судна в горизонтальной плоскости.

При составлении уравнений движения судна используются следующие допущения:

- движение судна происходит в плоскости ватерлинии;
- дифферент и крен судна малы и не учитываются;
- гидродинамические характеристики судна не изменяются при изменении режимов работы судна.

С учетом сказанного уравнения движения судна имеют вид [2]

$$\left. \begin{aligned} & (m + \lambda_{11}) \cdot \frac{dV}{dt} \cos \alpha_n - (m + \lambda_{11}) \frac{d\alpha_n}{dt} \cdot V \cdot \sin \alpha_n + (m + \lambda_{22}) \cdot V \times \\ & \times \omega \cdot \sin \alpha_n - \lambda_{26} \cdot \omega^2 = X_A + X_P + X_K + T_K + T_\sigma \cos \varphi \cos \Theta_1; \\ & (m + \lambda_{22}) \cdot \frac{dV}{dt} \sin \alpha_n - (m + \lambda_{22}) \frac{d\alpha_n}{dt} \cdot V \cdot \cos \alpha_n + (m + \lambda_{11}) \cdot V \times \\ & \times \omega \cdot \cos \alpha_n + \lambda_{26} \cdot \frac{d\omega}{dt} = Y_A + Y_P + Y_K + Y_\sigma + T_\sigma \cos \varphi \sin \Theta_1; \\ & (I_z + \lambda_{66}) \cdot \frac{d\omega}{dt} - (\lambda_{11} - \lambda_{22}) \cdot V^2 \cdot \sin \alpha_n \cdot \cos \alpha_n + \lambda_{26} \cdot V \cdot \omega \cdot \cos \alpha_n - \\ & - \lambda_{26} \cdot V \cdot \frac{d\alpha_n}{dt} \cos \alpha_n - \lambda_{26} \cdot \frac{dV}{dt} \sin \alpha_n = (Y_\sigma + Y_P) \cdot I_P + M_K + M_A + M_P. \end{aligned} \right\} (1)$$

где t – время; T – сила упора винта; Y_σ – поперечная сила винта; X_K , X_A , X_P – продольные составляющие гидродинамической, аэродинамической сил действующих на корпус судна и силы на руле; Y_K , Y_A , Y_P – поперечные составляющие тех же сил; M_K , M_A , $((Y_\sigma + Y_P) \cdot I_P)$, M_P – моменты гидро и аэродинамической сил, боковой силы винта и руля; λ_{11} , λ_{26} , λ_{66} – присоединенные массы корпуса судна; T_σ – сила натяжения ваеров, φ – угол между ваером и его проекцией на горизонтальную плоскость, Θ_1 – угол между горизонтальной проекцией ваера и ДП судна.

Эти дифференциальные уравнения описывают движение судна на плоскости. Решение системы уравнений (1) дает возможность вычислять маневренные характеристики, положение центра тяжести на плоскости и данные о перемещении судна. Ее левые части соответствуют инерционным силам в самом общем виде, а правые неинерционным. Задача определения неинерционных сил является основной при моделировании процесса движения

судна при построении систем автоматизации.

Определение корпусных гидродинамических сил вихревой природы рыбопромыслового судна. В осях, связанных с судном, гидродинамические силы и момент могут быть представлены в следующем виде [1,2]

$$X_K = C_{XK} \frac{\rho}{2} A_D v^2; Y_K = C_{YK} \frac{\rho}{2} A_D v^2; M_K = C_{MK} \frac{\rho}{2} A_D L_C v^2,$$

где C_{XK}, C_{YK}, C_{MK} - безразмерные коэффициенты гидродинамических сил и момента; $A_D = \sigma_D L_C d_m$ - приведенная площадь погруженной части ДП; ρ - массовая плотность воды. Приведенный коэффициент полноты погруженной части ДП σ_D для судов с кормой обычной формы имеет вид [1]

$$\sigma_D = 1 - \frac{3}{(20-i)} \frac{A_C}{L_C d_m} + \frac{0,054}{d_m/L_C} (\Delta_1 + \Delta_2);$$

где i - номер теоретического шпангоута; A_C - площадь, дополняющая контур кормовой части ДП до прямоугольника; Δ_1 - тангенс угла статического дифферента, определяемый по формуле

$$\Delta_1 = \frac{(d_A - d_F)}{L_C},$$

где d_A - осадка кормой; d_F - осадка носом; Δ_2 - тангенс ходового дифферента судна, зависящий от числа Фруда $Fr = \frac{V}{\sqrt{gL_C}}$.

Так как для промысловых судов Δ_2 мал и практически не зависит от скорости, то его наличие не сказывается на гидродинамических характеристиках судна и им можно пренебречь.

Для судов с нестандартными типами кормы σ_D вычисляется по формулам, предложенным Р.Я.Першицем [3]. Ю.М.Мастушкин [2] предложил вычислять коэффициент σ_D для промысловых судов по следующим формулам

$$\sigma_D = 0,5(\sigma_K + \sigma_H); \sigma_K = 1 - \frac{2f_K}{L_C d_m}; \sigma_H = 1 - \frac{2f_H}{L_C d_m},$$

где f_K - площадь, дополняющая кормовую часть ДП до прямоугольника при $d_A = d_m$; f_H - площадь, дополняющая носовую часть ДП до прямоугольника при $d_F = d_m$.

В теории движения корабля коэффициенты C_{XK}, C_{YK}, C_{MK} рассматриваются как функции двух переменных – угла дрейфа β и безразмерной угловой скорости $\bar{\omega} = \frac{\omega L_C}{V}$. Структуру функциональной зависимости безразмерных коэффициентов C_{XK}, C_{YK}, C_{MK} большинство исследователей принимают полиномиальной

$$C_{XK} = C_{X0} + C_X^\beta \beta + C_X^{\bar{\omega}} \bar{\omega} + C_X^{\beta\beta} \beta^2 + C_X^{\bar{\omega}\bar{\omega}} \bar{\omega}^2 + C_X^{\beta\bar{\omega}} \beta \bar{\omega} + C_X^{\beta\beta\beta} \beta^2 |\beta| + \dots;$$

$$C_{YK} = C_Y^\beta \beta + C_Y^{\bar{\omega}} \bar{\omega} + C_Y^{\beta\beta} \beta |\beta| + C_Y^{\bar{\omega}\bar{\omega}} \bar{\omega} |\bar{\omega}| + C_Y^{\beta\bar{\omega}} \beta |\bar{\omega}| + C_Y^{\beta\beta\beta} \beta^3 + \dots;$$

$$C_{MK} = C_m^\beta \beta + C_m^{\bar{\omega}} \bar{\omega} + C_m^{\beta\beta} \beta |\beta| + C_m^{\bar{\omega}\bar{\omega}} \bar{\omega} |\bar{\omega}| + C_m^{\beta\bar{\omega}} \beta |\bar{\omega}| + C_m^{\beta\beta\beta} \beta^3 + \dots$$

Наиболее распространенные расчетные аппроксимационные зависимости для определения гидродинамических характеристик корпусов морских судов были предложены Р.Я.Першицем [3], Г.В.Соболевым, А.Д.Гофманом и В.И.Коганом, а также группой

японских исследователей. Обработка материалов систематического модельного эксперимента позволила Ю.М. Мاستушкину [2, 4] установить, что особенности геометрии корпуса промысловых судов существенным образом ограничивают использование существующих методов расчета управляемости морских транспортных судов и предложить следующие формулы для расчета коэффициентов C_{XK}, C_{YK}, C_{MK} промысловых судов

$$C_{XK} = C_{X0} + 0,25[(L_C/B) - 2]|\beta^2|\beta|;$$

$$C_{YK} = K_Y(a_1\beta + a_2\beta|\beta|) + K'_Y a_3 \bar{\omega}; \quad C_{MK} = b_1\beta - K'_m(b_2 + b_3\beta^2)\bar{\omega},$$

где K_Y, K'_Y, K'_m - поправочные коэффициенты, учитывающие влияние скуловых килей, которые определяются из следующих уравнений

$$K_Y = 1,35(1,8 - \sigma_K); \quad K'_Y = 1,9\sigma_K; \quad K'_m = 0,5 + 3,5(\sigma_K - 0,8).$$

Для определения коэффициентов $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3$ могут быть использованы графики [2, 4] или аппроксимирующие выражения [5]

$$a_1 = [0,9 + 7(\sigma_K - 0,8)^{1,6}] [1,02 - 0,04(L_C/B) - 0,09(B/d_m) - 0,5C_P];$$

$$a_2 = 1,42 + 0,07(L_C/B) + 0,25[3 - (B/d_m)]^{0,85} - 1,5C_P;$$

$$a_3 = 0,03 + 0,18(\sigma_K - 0,8)^{0,66};$$

$$b_1 = \left[1 - 6,59 \left(\frac{d_A - d_F}{L_C} \right) \right] [1,46 - 1,88(\sigma_K - 0,8)^{0,56}] \times$$

$$\times [0,71(d_m/L_C)\sqrt{L_C/B} - 0,1(C_P - 0,71)];$$

$$b_2 = [0,092 - 0,005(L_C/B) + 0,013[3 - (B/d_m)]^{2,115}] (3,4\sigma_K - 1,96);$$

$$b_3 = \{1 + 3,28(d_m/L_C)^{-0,73} [(d_A - d_F)/L_C]^{1,26}\} [0,855 +$$

$$+ 84,14(\sigma_K - 0,8)^{2,29}] \{0,24 - 0,012(L_C/B) + 0,09[3 - (B/d_m)]^{1,23}\}$$
(2)

Выражения [5], которые являются на сегодняшний день основными для расчета сил вихревой природы рыбодобывающих судов были получены в 1984 г. Данные зависимости (2) содержат четные степени, что вызывает иногда ошибку при численном интегрировании дифференциальных уравнений, описывающих динамику движения судна. Это объясняется тем, что при построении этих формул не предполагалась экстраполяция экспериментальных данных [2,4], а в некоторых случаях был сужен диапазон узловых точек. Снижение ошибки численного интегрирования возможно при использовании методики приведенной в [6].

Определение составляющих аэродинамических сил, действующих на корпус судна.

Для определения аэродинамических сил, действующих на корпус судна от ветра мгновенное положение и скорость судна связывают с полем постоянного ветра, для чего используют понятия истинного и кажущегося ветра. Под истинным ветром понимают ветер в координатах связанных с землей. В координатах, связанных с судном определяется кажущийся ветер, от которого зависят аэродинамические силы и моменты.

Истинный и кажущийся ветер определяются скоростями V_a и V_R и углами γ_a и γ_R . Угол истинного ветра отсчитывается от неподвижной оси O_gX_g , угол кажущегося ветра – от носовой части ДП судна.

Характеристики истинного ветра V_a и γ_a при оценке движения судна являются величинами заданными. Связь между ними и необходимыми для оценки усилий от ветра величинами V_R и γ_R определяется мгновенным положением судна на поверхности воды [1]

$$V_R = \sqrt{V_a^2 + V^2 - 2V_a V \cos(\gamma_a - \psi + \beta)}$$

$$\gamma_R = \arccos \frac{V - V_a \cos(\gamma_a - \psi + \beta)}{V_R} - \beta$$

Продольную и поперечную аэродинамические силы и момент представляют через коэффициенты

$$X_A = C_{XA} \frac{\rho_e}{2} A_X v_R^2; \quad Y_A = C_{YA} \frac{\rho_e}{2} A_Y v_R^2; \quad M_A = C_{MA} \frac{\rho_e}{2} A_Y L_C v_R^2,$$

где C_{XA}, C_{YA}, C_{MA} - безразмерные коэффициенты аэродинамических сил и момента; A_X, A_Y - площади проекций надводной части судна на плоскость миделя и ДП судна; ρ_e - массовая плотность воздуха.

Определение коэффициентов C_{XA}, C_{YA}, C_{MA} в зависимости от γ_R основывается на аппроксимации результатов аэродинамических испытаний моделей надводных частей судов полученные рядом авторов: А.Д. Гофманом [7], А.П. Тумашиком, И.В. Гирсом, и др. Наиболее частыми для использования приближенные формулы предложены К.К. Федяевским [8]

$$C_{YA} = 1,2 \sin \gamma_R;$$

$$C_{MA} = C_{YA} \left(0,25 - \frac{\gamma_R}{2\pi} \right).$$

Близкие результаты были получены И.В. Гирсом и А.М. Сарибаном [9].

Определение сил действия винта. Действие гребного винта (ГВ) характеризуется следующими величинами: T_E - тяга движителя, T - упор винта, Q - крутящий момент на гребном валу, Y_B - поперечная сила, развиваемая винтом. Указанные величины определяются выражениями [1]

$$T_E = K_E \rho n^2 D^4;$$

$$T = K_T \rho n^2 D^4;$$

$$Q = K_Q \rho n^2 D^5;$$

$$Y_B = K_{YE} \rho n^2 D^4,$$

где K_E - коэффициент тяги гребного винта, K_T, K_Q - коэффициенты упора и крутящего момента гребного винта в свободной воде, K_{YE} - коэффициент поперечной силы, n - частота вращения гребного винта, D - диаметр гребного винта.

При движении судна прямым курсом, т.е. при осевом натекании внешнего потока на гребной винт, величины коэффициентов K_E, K_T, K_Q, K_{YE} определяются величиной относительной поступи

$$J = \frac{V_A}{nD},$$

где $V_A = V(1 - \psi_{II})$ - скорость натекания потока, ψ_{II} - коэффициент попутного потока.

Кривые действия гребного винта обычно представляются в виде диаграмм $K_E(J), K_T(J), K_Q(J)$, построенных по результатам серийных испытаний [1].

При движении судна по криволинейной траектории происходит изменение угла натекания потока на винт (скос потока), что приводит к изменению режима работы винта. Для оценки этих изменений используют коэффициенты q_E , q_T , q_Q

$$q_E = \frac{K'_E}{K_E}; \quad q_T = \frac{K'_T}{K_T}; \quad q_Q = \frac{K'_Q}{K_Q},$$

где K'_E , K'_T , K'_Q - коэффициенты тяги, упора и крутящего момента гребного винта при криволинейном движении судна.

Обработка результатов экспериментальных исследований гребного винта при криволинейном движении судна выполненных Гутше [9] позволило А.Д. Гофману [7] получить формулы для вычисления зависимости коэффициентов q_T и q_Q от шагового отношения винта (P/D), угла скоса потока β_k^* и коэффициента винта по упору

$$C_{TA} = \frac{8 K_T}{\pi J^2}$$

$$q_T = 1 + C_1(P/D, C_{TA}) \cdot f_1(P/D, \beta_k^*);$$

$$q_Q = 1 + C_2(P/D, C_{TA}) \cdot f_2(\beta_k^*).$$

Вспомогательные функции $C_{1,2}(P/D, C_{TA})$, $f_{1,2}(P/D, \beta_k^*)$ определяются по графикам [10].

Поперечная сила Y_B на гребном винте образуется по двум причинам: из-за косоного натекания потока на винт при наличии угла дрейфа в корме (сила Y_{B1}) и из-за неравномерного распределения скоростей попутного потока по высоте гребного винта, что возможно и при прямолинейном движении судна (сила Y_{B2}). Таким образом силу Y_B представляют в виде двух составляющих [1]

$$Y_B = Y_{B1} + Y_{B2}.$$

В работах Г.А. Фирсова и И.Я. Миниовича предложены выражения для определения силы Y_{B1} в практических расчетах

$$Y_{B1} = K_{YE1} \rho n D^3 V_{II},$$

$$K_{YE1} = 2,14 K_{Q(0)} \left(1 - \frac{J}{J_Q} \right) \sin \beta_k^*,$$

где $K_{Q(0)}$ - коэффициент момента при $J = 0$ и J_Q - относительная поступь нулевого момента движителя.

Поперечная сила Y_{B2} , направленная в сторону вращения гребного винта может быть вычислена по формуле [2]

$$Y_{B2} = K_{YE2} \rho n^2 D^4,$$

$$K_{YE2} = -1,66 K_{Q(0)} \frac{J}{J_Q} \psi_P.$$

Определение сил действия руля. Гидродинамические силы возникающие на руле можно определить через безразмерные коэффициенты

$$X_P = C_{XP} \frac{\rho}{2} A_P \vartheta_{II}^2; \quad Y_P = C_{YP} \frac{\rho}{2} A_P \vartheta_{II}^2,$$

где C_{XP} и C_{YP} - безразмерные коэффициенты продольной и поперечной рулевой силы,

$A_P = A_R \left(1 + \frac{A_B}{A_R} C_{TA} \right)$ - приведенная площадь руля (для поворотных насадок $A_P = \pi D_H I_H$) [1].

Наиболее точно значения коэффициентов C_{XP} и C_{YP} определяют по атласам продувок крыльев [11]. С учетом того, что $C_{XK} \ll C_{XP}$ в практических расчетах силой X_p пренебрегают.

Для оценки коэффициента C_{YP} принято использовать линейное выражение [2]

$$C_{YP} = \mu \alpha,$$

где μ - градиент поперечной силы, зависящий от относительного удлинения пера руля λ_R , α - угол атаки пера руля.

Определение значения μ для простых рулей возможно по одной из известных формул

Л. Прандтля [1] $\mu = \frac{2\pi\lambda_R}{2 + \lambda_R}$ или К.К. Федяевского [8] $\mu = \frac{2\pi\lambda_R}{2 + \sqrt{\lambda_R^2 + 4}}$.

Для активных рулей значение μ может быть определено по приближенному соотношению, предложенному Н.Б. Слижевским [8]

$$\mu = \frac{T_e}{\frac{\rho V_{II}^2}{2} A_p} + (k_1 + k_2) \frac{2\pi\lambda_R}{2 + \lambda_R},$$

где T_e - тяга вспомогательного гребного винта, k_1 - коэффициент, учитывающий влияние грушевидной наделки, k_2 - коэффициент, учитывающий влияние вспомогательного гребного винта.

Коэффициенты k_1 и k_2 определяются по графикам [8] в функции относительного удлинения активного руля относительно диаметра грушевидной наделки и коэффициента нагрузки по тяге вспомогательного гребного винта активного руля.

Для рулей, расположенных за рудерпостом, коэффициент μ зависит от нагрузки гребного винта и определяется по эмпирической формуле [3]

$$\mu = \frac{2\pi}{1 + \frac{2}{\lambda}} \sqrt{\bar{b}} + 1,4 \frac{\lambda^2}{\lambda^2 + 0,47} C_{TA},$$

где λ - относительное удлинение комплекса руль-рудерпост, \bar{b} - относительная хорда руля.

Для поворотных насадок коэффициент μ может быть вычислен по формуле [1]

$$\mu = \frac{\left[1 + 0,25(\sqrt{1 + C_{TH}} + 1)\right]^2 \left[1 - (0,45 - 0,35\bar{I}_H)\right]}{2\bar{I}_H} + \frac{C_{TH}}{4\bar{I}_H},$$

где $\bar{I}_H = \frac{I_H}{D}$ - относительная длина насадки, C_{TH} - коэффициент нагрузки по упору комплекса гребной винт-направляющая насадка.

Угол атаки пера руля α существенно изменяется при криволинейном движении судна от угла перекадки α_R и может быть определен как [1]

$$\alpha = \alpha_R - \kappa_P \left(\beta - \frac{I_R \omega}{L_C} \right),$$

где I_R - расстояние между рулем и мидель-шпангоутом; $\kappa_P = \kappa_K \kappa_B$ - приведенный коэффициент влияния корпуса и гребного винта; $\kappa_K = 1,25 - 0,1 \frac{L_C}{B}$ - коэффициент влияния

корпуса [2]; $\kappa_B = \frac{(A_R - A_B) + A_B \sqrt{1 + C_{TA}}}{(A_R - A_B) + A_B (1 + C_{TA})}$ - коэффициент влияния винта; A_B - площадь пера руля, расположенная в струе гребного винта.

Для поворотных насадок коэффициент κ_B может быть определен как [1]

$$\kappa_B = 0,725 - 0,052 C_{TH}.$$

Для рулей, расположенных за рудерпостом, коэффициент κ_B учитывает не только влияние струи от винта, но и влияние изменения формы комплекса руль-рудерпост при переключке руля. Этот коэффициент может быть определен по графикам [3].

С учетом приведенных соотношений выражение для определения поперечной силы на переложенном руле имеет вид

$$Y_P = \mu [1 - \psi_P(\beta_{*K}^*)]^2 \left[\alpha_R - \kappa_P \left(\beta + \frac{I_R}{L_C} \omega \right) \right] \left[1 + \frac{A_B}{A_R} C_{TA} \right] A_R \frac{\rho}{2} V_A^2.$$

Момент поперечной силы

$$M_P = Y_P I_R.$$

Приведенный набор формул позволяет произвести математическое моделирование движение промыслового судна без учета буксировки орудий лова.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по теории корабля. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители: В 3 т. [Справочник] / Под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985. – Т.1. – 768 с.
2. Мاستушкин Ю. М. Управляемость промысловых судов. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 232 с.
3. Першиц Р. Я. Управляемость и управление судном. Л.: Судостроение, 1983. – 272 с.
4. Мастушкин Ю. М. Метод расчета гидродинамических характеристик траулеров в задачах управляемости// Тр/КТИРПИХ. – 1975. – Вып. 59.-С. 86 - 92.
5. Соколов А.В. Аппроксимирующие выражения для расчета гидродинамических характеристик добывающих судов/ Мурман. высш. инж. мор. уч-ще. – Мурманск, 1984. – 11 с. Деп. в ЦНИИТЭИРХ 25.01.85, № 650 рх - Д85
6. Ивановский Н.В. Экспериментальное исследование корпусных гидродинамических сил вихревой природы рыбопромыслового судна / Н.В. Ивановский, С.П. Голиков, С.Г. Черный. – Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2013. – с.123-127.
7. Гофман А. Д. Движительно-рулевой комплекс и маневрирование судна. – Л.: Судостроение, 1988. – 360 с.
8. Федяевский К. К., Соболев Г. В. Управляемость корабля. – Л.: Судпромгиз, 1963.
9. Gutsche F. Untersuchungen Schiffsschrauben in schräger Ausströmung. – Schiffbauforschung/ - 1964/
10. Гофман А. Д. Движительно-рулевой комплекс и маневрирование судна: справочник. Л.: Судостроение, 1988. – 360 с.
11. Атлас гидродинамических характеристик судовых рулей. – Новосибирск, 1972. – 88 с.

Голіков С.П., Смітюх Н.П.

ВИЗНАЧЕННЯ НЕІНЕРЦІОННИХ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА КОРПУС СУДНА ПРИ МОДЕЛЮВАННІ В ЗАДАЧАХ АВТОМАТИЗАЦІЇ

У статті розглянута математична модель, яка описує процес руху промислового судна. Наведено методики визначення неінерційних сил, діючих на судно в залежності від характеристик судна та впливу навколишнього середовища. Представлені вирази для визначення корпусних гідродинамічних і аеродинамічних сил віхревої природи рибпромислового судна. На основі аналізу досліджень в області теорії корабля складені методики для розрахунку моделі сил дії гребного гвинта і керма судна.

Ключові слова: судно, управління, модель, теорія корабля.

Golikov S., Smetux N.

DEFINITION NON-INERTIAL FORCES ACTING ON THE VESSEL HULL MODELING IN AUTOMATION TASKS

The article describes a mathematical model describing the process of movement of the fishing vessel. Techniques of determining the non-inertial forces acting on the ship depending on vessel characteristics and environmental influences. Expressions for determining the hull hydrodynamic and aerodynamic forces of vortex nature of the fishing vessel. Based on analysis of research in the theory of the ship composed methodology for calculating the forces of action of the propeller and steering the ship.

Keywords: ship, management, model, theory of ships.